Études du refroidissement par free cooling indirect d'un bâtiment exothermique : application au centre de données

Yazid Kaced

▶ **To cite this version:**

Yazid Kaced. Études du refroidissement par free cooling indirect d'un bâtiment exothermique : application au centre de données. Thermique [physics.class-ph]. Université de Bretagne Sud, 2018. Français. NNT : 2018LORIS499 . tel-02344851

HAL Id: tel-02344851
https://theses.hal.science/tel-02344851

Submitted on 4 Nov 2019

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

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

UNIVERSITE BRETAGNE SCIENCES LOIRE POUR L'INGENIEUR

Université Bretagne Sud

THESE DE DOCTORAT DE

L'UNIVERSITÉ BRETAGNE SUD

COMUE UNIVERSITE BRETAGNE LOIRE

ÉCOLE DOCTORALE N° 602
Sciences pour l'Ingénieur
Spécialité : « *Energétique-Thermique-Combustion*»

Par
« Yazid KACED »

« Etudes du refroidissement par free cooling indirect d'un bâtiment exothermique : Application au centre de données »

Thèse présentée et soutenue à « Lorient », le « 06/09/2018 »
Unité de recherche : IRDL
Thèse N° : 499

Composition du Jury :

Rapporteurs
Mme. Hasna LOUAHLIA
Professeur, Université de Caen

M. Patrick SALAGNAC
Professeur, Université de la Rochelle

Président
M. Ionut DANAILA
Professeur, Université de Rouen Normandie

Examinateur
M. Hervé NOEL
Maitre de conférences, Université de Bretagne Sud

Directeur de thèse
M. Patrick GLOUANNEC
Professeur, Université de Bretagne Sud

Co-directeur de thèse
M. Stéphane LE MASSON
Docteur, Orange Labs

Titre : Etudes du refroidissement par free cooling indirect d'un bâtiment exothermique : Application au centre de données

Mots clés : Efficacité énergétique, Bâtiment ; Refroidissement, Expérimentation in situ, Simulation Thermique Dynamique.

Résumé : Un centre de données est un site comportant des salles hébergeant un grand nombre d'équipements informatiques. Le fonctionnement de ces équipements informatiques induit des apports de chaleur très conséquents qui doivent être compensés par des systèmes de refroidissement. En effet, les normes imposent des plages restreintes de température et d'humidité dans les salles qui induisent de fortes consommations d'énergie. Il est donc nécessaire de développer des solutions moins énergivores. Le refroidissement par free cooling consiste à refroidir les équipements en exploitant les conditions climatiques favorables.
Les travaux réalisés durant cette thèse s'appuient sur une expérimentation menée dans des conditions climatiques réelles au sein d'un bâtiment. Il s'agit d'étudier le refroidissement de baies informatiques. Pour mettre en place un refroidissement par « free cooling » indirect, la configuration du bâtiment a été modifiée au cours de la thèse et une instrumentation conséquente mise en place.
Les objectifs sont de déterminer à partir de séquences de mesures des coefficients de performance, de développer et de valider un modèle numérique destiné à la prédiction du comportement thermo-aéraulique en usage de ce type de solution.
Des expériences sont menées initialement avec une puissance dissipée à l'intérieur du bâtiment et un refroidissement assuré uniquement par une circulation de l'air extérieur au sein de trois parois. Des modifications ont ensuite été apportées au sein du bâtiment. Une circulation d'air en circuit fermé a été créée à l'intérieur afin de refroidir les baies par un flux d'air traversant.
Afin de disposer d'une base de données probante, de nombreuses séquences de mesures avec une ou plusieurs baies sont réalisées dans différentes conditions. La variation des paramètres opératoires permet de bien appréhender le fonctionnement de l'installation et définir les paramètres d'optimisation énergétique.
Les modèles numériques sont développés par le biais de TRNSYS / TRNFLOW. La confrontation des simulations à des mesures montre la pertinence de la démarche mise en œuvre.

Title : Indirect free cooling studies in an exothermic building: Application to data centers

Keywords : Energy Efficiency, Building; Cooling, Experimentation, Dynamic Thermal Simulation.

Abstract: A data center is a warehouse that contains telecommunication equipment, network infrastructure, servers, and computers. This equipment leads to a very high heat dissipation which must be compensated by the use of cooling systems. Telecommunication standards impose restricted climatic ranges (temperatures and humidity) leading to a very high energy consumption devote to air conditioning. The reduction of this energy consumption constitutes a real challenge which should be raised and solved. Many cooling solutions are proposed as the free cooling solution, which consists in cooling equipment by using external air in propitious climatic conditions.
The work carried out during this thesis is based on experiments conducted within a building in real climatic conditions in order to study the cooling of telecom cabinets. During this study, the building configuration was modified, an indirect "free cooling" system was set up and a significant instrumentation was implemented.
The objectives are to establish performance factors issued from measurements, to develop and to validate a numerical model in order to predict the thermoaeraulic behavior for this type of solution.
Initially, experiments are carried out with a power dissipated inside the building and a cooling provided only by an outside air circulation. Then, significant modifications were made into the building to introduce an internal air circulation in a closed loop in order to evacuate the heat dissipated inside cabinets by a crossing airflow.
In order to get a convincing database, measurements were conducted by using one and then several cabinets in different conditions. Modifications are made to operating parameters in order to better understand the installation operation and to define the energy optimization parameters.
Numerical models are developed through TRNSYS / TRNFLOW. The confrontation of simulations with measurements shows the implemented approach relevance.

« Cela parait toujours impossible
jusqu'à ce que ce soit fait »
– Nelson MANDELA

Remerciements

Les travaux de cette thèse ont été réalisés dans le cadre d'une convention CIFRE entre Orange Labs (Lannion) et l'Université de Bretagne Sud (Lorient). Je remercie toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail. Toutefois, je tiens d'en citer certaines en particulier.

Je commence par remercier mon directeur de thèse Patrick GLOUANNEC pour son implication, son professionnalisme et son suivi continu du début à la fin. Le travail à ses côtés m'a été une phase d'apprentissage importante qui me servira pour toujours.

Je tiens à témoigner ma gratitude à Stéphane LE MASSON qui a accepté de m'accueillir et d'encadrer cette thèse au sein d'Orange Labs. Il a su être disponible afin de suivre les travaux de près avec ses pertinentes remarques. Son humour de tous les jours est très appréciable.

Je remercie David NÖRTERSHÄUSER qui a également participé à l'encadrement de cette thèse par ses conseils avisés d'un expert dans le domaine. Un grand merci à Philippe LEVASSEUR qui a eu la gentillesse de m'aider dans toutes les tâches techniques lors des travaux expérimentaux. J'ai pris un réel plaisir en travaillant avec lui.

J'adresse mes remerciements à tous les membres de l'équipe REE d'Orange Labs (Research on Energy and Environment). Ce fut une très belle aventure professionnelle et humaine. Je cite particulièrement : Alain RINGNET, Jacky GAUTIER, Alain PERAUDEAU, Gilles NEGRE-AUSTRUY, Olivier FOUCAULT et Gwenaëlle DELSART.

Mes remerciements s'adressent ici à tous mes amis et collègues pour les bons moments d'échanges et les différentes activités partagées : Imed ALLAL, Rabah GUEDREZ, Raouf GHAMRI, Serge TEMBO, Simon RICORDEAU, Kanza SALALIQI, Yewan WANG, Fabien DOUCHET, Florian OLIVEAU et bien d'autres.

Je remercie également l'ensemble des membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail : Madame Hasna LOUAHLIA GUALOUS et Messieurs Patrick SALAGNAC, Ionut DANAILA et Hervé NOËL.

Enfin, je remercie mes parents Ali et Fatma, ma fiancée Kahina, mon grand frère Amine et ma petite sœur Rima de m'avoir apporté un soutien sans failles et des encouragements continus tout au long de mes années d'études et durant cette thèse. Cet accomplissement n'aurait pas été possible sans eux. D'ailleurs, ce travail leur est dédié.

Tables des matières

Introduction générale **15**
1 Etat de l'art **17**
1.1 Introduction **18**
1.1.1 Généralités sur les datacenters 18
1.1.2 Descriptif des équipements 19
1.1.3 Consommation énergétique 19
1.1.4 Problématique thermique 20
1.1.5 Paramètres d'efficacité énergétique 21
1.2 Refroidissement des systèmes informatiques **22**
1.2.1 Refroidissement par production de froid 22
1.2.2 Refroidissement par Free cooling 22
1.3 Gestion des flux d'air à l'intérieur d'un datacenter **24**
1.3.1 Flux d'air traversant 24
1.3.2 Flux d'air vertical 26
1.3.3 Confinement des allées 26
1.4 Simulations thermique et aéraulique de bâtiments et de systèmes **27**
1.4.1 Phénomènes physiques 27
1.4.2 Simulation du comportement thermique de bâtiments 29
1.4.3 Etudes numériques des Data centers 31
1.5 Conclusion **32**
2 Etudes expérimentales et numériques du comportement thermo-aéraulique du bâtiment. **33**
2.2 Introduction **34**
2.3 Descriptif de l'expérience **34**
2.3.1 Le bâtiment 34
2.3.2 Les équipements 35
2.3.3 L'instrumentation 35
2.4 Séquence de mesures sans circulation d'air dans les parois **37**
2.4.1 Essais préliminaires 37
2.4.2 Séquence de mesure avec brassage et sans free cooling 39
2.5 Séquence de mesures avec une circulation d'air dans les parois **41**
2.5.2 Influence du débit dans la veine extérieure 43
2.5.3 Flux de chaleur évacué par l'air 45
2.6 Modélisation thermo-aéraulique du bâtiment **46**
2.6.1 Hypothèses 47
2.6.2 Modèle TRNSYS / TRNFLOW 47

2.6.1 Données d'entrée pour la simulation 48
2.6.2 Etude sans free cooling 50
2.6.3 Etude avec une circulation d'air dans la veine extérieure 54
2.7 Conclusion 56
3 Etudes expérimentales du refroidissement de baies 57
3.1 Introduction 58
3.2 Descriptif de l'expérimentation 58
3.2.1 Circuit aéraulique pour le refroidissement 58
3.2.2 Descriptif des baies 59
3.2.3 Instrumentation 60
3.3 Etudes avec une seule baie 61
3.3.1 Intérêt du confinement 61
3.3.2 Etudes avec confinement 66
3.4 Etude avec plusieurs baies 77
3.4.1 Paramètres opératoires et conditions climatiques 77
3.4.2 Analyse des températures d'air 79
3.4.3 Bilan énergétique 80
3.4.4 Influence du débit d'air dans les veines d'air intérieure et extérieure 81
3.5 Evaluation de l'efficacité du free-cooling 81
3.6 Conclusion 83
4 Simulation du refroidissement d'une baie par free cooling et couplage au bâtiment 85
4.1 Introduction 86
4.2 Simulation de la réponse thermique d'une baie 86
4.2.1 Modèle 86
4.2.2 Paramètres opératoires et conditions aux limites 88
4.2.3 Confrontation simulation - expérience 88
4.3 Simulation de la réponse thermique d'une baie couplée au bâtiment 90
4.3.1 Descriptif du modèle 90
4.3.2 Confrontation simulation - expérience 91
4.4 Conclusion 99
5 Conclusion générale 100
6 Références 102
7 Annexe 108
7.1 Modélisation thermique et aéraulique 109
7.1.1 Modélisation thermique 109
7.1.2 Modélisation aéraulique 109
7.2 Caractéristiques du bâtiment exothermique 111

7.2.1 Environnement du bâtiment 111
7.2.2 Cloisons intérieures du bâtiment 111
7.2.3 Surface des murs 111
7.2.4 Caractéristiques des parois 112
7.3 Conductance du bâtiment 113
7.3.1 Résistances thermiques des parois 113
7.3.2 Conductance du bâtiment 113
7.3.3 Profils des températures dans les parois 114
7.4 Etude de sensibilité numérique 115
7.4.1 Etude sans circulation d'air dans la veine extérieure 115
7.4.2 Étude numérique avec circulation d'air dans la veine extérieure 116
7.5 Etudes expérimentales complémentaires d'une baie refroidie par free cooling 117
7.5.1 Effet de la canalisation du flux d'air à l'entrée du rack 117
7.5.2 Puissance consommée par les ventilateurs centrifuges 117
7.5.3 Effet du débit d'air traversant les racks dans le cas d'une seule baie 118
7.5.4 Arrêt des ventilateurs dans le cas d'une seule baie 121

Liste des figures

Figure 1.1 : Vue globale d'un datacenter 18
Figure 1.2 : Echelle du datacenter et ses composants [12] 19
Figure 1.3 : Prévision de la consommation énergétique des datacenters [18] 19
Figure 1.4 : Les classes de températures dans les datacenters ASHRAE-2011 [24] 20
Figure 1.5 : Répartition de la consommation énergétique dans un datacenter 21
Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur 22
Figure 1.7 : Free cooling direct et indirect 23
Figure 1.8 : Schématisation du bâtiment exothermique [4] 23
Figure 1.9 : Schématisation des allées froides et chaudes dans un datacenter [57]. 24
Figure 1.10 : Phénomène de by-pass et de recirculation d'air [58]. 25
Figure 1.11 : Configuration de flux d'air vertical [63] 26
Figure 1.12 : Confinement d'allée dans un datacenter 27
Figure 1.13 : Transfert de la vitesse à partir de la station météo jusqu'au bâtiment 28
Figure 1.14 : Schéma de combinaison du module thermique et aéraulique 30
Figure 1.15 : (a) Modèle simplifié de baie (b) Modèle simplifié de serveurs sous TRNSYS . 31
Figure 2.1 : Schéma du bâtiment exothermique 34
Figure 2.2 : Configuration du bâtiment et constitution de la paroi verticale Ouest 35
Figure 2.3 : Plan d'équipements et d'instruments dans le bâtiment (a) Vue de dessus (b) Vue de face 36
Figure 2.4 : (a) Configurations des résistances dans les baies (b) puissance dissipée 37
Figure 2.5 : Température de l'air intérieur à différentes hauteurs, conditions climatiques et puissance dissipée (a) configuration 1 (b) configuration 2 38
Figure 2.6 : Températures d'air à l'intérieur en fonction de la position verticale et horizontale(a) avec brassage d'air interne (b) sans brassage 39
Figure 2.7 : Puissance dissipée par les résistances et température de résistance 39
Figure 2.8 : (a) Température d'air extérieur et ensoleillement (b) Vitesse et direction du vent 40
Figure 2.9 : (a) Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est intérieure et extérieure et conditions climatiques (b) Températures des surfaces extérieures et conditions climatiques . 40
Figure 2.10 : Températures du plancher et dans le vide sous plancher pour deux positions différentes et température extérieure 41
Figure 2.11 : (a) Débit d'air dans la veine extérieure et puissance dissipée (b) Température d'une résistance 41
Figure 2.12 : (a) Température de l'air extérieur et éclairement solaire (b) Vitesse et direction du vent locale 42

Figure 2.13 : Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est (intérieure et extérieure) et de l'air extérieur 42
Figure 2.14 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Ecart entre la température d'air à la sortie et à l'entrée de la veine extérieure 43
Figure 2.15 : (a) Débit d'air dans la veine extérieure et puissance dissipée (b) Température de surface d'une résistance 43
Figure 2.16 : (a) Température de l'air extérieur et éclairement solaire total (b) Vitesse et direction du vent locale 44
Figure 2.17 : Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est (intérieure et extérieure) et de l'air extérieur 44
Figure 2.18 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Ecart entre la température d'air à la sortie et à l'entrée de la veine extérieure 45
Figure 2.19 : Bilan thermique global 46
Figure 2.20 : Températures au niveau du plancher 46
Figure 2.21 : Définition des zones et nœuds thermiques et du réseau aéraulique 48
Figure 2.22 : Schéma montrant les conditions aux limites 49
Figure 2.23 : Ensoleillement calculé sur les murs verticaux pour la journée du 24 mai via le type 16 51
Figure 2.24 : Coefficients d'échanges convectifs et radiatifs au niveau du mur Ouest 51
Figure 2.25 : Débit des fuites d'air à travers les bouches mal obstruées (infiltration ou exfiltration) 51
Figure 2.26 : Températures des surfaces extérieures 52
Figure 2.27 : Températures d'air dans la veine Est (intérieure et extérieure) 53
Figure 2.28 : Températures d'air dans la veine Ouest (intérieure et extérieure) 53
Figure 2.29 : Températures d'air dans la veine Sud (intérieure et extérieure) 53
Figure 2.30 : (a) Températures à l'intérieur du bâtiment (b) Températures sous le plancher .. 54
Figure 2.31 : Températures des surfaces extérieures (Est et Ouest) 54
Figure 2.32 : Températures des surfaces extérieures (Sud et Toit) 55
Figure 2.33 : Températures d'air dans la veine intérieure et extérieure 55
Figure 2.34 : Températures à l'intérieur du bâtiment (b) Températures sous le plancher 56
Figure 3.1 : nouvelle configuration interne du bâtiment (a) dessin 3D (b) vue de dessus 59
Figure 3.2 : Coupe droite d'une baie, position des convergents et instrumentation 59
Figure 3.3 : fluctuation de la puissance dissipée en fonction du temps 60
Figure 3.4 : Schéma montrant le confinement des allées au niveau de la baie 61
Figure 3.5 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de la résistance de chaque rack 62
Figure 3.6 : Conditions climatiques 62

Figure 3.7 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et en sortie de chaque rack 63

Figure 3.8 : Température de l'allée chaude et froide (a) 1m de hauteur (b) 2,3m de hauteur.. 64

Figure 3.9 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher 64

Figure 3.10 : Températures d'air dans la veine intérieure 65

Figure 3.11 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Coefficient de corrélation en fonction du temps 65

Figure 3.12 : Bilan thermique avec et sans confinement 66

Figure 3.13 : (a) Paramètres opératoires : puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air rack (b) Température de résistance de chaque rack 67

Figure 3.14 : Conditions climatiques 67

Figure 3.15 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de rack 68

Figure 3.16 : Température de l'allée chaude et froide (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur 68

Figure 3.17 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher 68

Figure 3.18 : Températures d'air (a) dans la veine intérieure (b) dans la veine extérieure..... 69

Comme le montre la Figure 3.19 un calcul de la puissance évacuée à l'échelle des racks conduit à une puissance très proche de celle dissipée par les résistances. C'est également le cas pour le calcul de la puissance à l'échelle de la veine extérieure. 69

Figure 3.20 : Bilan thermique pour deux puissances dissipées 70

Figure 3.21 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack 71

Figure 3.22 : Conditions climatiques 71

Figure 3.23 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de rack 72

Figure 3.24 : Température de l'allée chaude et froide (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur 72

Figure 3.25 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher 72

Figure 3.26 : Températures d'air (a)dans la veine intérieure (b) dans la veine extérieure..... 73

Figure 3.27 : Bilan des puissances 73

Figure 3.28 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack 74

Figure 3.29 : Conditions climatiques 74

Figure 3.30 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures à l'entrée et sortie de chaque rack 75

Figure 3.31 : (a) Température de l'allée chaude et froide à 1m de hauteur (b) Température de l'allée chaude et froide à 2,3m de hauteur 75
Figure 3.32 : Températures du plafond, plancher et du vide sous-plancher 75
Figure 3.33 : (a) Températures d'air dans la veine intérieure (b) Températures d'air dans la veine extérieure 76
Figure 3.34 : Bilan des puissances 77
Figure 3.35 : Schéma du bâtiment avec 3 baies et le confinement associé 77
Figure 3.36 : Puissance dissipée et température de résistance dans chaque rack 78
Figure 3.37 : (a) débit d'air traversant chaque rack (b) débit de circulation d'air intérieur et extérieur 78
Figure 3.38 : conditions climatiques (a) température extérieure et ensoleillement (b) données du vent 78
Figure 3.39 : Températures d'air à l'entrée et à la sortie (a) racks bas (b) racks hauts 79
Figure 3.40 : Température d'air dans l'allée froide et chaude 79
Figure 3.41 : (a) températures d'air dans la veine intérieure (b) écarts par rapport à la température extérieure 80
Figure 3.42 : (a) températures d'air dans la veine extérieure (b) écarts par rapport à la température extérieure 80
Figure 3.43 : Bilans des puissances (a) bilan dans les racks (b) bilan global 81
Figure 3.44 : (a) Débit de circulation intérieure et de circulation extérieure (b) conditions climatiques 81
Figure 3.45 : Evolution du PUE_p 83
Figure 4.1 : Schéma représentatif des conditions limites utilisées 86
Figure 4.2 : Schéma du modèle numérique 87
Figure 4.3 : (a) paramètres opératoires (b) températures utilisées comme conditions limites 88
Figure 4.4 : Température de reprise simulée pour différents débits 89
Figure 4.5 : Confrontation de températures dans : (a) l'allée froide (b) l'allée chaude 89
Figure 4.6 : Températures d'entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut 90
Figure 4.7 : Température des résistances 90
Figure 4.8 : Schéma du modèle numérique 91
Figure 4.9 : Températures en entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut 92
Figure 4.10 : Température de l'allée froide et l'allée chaude (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur 92
Figure 4.11 : (a) Températures dans la veine d'air intérieure (b) température de soufflage et de reprise 93
Figure 4.12 : Températures (a) dans la veine d'air extérieure (b) en entrée et sortie de la veine extérieure 93
Figure 4.13 : Température d'air dans le vide sous-plancher 94

Figure 4.14 : Températures d'air dans la veine intérieure pour deux valeurs du coefficient d'échange convectif 94
Figure 4.15 : Températures en entrée et sortie du rack en fonction du coefficient d'échange convectif dans les veines (a) rack bas (b) rack haut 95
Figure 4.16 : Températures d'air dans les veines en fonction du débit dans la veine extérieure 96
Figure 4.17 : Températures d'air dans le vide sous-plancher en fonction du coefficient d'échange convectif avec le sol 96
Figure 4.18 : (a) paramètres opératoires (b) conditions climatiques 97
Figure 4.19 : Températures en entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut 97
Figure 4.20 : (a) Températures dans la veine d'air intérieure (b) température de soufflage et de reprise 98
Figure 4.21 : (a) Températures dans la veine d'air extérieure (b) température à l'entrée et sortie de la veine extérieure 98
Figure 4.22 : Température d'air dans le vide sous-plancher 98
Figure 4.23 : Températures d'air dans les veines en fonction du débit dans la veine extérieure 99
Figure 7.1 : Flux de chaleurs et températures des surfaces 109
Figure 7.2 : Vue aérienne du bâtiment 111
Figure 7.3 : Modification réalisée à l'intérieur du bâtiment sur les parois Est et Ouest 111
Figure 7.4 : Résistances thermiques du bâtiment sans vide sous plancher 113
Figure 7.5 : Profil des températures : (a) Paroi ouest, est et sud (b) Paroi nord 114
Figure 7.6 : Profil des températures (a) Plancher et vide sous-plancher (b) toit 114
Figure 7.7 : Effet d'absorptivité sur les températures des surfaces extérieures verticales 115
Figure 7.8 : Effet de l'émissivité sur les températures des surfaces extérieures verticales Est et Ouest 116
Figure 7.9 : Effet de l'émissivité sur les températures des surfaces extérieures verticales Nord et Sud 116
Figure 7.10 : Température de la surface extérieure nord et la surface intérieure de la porte 116
Figure 7.11 : Températures de deux résistances dans deux racks différents 117
Figure 7.12 : Puissance consommée par les 4 ventilateurs centrifuges intérieurs ainsi que le ventilateur centrifuge extérieur 117
Figure 7.13 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack 118
Figure 7.14 : Conditions climatiques 118
Figure 7.15 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de chaque rack 119

Figure 7.16 : Température de l'allée chaude et froide(a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur 119
Figure 7.17 : Températures du plafond, plancher et du vide sous-plancher 120
Figure 7.18 : (a) Températures d'air dans la veine intérieure (b) Températures d'air dans la veine extérieure 120
Figure 7.19 : Bilan des puissances 121
Figure 7.20 : (a) Paramètres opératoires (b) Température de soufflage et de reprise 121
Figure 7.21 : Bilan des puissances 122
Figure 7.22 : Paramètres opératoires (panne de circulation intérieure) 122
Figure 7.23 : Températures des résistances 122
Figure 7.24 : (a) Températures des allées (b) Températures à l'entrée et sortie de chaque rack 123
Figure 7.25 : Bilan des puissances 123

Listes des tableaux

Tableau 2.1 : Récapitulatif de l'instrumentation utilisée 37
Tableau 2.2 : Températures d'air moyennes à l'entrée et à la sortie de la veine extérieure 46
Tableau 2.3 : Vitesses d'air au niveau des surfaces intérieures 50
Tableau 2.4 : Vitesse du vent local 50
Tableau 3.1 : Récapitulatif de l'instrumentation 60
Tableau 3.2 : Indices d'évaluation des phénomènes de recirculation et de by-pass 63
Tableau 3.3 : Températures moyennes avec et sans confinement 65
Tableau 3.4 : Températures moyennes pour les deux puissances dissipées 69
Tableau 3.5 : Puissances dans les veines en fonction du débit d'air à la reprise 70
Tableau 3.6 : Valeurs du RTI en fonction du débit d'air au soufflage 72
Tableau 3.7 : Températures moyennes pour différents débits d'air de soufflage 73
Tableau 3.8 : Températures moyennes pour différents débits d'air dans la veine extérieure .. 76
Tableau 3.9 : Récapitulatif des puissances consommées et des PUE obtenus 83
Tableau 4.1 : Valeurs des débits d'air correspondants à chaque simulation 88
Tableau 7.1 : Surfaces moyennes des différentes parois internes et externes (en m²) 111
Tableau 7.2 : Coefficient d'absorption solaire et émissivité dans l'infrarouge long 112
Tableau 7.3 : Propriétés thermo-physiques des parois 112
Tableau 7.4 : Valeurs du RTI en fonction du débit d'air traversant la baie 119
Tableau 7.5 : Températures moyennes pour différents débits d'air dans les racks 120
Tableau 7.6 : Températures moyennes pour deux niveaux de débits d'air extérieur (panne) 121

Nomenclature

c_p	Capacité calorifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
Dvent	Direction du vent	°
e	Epaisseur	mm
Esol	Eclairement solaire	$W.m^{-2}$
h	Coefficient de transfert convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_rad	Coefficient de transfert radiatif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
HR	Humidité relative	%
k	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
P	Puissance	W
Qv	Débit volumique	$m^3.h^{-1}$
S	Surface	m²
T	Température	°C
U	Conductance thermique	$W.m^{-2}.K^{-1}$
Uvent	Vitesse du vent	$m.s^{-1}$
V	Vitesse	$m.s^{-1}$

Symboles grecs

α	Absorptivité solaire	
ε	Emissivité Infra-rouge long	
σ	Constante de Stéphane Boltzmann	$W.m^{-2}.K^{-4}$
Ø	Diamètre	mm
Δ	Différence	
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$

Indices

al	Allée
bat	Bâtiment
ciel	Ciel
dis	Dissipé
ent	Entrée
est	Est
evac	Evacué
exp	Expérimentale
ext	Extérieur
grille	Grille de ventilation
int	Intérieur

nord	Nord
ouest	Ouest
pl	Plancher
rack	Rack
rep	Reprise
se	Surface extérieure
si	Surface intérieure
sim	Simulation
sol	Sol
sor	Sortie
souf	Soufflage
sud	Sud
toit	Toit
vext	Veine d'air extérieure
vide	Vide sous plancher
vint	Veine d'air intérieure

Acronymes

ASHRAE	Association Society of Heating, Refrigerating and air conditioning Engineers
BES	Building Energy Simulation
CFD	Computational Fluid Dynamics
PUE	Power Usage Effectiveness
PUE_p	Partial Power Usage Effectiveness
RHI	Return Heat Index
RTI	Return Temperature Index
SHI	Supply Heat Index

Introduction générale

Un centre de données ou datacenter est une infrastructure qui comporte des salles de grande surface hébergeant un grand nombre de serveurs et d'équipements informatiques, et des salles techniques dédiées à l'alimentation électrique et la climatisation. La croissance de la demande sur les nouvelles technologies de l'information et des communications est accompagnée d'une évolution technologique rapide des réseaux de télécommunication et des équipements informatiques. Cette évolution conduit également à une augmentation importante de la consommation électrique (qui conduit à une émission plus importante du CO_2) qui ne cesse pas de progresser au fil du temps. En effet, la totalité de l'énergie électrique consommée par les équipements informatiques est transformée en chaleur avec des densités de puissance qui deviennent conséquentes. Les salles dont la surface est de l'ordre de 1000 m², accueillent de plus en plus d'équipements énergivores, avec une densité de puissance pouvant dépasser 6 $kW.m^{-2}$ [1].

L'exploitation d'un système de refroidissement performant devient donc indispensable afin d'éviter une augmentation rapide et importante des températures et donc un arrêt des équipements. En général, ces systèmes sont réglés sur des plages restreintes de température et d'humidité ce qui induit une consommation d'énergie conséquente qui peut représenter la moitié de la consommation totale d'un datacenter [2]. La réduction de la consommation énergétique de ces installations constitue donc un enjeu que les principaux acteurs vont devoir relever afin de diminuer les dépenses et de faire face aux contraintes qui risquent d'être imposées en vue de réduire l'empreinte sur l'environnement.

La réduction de la consommation électrique totale d'un centre de données passe par une amélioration de l'efficacité énergétique. Cette amélioration implique une optimisation de la distribution des équipements dans les salles et le recours à de nouvelles solutions de refroidissement.

Parmi les solutions de refroidissement proposées, on trouve le free cooling qui exploite les conditions climatiques extérieures quand elles sont favorables (température et hygrométrie) [3]. En termes de consommation d'énergie, le free cooling s'avère une solution intéressante par rapport aux systèmes classiques (production de froid). Il peut être utilisé exclusivement ou bien partiellement dans un datacenter en parallèle avec un système de climatisation classique pour minimiser la consommation énergétique.

Cette solution de free cooling est particulièrement bien adaptée dans le concept du bâtiment exothermique [4] qui consiste à assurer le refroidissement par une circulation de l'air extérieur au sein de l'enveloppe ; un échangeur air/air à contre-courant est intégré au sein de plusieurs parois. Quand la température de l'air extérieur est inférieure à la valeur de consigne, un débit d'air est imposé dans la veine d'air externe. Ce concept limite les inconvénients du free cooling. En effet, dans ce cas il n'existe pas de mélange entre le flux d'air interne et externe ce qui permet de s'affranchir des problèmes liés à l'apport de polluants, poussières et d'humidité.

Dans le cadre de cette thèse, un travail expérimental et numérique est réalisé pour évaluer le refroidissement par « free cooling » de baies installées dans un petit bâtiment exothermique. À partir d'expériences « in situ » un modèle numérique est développé afin de prédire la réponse thermique et aéraulique de l'ensemble de ce bâtiment.

La première partie du chapitre 1 est dédié à un état de l'art sur les centres de données en mettant l'accent sur les enjeux énergétiques et les différentes solutions pouvant aboutir à une

amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de refroidissement. La seconde partie de ce chapitre présente une étude bibliographique sur les différentes approches pour modéliser le comportement thermique et aéraulique de bâtiments et des centres de données.

Le chapitre 2 décrit les études expérimentales et numériques mise en œuvre dans le cadre de cette thèse pour modéliser le comportement thermique d'un bâtiment exothermique installé sur le site d'Orange Labs à Lannion. Afin de bien appréhender « in situ » le fonctionnement de cette installation, une instrumentation conséquente est mise en œuvre et des séquences de mesures sont réalisées en faisant varier différents paramètres : la puissance dissipée à l'intérieur du bâtiment, le débit d'air pour le refroidissement par free cooling.
À partir de cette base de données expérimentale, différentes hypothèses simplificatrices sont retenues et un modèle numérique multizone est développé sur TRNSYS pour prédire le comportement thermo-aéraulique de l'installation. Ce modèle est ensuite validé par la confrontation de températures mesurées à des évolutions simulées.

Le chapitre 3 est dédié à la présentation de la nouvelle expérimentation mise en œuvre dans le cadre de cette thèse. Des modifications conséquentes ont été réalisées à l'intérieur du bâtiment afin d'introduire une circulation en circuit fermé de l'air et ainsi refroidir les baies par un flux d'air traversant. D'autre part, une instrumentation complémentaire est mise en œuvre.
Dans un premier temps, le refroidissement d'une seule baie est étudié. Cette dernière est équipée de résistances électriques et de ventilateurs afin de se rapprocher du fonctionnement thermique réel d'une installation. Un des objectifs est de montrer l'intérêt du confinement. La suite des travaux porte ensuite sur le refroidissement de trois baies installées côte à côte. Cette configuration se rapproche des centres de données réels. Des séquences de mesures sont réalisées en modifiant les paramètres opératoires à l'échelle des baies et du bâtiment : puissances dissipées, débits d'air. L'exploitation de ces expériences permet d'appréhender l'efficacité énergétique du refroidissement des baies par du « free cooling » indirect.

Le dernier chapitre est consacré au développement et à la validation d'un outil numérique pour la prédiction du refroidissement d'une baie au sein du bâtiment. En exploitant les mesures du chapitre 3 un premier modèle à l'échelle d'une baie est développé. Ce modèle est ensuite couplé au bâtiment. Des résultats de simulation sont alors confrontés à des mesures afin d'évaluer la pertinence de la démarche et l'influence de paramètres opératoires de l'installation.

Chapitre 1 :

1 Etat de l'art

Sommaire

1.1	**Introduction**	**18**
1.1.1	Généralités sur les datacenters	18
1.1.2	Descriptif des équipements	19
1.1.3	Consommation énergétique	19
1.1.4	Problématique thermique	20
1.1.5	Paramètres d'efficacité énergétique	21
1.2	**Refroidissement des systèmes informatiques**	**22**
1.2.1	Refroidissement par production de froid	22
1.2.2	Refroidissement par Free cooling	22
1.3	**Gestion des flux d'air à l'intérieur d'un datacenter**	**24**
1.3.1	Flux d'air traversant	24
1.3.2	Flux d'air vertical	26
1.3.3	Confinement des allées	26
1.4	**Simulations thermique et aéraulique de bâtiments et de systèmes**	**27**
1.4.1	Phénomènes physiques	27
1.4.2	Simulation du comportement thermique de bâtiments	29
1.4.3	Etudes numériques des Data centers	31
1.5	**Conclusion**	**32**

1.1 Introduction

Ce premier chapitre est dédié à un état de l'art sur les datacenters en mettant l'accent sur les problématiques énergétiques, ainsi que sur les différentes approches mises en œuvre dans la littérature pour disposer de modèles numériques dédiés à la prédiction du comportement thermique.

Nous débutons par un descriptif de ces structures avec leurs différents équipements. L'enjeu énergétique qui se définit par la croissance incessante des consommations électriques de ces installations. Ces problèmes sont dus principalement à la montée de la demande de services informatiques et en contrepartie le recours à des systèmes de refroidissement de plus en plus énergivores afin de maintenir les équipements dans des plages de températures acceptables. Parmi les solutions de refroidissement les plus utilisées, on trouve le free-cooling, qui consiste à refroidir les installations en exploitant des conditions climatiques favorables. Une analyse est ensuite menée sur la gestion des flux d'air à l'intérieur des datacenters afin d'améliorer l'efficacité thermique.

Dans la seconde partie, nous présentons une étude bibliographique sur les différentes méthodes de modélisation thermique et aéraulique dans les bâtiments en général et les datacenters en particulier.

1.1.1 Généralités sur les datacenters

Un datacenter est une installation qui peut héberger des ordinateurs et des équipements informatiques (serveurs de calculs, serveurs de stockage). Il contient également une salle technique dédiée à l'alimentation électrique et la climatisation (Figure 1.1). Plusieurs services peuvent être fournis par ces entités, par exemple le stockage, la gestion et le traitement d'informations [5].

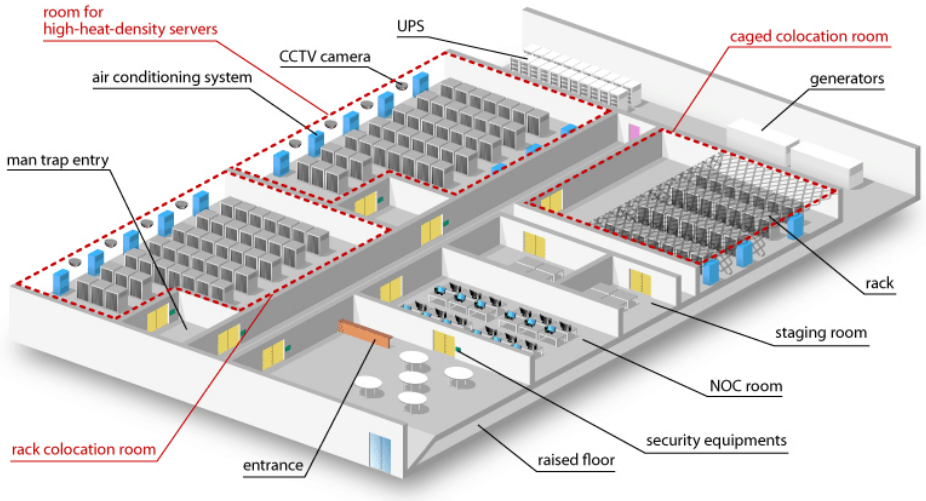


Figure 1.1 : Vue globale d'un datacenter

Il existe aussi des datacenters modulaires en conteneur qui sont une alternative aux datacenters traditionnels [6]. L'avantage de ces installations réside dans leur mobilité. Ils sont équipés de tous les équipements informatiques et d'un système de climatisation. Une défaillance du système de refroidissement est l'inconvénient majeur de ce type de solution. La température limite de fonctionnement des équipements peut être rapidement atteinte du fait du confinement et de la faible inertie thermique [7].

1.1.2 Descriptif des équipements

Une baie est une armoire équipée spécialement pour héberger des équipements informatiques. Une baie standard peut avoir environ 2 m de hauteur, 0,6m de largeur et 0,7 d'épaisseur. Chaque baie contient des châssis qui peuvent porter des serveurs et des équipements informatiques posés horizontalement. Un châssis peut supporter de 8 jusqu'à 16 lames de serveurs [8]. Une baie peut contenir de 64 à 96 serveurs [9], tout dépend de la taille et de la capacité des châssis. L'échelle des grandeurs des différentes parties du datacenter est présentée dans la Figure 1.2.

En général, les baies sont disposées sous forme de rangées dont le nombre dépend de la taille du datacenter [10]. En effet, les datacenters de grande taille peuvent contenir des milliers de baies [11].

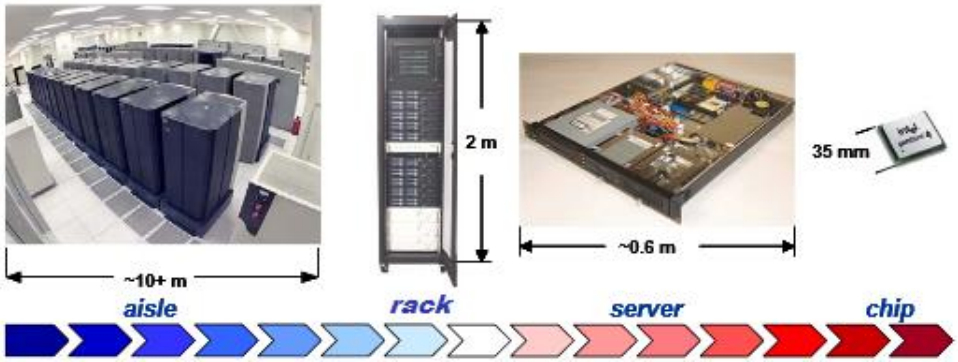


Figure 1.2 : Echelle du datacenter et ses composants [12]

1.1.3 Consommation énergétique

La croissance des ressources informatiques a un impact sur les besoins énergétiques des datacenters [13,14]. En 2010, la consommation électrique mondiale des datacenters était estimée entre 1,1% et 1,5% de la consommation électrique totale [15]. Aux Etats-Unis, la consommation électrique des datacenters en 2000 représentait seulement 0,12% de la consommation totale du pays [16]. En 2013, cette consommation a atteint 91 Térawatts heure. Ceci est l'équivalent de la production annuelle de 34 centrales électriques à charbon de 500 mégawatts [17]. Les prédictions estiment que la consommation des datacenter va doubler toutes les 5 années (Figure 1.3) [18].

L'intérêt de la réduction de la consommation électrique des datacenters ne réside pas seulement dans la réduction des dépenses, mais aussi dans la minimisation de l'empreinte environnementale, car les émissions en CO_2 pourraient représenter 12% des émissions mondiales en 2020 [19].

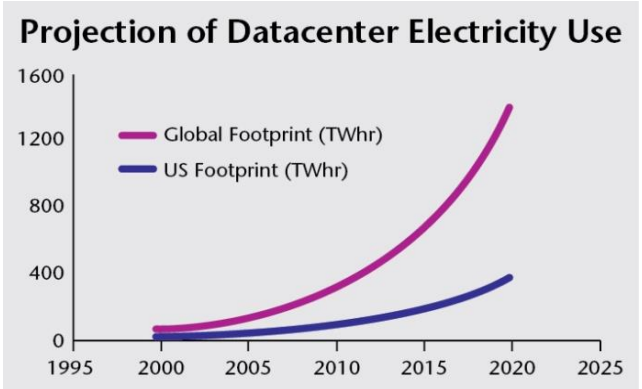


Figure 1.3 : Prévision de la consommation énergétique des datacenters [18]

1.1.4 Problématique thermique

Les équipements informatiques convertissent la totalité de l'énergie électrique consommée en chaleur, celle-ci doit être évacuée pour maintenir les composants en dessous d'un niveau de température (115°C pour un contrôleur de disque et 105°C pour un contrôleur de mémoire) afin qu'ils puissent maintenir leur fonctionnement [20].

Les premiers datacenters ont été conçus avec une densité de 1 KW/m² (environ 3 KW/baie). Les datacenters récents peuvent avoir une densité de chaleur qui dépasse 6 KW/m² soit une dissipation de chaleur moyenne de 15 kW/baie [1]. La dissipation moyenne dans un datacenter pourrait atteindre 50 kW/baies en 2025 [21,22].

L'installation d'un système de refroidissement performant est donc indispensable pour garder les équipements dans une plage de température qui respecte les normes.

L'ASHRAE (American Society of Heating, Refregirating and Air Conditionning Engineers) a établi des classes qui définissent les plages de fonctionnement des datacenters (température et hygrométrie) [23]. Ces classes permettent de garantir le fonctionnement et la performance des composants électroniques. Le diagramme de la Figure 1.4 présente les différentes classes. La classe A1 a été imposée en 2008 pour les composants sensibles qui exigent une fiabilité importante comme les serveurs de stockage de données critiques de grandes entreprises. Le fonctionnement dans cette classe impose un contrôle strict de la température et de l'humidité. Ensuite, la plage des températures a été élargie de la classe A2 à la classe A4, pour des équipements qui ne nécessitent pas un contrôle strict. Cet élargissement aide aussi à réduire la puissance de refroidissement et améliore l'efficacité énergétique du datacenter. La plage de température de la classe A4 est entre 5 et 45°C, et l'humidité relative de 8% jusqu'à 90%.

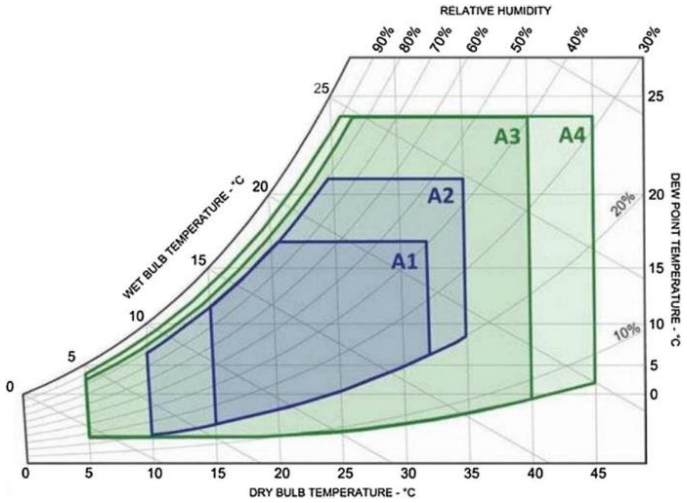


Figure 1.4 : Les classes de températures dans les datacenters ASHRAE-2011 [24] .

Une étude a été menée sur la consommation énergétique d'un système de conditionnement d'air en fonction de la température de refroidissement. Une économie d'énergie est obtenue en élargissant les plages de températures et d'hygrométrie [25]. Cette économie d'énergie est de l'ordre de 4~9% pour une augmentation de 1°C de la température de refroidissement [26].

Par ailleurs, une augmentation trop importante de la température de refroidissement dans un datacenter peut réduire la durée de vie des composants informatiques [27]. Elle peut provoquer également une augmentation de la consommation électrique totale d'un datacenter, même si la consommation électrique du système de refroidissement diminue. En effet, la puissance des équipements informatiques augmente avec la température [28]. Cette énergie convertie en chaleur induit une augmentation de la température des flux d'air ce qui engendre des débits d'air plus élevés afin de maintenir la température en dessous de la valeur de

consigne. L'augmentation de la température de refroidissement dans un datacenter nécessite donc des études spécifiques à cause de la particularité de chaque site [29,30].

1.1.5 Paramètres d'efficacité énergétique

L'amélioration de l'efficacité énergétique des datacenters implique une réduction de la consommation électrique totale. Cette consommation est due à différents équipements : équipements informatiques, alimentation électrique, systèmes de refroidissement. La consommation des systèmes de refroidissement peut représenter jusqu'à 50% de la consommation totale d'un site ou d'une salle (Figure 1.5) [31,32].

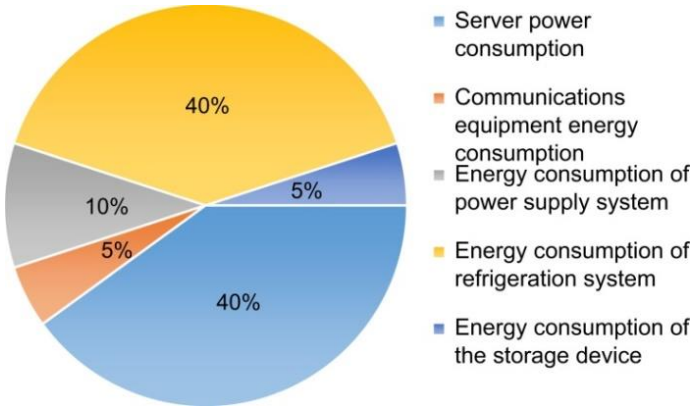


Figure 1.5 : Répartition de la consommation énergétique dans un datacenter

Afin d'optimiser la consommation des composants informatiques, plusieurs méthodes peuvent être mises en œuvre comme la diminution de la puissance du serveur (consommation électrique) par la réduction de sa tension d'alimentation ou de sa fréquence [33]. Il existe des serveurs qui possèdent des algorithmes de contrôle de la vitesse des ventilateurs (régulation du débit d'air) afin de garder la température en dessous du seuil maximal autorisé [34]. Pakbazinia et al. [35] ont proposé un algorithme qui permet d'identifier et d'éteindre les serveurs non utilisés. Cette solution permet d'obtenir jusqu'à 13% d'économie d'énergie consommée par les composants informatiques.

Plusieurs paramètres ont fait leur apparition afin d'évaluer l'efficacité énergétique d'un centre de télécommunication [36]. Le paramètre le plus utilisé est le PUE.

1.1.5.1 Le power usage effectivness (PUE)

L'indicateur d'efficacité énergétique PUE est un paramètre qui permet d'estimer l'efficience d'un datacenter. Cet indicateur est défini par une association de professionnels issus du monde de la technologie d'information (Green Grid), elle élabore des standards et des méthodes pour augmenter l'efficience des datacenters [37]. Même si un nouvel indicateur a été proposé par l'ETSI (The European Telecommunications Standards Institute) [38], le PUE est tout à fait adapté à notre étude.

$$PUE = \frac{P_{Total}}{P_{IT}} \tag{1.1}$$

Le PUE correspond au rapport entre l'énergie totale consommée par le datacenter par l'énergie consommée par les équipements de la technologie de l'information IT (serveurs de calculs, stockage, équipements réseaux, etc.).

Une valeur de 1 du PUE est considérée comme étant idéale, car elle signifie que toute la puissance du datacenter est consommée par les équipements informatiques. En réalité cet indice est souvent supérieur à 2 pour la majorité des datacenters avec une valeur moyenne de

2,13 [39]. Quelques datacenters semblent avoir réussi à obtenir des PUE inférieur à 1,5, par exemple Google a annoncé un PUE moyen annuel de ses datacenters de 1,15 [40].

Mais le PUE reste critiqué par une partie de la communauté [41], car il est insuffisant pour comparer des datacenters pour plusieurs raisons :

- Un datacenter pourrait avoir un PUE faible malgré une consommation importante.
- La consommation des ventilateurs intégrés dans les serveurs n'est pas prise en compte.
- L'indicateur ne donne aucune information quant au service rendu (traitement de l'information par exemple).

1.2 Refroidissement des systèmes informatiques

Les équipements informatiques installés dans les baies sont à ce jour refroidis majoritairement par de l'air frais issu de machines frigorifiques ou par du free cooling, afin de les maintenir dans les plages climatiques désirées. Cependant, d'autres solutions de refroidissement localisé à l'échelle des baies sont évaluées lorsque la densité de puissance devient trop élevée. Des travaux expérimentaux ont été mis en œuvre afin de tester différentes solutions de refroidissements [42] au niveau de la baie, de la carte ou du composant (Figure 1.2).

La première consiste à utiliser un échangeur air/eau en sortie de la baie. Ce système permet de refroidir l'équipement directement au niveau de la baie, il peut aussi permettre une valorisation plus aisée de l'énergie récupérée.

La seconde solution consiste à réaliser un refroidissement au sein des serveurs par une circulation de liquide caloporteur [43]. Une température d'eau en entrée de l'ordre de 60°C peut être suffisante pour garder la température de microprocesseurs en dessous de 85°C [44]. Une étude numérique a montré qu'il semblait possible de fortement réduire la consommation d'énergie en couplant le refroidissement des baies par de l'eau couplée et du free cooling [45].

Sous certaines conditions, il est également possible d'utiliser des boucles diphasiques pour évacuer la chaleur dissipée par des équipements électroniques [46]..

1.2.1 Refroidissement par production de froid

Le refroidissement par un système de production de froid grâce à une machine à compression mécanique constitue une solution classique [47]. Le principe de fonctionnement est donné Figure 1.6, il s'agit de systèmes énergivores. En plus, la nocivité des fluides frigorigènes impose des restrictions de plus en plus strictes pour leur usage.

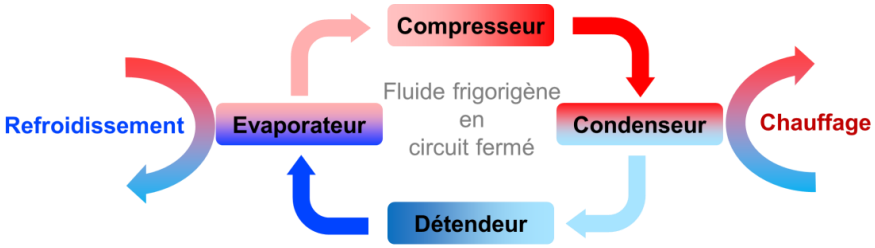


Figure 1.6 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur

1.2.2 Refroidissement par Free cooling

Le free cooling est une solution de refroidissement qui exploite les conditions climatiques quand elles sont favorables (température et hygrométrie). Des statistiques réalisées en 2011 ont montré que 50% des datacenters utilisent le free cooling [48]. Il s'avère que le climat dans la majeure partie d'Europe est favorable au free cooling, avec des températures dans la classe A2 de l'ASHRAE (cf. Figure 1.4). En Amérique du nord, 75% des datacenters peuvent

utiliser le free cooling pendant une durée pouvant aller jusqu'à 8500 h/an [49]. On peut distinguer deux types de fonctionnements, le free cooling direct ou indirect.

1.2.2.1 Free cooling à air direct

La forme la plus simple du free cooling consiste à introduire l'air externe directement dans le datacenter pour refroidir les équipements [50] (Figure 1.7). Des tests de 10 mois ont été menés par Intel sur un datacenter de 10 mégawatts, les résultats ont montré une économie d'énergie intéressante [51]. L'inconvénient de ce mode de fonctionnement réside dans l'apport de polluants et d'humidité par l'air extérieur et qui peut être nocif aux équipements informatiques.

1.2.2.2 Free cooling à air indirect

Pour éviter tout apport de polluants vers l'environnement intérieur, on utilise un échangeur de chaleur pour séparer les deux circuits d'air intérieur et extérieur. L'échange thermique permet de refroidir l'environnement intérieur du datacenter tout en éliminant l'apport des polluants [50]. Un système de free cooling indirect avec un échangeur de chaleur efficient peut économiser jusqu'à 63,6% de l'énergie totale [52].

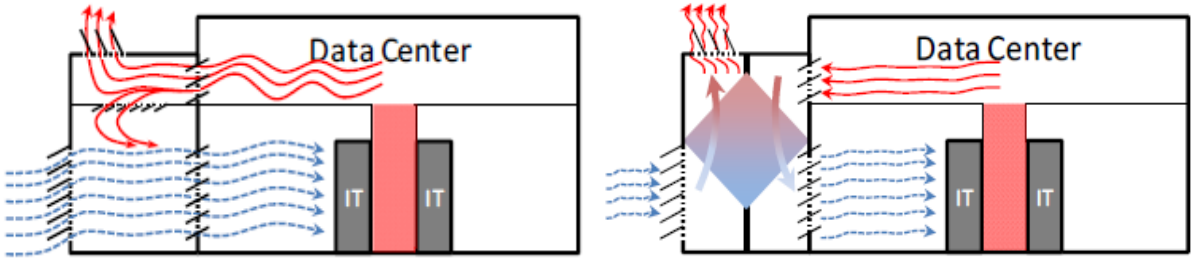


Figure 1.7 : Free cooling direct et indirect

1.2.2.3 Bâtiment exothermique

Le concept du bâtiment exothermique [4] consiste à utiliser des parois multicouches afin d'échanger la chaleur entre l'intérieur et l'extérieur [53]. De l'intérieur vers l'extérieur elles sont constituées de (Figure 1.8) :

- Un échangeur air/air à contre-courant pour évacuer la chaleur dissipée à l'intérieur du bâtiment vers l'extérieur via une paroi conductrice.
- Une couche de matériau à changement de phases qui pourrait écrêter les pics de température durant les saisons chaudes ou bien lors des pannes des systèmes de ventilation [54].
- Une couche d'isolant thermique pour limiter des apports énergétiques de l'extérieur.

En fonction de la température extérieure on a deux modes de fonctionnement :

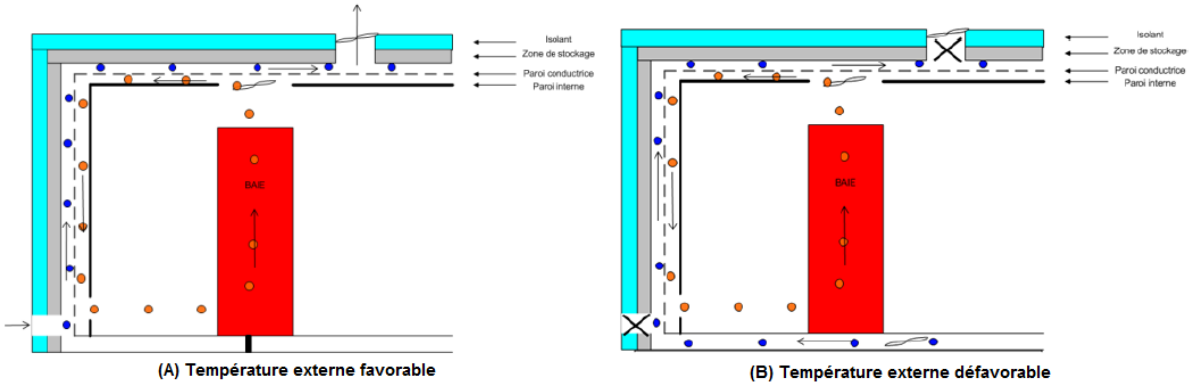


Figure 1.8 : Schématisation du bâtiment exothermique [4]

Quand la température extérieure est inférieure à la valeur de consigne [23], la chaleur dissipée à l'intérieur du bâtiment est cédée à l'extérieur via des échanges convectifs à proximité d'une paroi métallique.

Quand la température externe est élevée, un ventilateur dans le faux plancher est mis en fonctionnement afin de faire circuler de l'air « froid » dans le circuit externe.

Ce concept est défini comme étant du free cooling indirect, on n'a pas de contact direct entre les flux d'air interne et externe ce qui résout le problème des entrées de polluants et d'humidité.

1.3 Gestion des flux d'air à l'intérieur d'un datacenter

La gestion des flux d'air est un levier pour améliorer l'efficacité énergétique d'un datacenter.

1.3.1 Flux d'air traversant

La configuration la plus utilisée est celle des allées chaudes et froides proposées pour la première fois pas Robert Sullivan en 1992 [55]. Le principe consiste à souffler de l'air frais à partir du faux plancher. L'air frais qui traverse la baie permet d'évacuer la quantité de chaleur dissipée par les composants. L'air chaud en sortie de baie est alors aspiré par le faux plafond. Ce système permet d'obtenir une alternance entre des allées chaudes et froides (Figure 1.9). Zhang et al. ont étudié les caractéristiques de ce type de flux d'air (par le plancher) dans un datacenter [56].

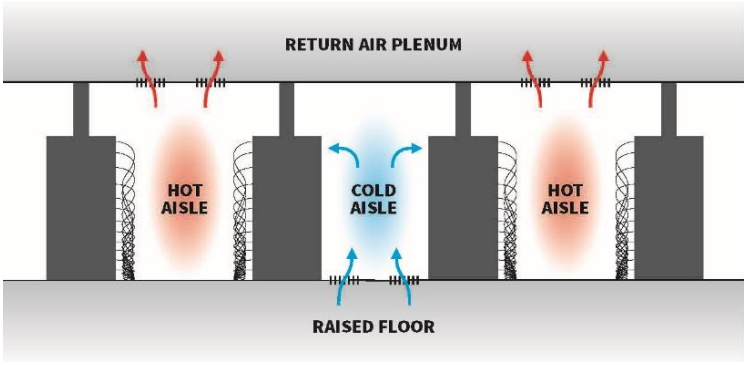


Figure 1.9 : Schématisation des allées froides et chaudes dans un datacenter [57].

1.3.1.1 Phénomènes de recirculation et de bypass

Les problèmes qui se posent dans la configuration des allées chaudes et froides sont les phénomènes de bypass et la recirculation (Figure 1.10).

Le by-pass correspond au passage direct d'une partie de l'air frais dans l'allée chaude. Cet air ne contribue donc pas au refroidissement des équipements informatiques. Ce phénomène peut être dû à un fort débit d'air frais. Le bypass réduit les performances du refroidissement.

La recirculation est un phénomène où l'air chaud à la sortie des baies se mélange avec l'air frais dans l'allée froide. Plusieurs raisons à ce phénomène sont possibles : le faible débit d'air de refroidissement, les vides entre les baies où l'inhomogénéité dans longueur des rangées (croisement des longues et courtes rangées). La conséquence directe de ce phénomène se définit dans l'augmentation de la température d'air de refroidissement (surtout pour la partie supérieure de la baie), le rendement de climatisation diminue et le risque de défaillance des équipements augmente.

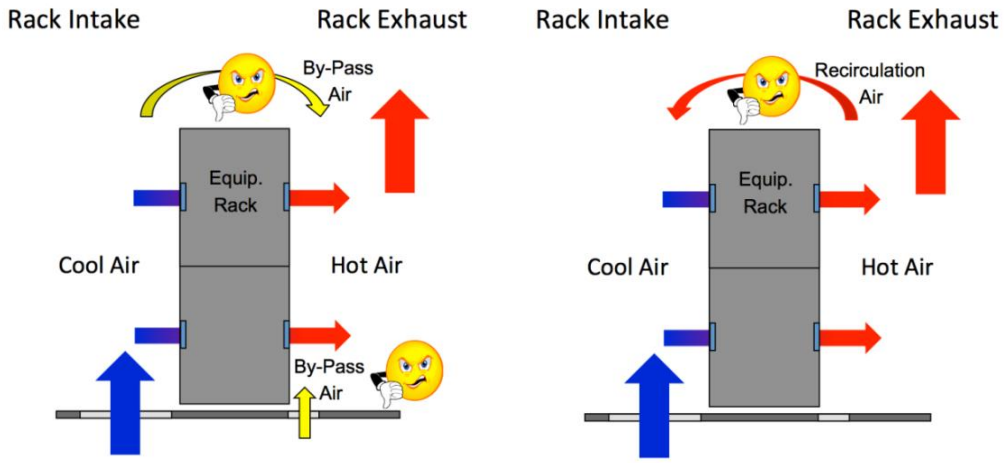


Figure 1.10 : Phénomène de by-pass et de recirculation d'air [58].

Sharma et al. [59] ont introduit en 2002 deux indicateurs qui permettent l'évaluation des phénomènes de by-pass et de recirculation (Supply Heat Index SHI et Return Heat Index RHI).

- **Supply Heat Index « SHI »**

Dans le cas de recirculation, l'énergie entre la grille de soufflage d'air frais et l'entrée de la baie est donnée par la relation :

$$\delta Q = \dot{M}_{baie} Cp_{air} \left(T_{ent\ baie} - T_{souf}\right) \tag{1.2}$$

Avec : $\dot{M}_{baie}$ et $T_{ent\ baie}$ respectivement le débit et la température d'air en entrée de la baie, et T_{souf} la température d'air frais soufflé.

L'équation (1.3) donne la chaleur dissipée entre l'entrée et la sortie de la baie

$$Q = \dot{M}_{baie} Cp_{air} (T_{sor\ baie} - T_{ent\ baie}) \tag{1.3}$$

Avec : $T_{sor\ baie}$ la température d'air à la sortie de la baie.

Sharma et al. [59] caractérisent l'indice SHI de la façon suivante :

$$SHI = \frac{\delta Q}{\delta Q + Q} = \frac{T_{ent\ baie} - T_{souf}}{T_{sor\ baie} - T_{souf}} \tag{1.4}$$

La valeur de cet indice varie entre 0 et 1. Une valeur de 0 signifie qu'il n'y a pas de recirculation : la température d'air soufflé (T_{souf}) et la température à l'entrée de la baie ($T_{ent\ baie}$) sont les mêmes. Par contre une valeur de SHI élevée indique que la température à l'entrée de la baie est élevée, et provoque un risque sur les équipements informatiques.

- **Le Return Heat Index « RHI »**

Dans le cas du by-pass, la chaleur totale dissipée par la baie doit être égale à la quantité d'énergie produite par la centrale de refroidissement, donc :

$$Q = \dot{M}_{baie} Cp_{air} (T_{sor\ baie} - T_{ent\ baie}) = \dot{M}_{ref} Cp_{air} \left(T_{rep} - T_{souf}\right) \tag{1.5}$$

$\dot{M}_{ref}$: est le débit d'air de refroidissement

T_{rep} : est la température d'air au niveau de la reprise (par le faux plafond).

La quantité d'énergie transférée entre deux allées ΔQ peut être écrite de la façon suivante :

$$\Delta Q = \dot{M}_{baie} Cp_{air} \left(T_{sor\ baie} - T_{souf}\right) - \dot{M}_{ref} Cp_{air} \left(T_{rep} - T_{souf}\right) \tag{1.6}$$

L'indice RHI caractérisant la quantité d'air mélangé entre l'allée froide et l'allée chaude s'écrit de la façon suivante :

$$RHI = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{\dot{M}_{ref}\left(T_{rep} - T_{souf}\right)}{\dot{M}_{baie}\left(T_{sor\ baie} - T_{souf}\right)} \quad (1.7)$$

Une valeur de RHI nulle correspond à un by-pass élevé, dans ce cas la température d'air au niveau de la reprise égale à la température d'air soufflé. L'optimale est d'atteindre des valeurs de RHI proches de 1.

- **Le Return Temperature Index « RTI »**

Un autre indice a fait son apparition en 2008 pour évaluer la recirculation ou le by-pass dans les baies. Il est donné par la relation suivante [60] :

$$RTI = \frac{T_{rep} - T_{souf}}{T_{sor\ baie} - T_{ent\ baie}} . 100\% \quad (1.8)$$

Une valeur de RTI supérieure à 100% signifie la recirculation, et une valeur inférieure à 100% signifie le by-pass. Le cas idéal est donné pour un RTI égal à 100%.

Ces indices de performance sont utilisés aujourd'hui en mesurant les différents débits et températures. Ils permettent d'étudier le comportement du flux d'air et évaluer la fiabilité et les performances du datacenter [61].

1.3.2 Flux d'air vertical

D'autres solutions de refroidissements existent, comme le refroidissement localisé dans chaque baie. Ce système doit être adapté aux équipements de télécommunication et pourrait être très efficace. Il consiste à souffler l'air frais par le bas de la baie. L'air traverse la baie refroidissant ainsi les composants. Il est ensuite repris en partie par le faux plafond puis retraité. La Figure 1.11 schématise cette configuration [62,63].

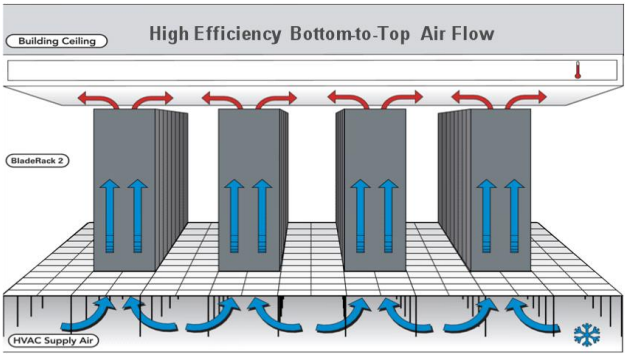


Figure 1.11 : Configuration de flux d'air vertical [63]

1.3.3 Confinement des allées

Pour supprimer les phénomènes de recirculation et de by-pass, la solution peut être de créer des frontières physiques entre l'allée froide et l'allée chaude. Le rajout des cloisons de séparation entre les allées permet d'avoir une température d'air homogène dans l'allée froide ou chaude [64]. Une étude expérimentale a montré que le confinement des allées froides améliore la performance thermique des serveurs [65]. Le confinement des allées chaude et froide améliore aussi le rendement de la climatisation et prolonge la durée de vie des équipements [66,67].

L'inconvénient majeur de cette configuration apparait dans le cas d'un arrêt du système de refroidissement, le confinement empêche le renouvellement naturel de l'air, ce qui provoque une augmentation rapide de la température des équipements.

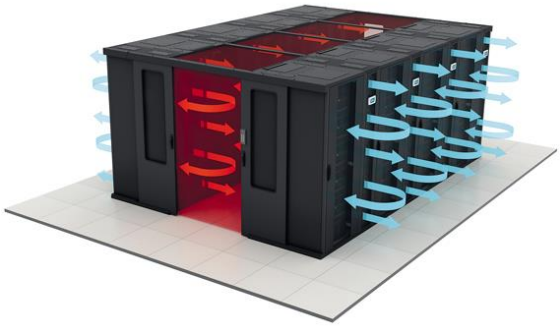


Figure 1.12 : Confinement d'allée dans un datacenter

1.4 Simulations thermique et aéraulique de bâtiments et de systèmes

1.4.1 Phénomènes physiques

1.4.1.1 Phénomènes thermiques

Les conditions climatiques extérieures influencent directement le comportement thermo-aéraulique d'un bâtiment. Les transferts de chaleur mis en jeu sont la conduction, la convection et le rayonnement thermique.

La conduction est un mode de transfert de chaleur à travers une paroi solide. En régime permanent cet échange dépend du gradient de température et la conductivité thermique. La convection est un mode de transfert thermique au sein d'un fluide ou bien entre un solide et un fluide. Dans le cas des bâtiments, on retrouve la convection par exemple entre les murs extérieurs et l'air. Ce mode d'échange dépend de la température des surfaces et du mouvement d'air au niveau du bâtiment (l'effet de vent) [68].

De nombreux travaux ont été menés afin de définir des corrélations pour estimer les coefficients d'échanges par convection à l'extérieur [69]. L'ASHRAE propose une corrélation pour estimer le coefficient convectif en fonction de la vitesse et l'orientation du vent. La vitesse du vent au niveau de la surface est calculée en fonction de la vitesse du vent mesurée à une hauteur d'environ 10m. Une paroi est considérée au vent si l'angle d'incidence entre la normale de la surface et la direction du vent est inférieur à ± 90°. Pour le reste des directions du vent, la paroi est considérée sous le vent.

$$h_{ext} = 18{,}6.\, U_{loc}^{0{,}605} \tag{1.9}$$

Tableau 1 : Vitesse du vent local

	$\mathbf{U_{loc}}$	
Paroi au vent	si Uvent > 2 m/s	0,25 . Uvent
	si Uvent < 2 m/s	0,5
Paroi sous le vent	0,05 . Uvent + 0,3	

Le troisième mode d'échange de chaleur est le rayonnement thermique. Ce mode de transfert existe à l'intérieur d'un bâtiment (échange entre les surfaces) et à l'extérieur dans le domaine des courtes longueurs d'onde (rayonnement solaire) et des grandes longueurs d'onde (échanges entre les murs extérieurs et l'environnement : sol, ciel, murs des immeubles

voisins). Les échanges radiatifs extérieurs font intervenir l'émissivité et l'absorptivité solaire ainsi que les propriétés radiatives du ciel [70].

1.4.1.2 Phénomènes aérauliques

Les transferts aérauliques dans les bâtiments sont régis par différents phénomènes :

- **Pression du vent**

La pression exercée par le vent sur la façade des bâtiments dépend de la vitesse et de la direction du vent. Les façades au vent sont soumises à une surpression et les façades sous le vent vont être en dépression [71]. La pression à la surface du bâtiment est calculée à partir de l'équation suivante :

$$\Delta P = C_p \frac{\rho}{2} {V_0}^2 \tag{1.10}$$

Avec :

ΔP : Différence entre la pression à la surface du bâtiment et la pression du vent à la même hauteur.

C_p : Coefficient de pression, des valeurs fonction de la géométrie et de la situation d'un bâtiment peuvent être trouvées dans la littérature en [71].

V_0 : La vitesse du vent à la hauteur référence du bâtiment. Cette vitesse peut être calculée à partir de la vitesse mesurée par la station météo à une hauteur H_m

$$V_0 = V_m \left[\frac{H_b}{H_m}\right]^{\alpha_m} . \left[\frac{H_0}{H_b}\right]^{\alpha_0} \tag{1.11}$$

V_m : La vitesse du vent mesurée à une hauteur H_m.

H_0 : La hauteur référence du bâtiment.

H_m : La hauteur de la station météo.

H_b : La hauteur de la couche limite.

α_0 : Exposant du profil de vitesse de vent au bâtiment.

α_m : Exposant du profil de vitesse de vent à la station météo.

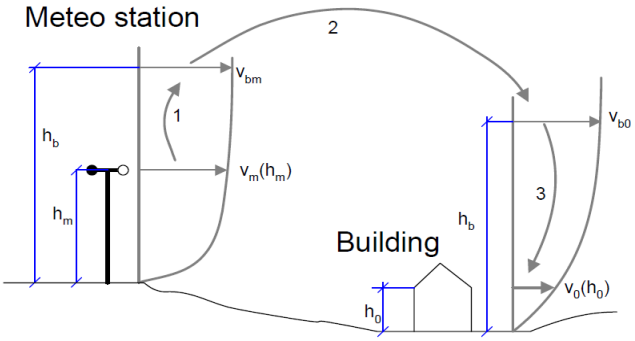


Figure 1.13 : Transfert de la vitesse à partir de la station météo jusqu'au bâtiment

- **Relation de Bernoulli**

La relation de Bernoulli est utilisée pour la calculer la différence de pression :

$$\Delta P = P_i - P_j = \left(P_{i,0} + \frac{1}{2}\rho_i V_i^2 + \rho_i g z_i\right) - \left(P_{j,0} + \frac{1}{2}\rho_j V_j^2 + \rho_j g z_j\right) \quad (1.12)$$

$P_{i,0}$ et $P_{j,0}$: La pression statique de référence de chaque nœud.

V_i et V_j : La vitesse de l'air.

z_i et z_j : La hauteur.

- **Tirage thermique**

Quand l'air est au repos (vitesse nulle), l'équation de Bernoulli devient :

$$\Delta P = P_i - P_j = \left(P_{i,0} + \rho_i g z_i\right) - \left(P_{j,0} + \rho_j g z_j\right) \quad (1.13)$$

La masse volumique est supposée dépendre de la température uniquement :

$$\rho = \frac{\rho_0 T_0}{T} \quad (1.14)$$

Avec : $\rho_0 = 1{,}2929\ Kg/m^3$ et $T_0 = 273{,}15\ K$ (pour des conditions standards d'air sec).

1.4.2 Simulation du comportement thermique de bâtiments

1.4.2.1 Modèles simplifiés

Du fait de la complexité des échanges thermo-aéraulique mis en jeu dans un bâtiment les outils de simulation utilisés s'appuient sur des hypothèses simplificatrices.

Le modèle le plus simple appelé « monozone » permet de caractériser l'ensemble d'un bâtiment comme étant une seule zone unique, avec la prise en compte de l'influence des conditions extérieures. Ce type de modèle permet d'évaluer les besoins énergétiques d'un bâtiment par exemple.

La modélisation multizone est une autre approche qui consiste à découper le volume à étudier (bâtiment) en plusieurs zones permettant de modéliser les gradients de température entre les pièces ainsi que les infiltrations d'air [72].

La méthode nodale est utilisée pour la modélisation de tels systèmes. Elle a été utilisée dans plusieurs domaines comme les systèmes d'énergie solaire [73], la micro-électronique [74], le domaine spatial [75], mais aussi dans la physique du bâtiment [76]. A noter que cette méthode a été utilisée pour modéliser un équipement informatique refroidi par l'eau [77].

Ces modèles simplifiés sont retenus dans des logiciels de simulation énergétique de bâtiment (BES : Building Energy Simulation). Ils sont utilisés dans les simulations thermiques et aérauliques, car ils ne demandent pas de grandes ressources informatiques. Le logiciel CODYBA par exemple utilise l'approche monozone [78]. Des logiciels comme TRNSYS [79] ou Energyplus [80] permettent la modélisation thermique en approche multizone.

La modélisation aéraulique peut être réalisée par des programmes comme CONTAM ou COMIS [81] [82 [82]. Ce dernier peut être couplé à TRNSYS pour simuler simultanément les aspects thermiques et aérauliques.

Les utilisations de logiciels BES (Building Energy Simulation) pour l'étude du comportement thermique et aéraulique des datacenters sont nombreuses. Chaque logiciel possède des avantages et des inconvénients [83,84]. Le choix du programme adéquat se fait donc en fonction du type et de la nature du problème à résoudre.

Actuellement les programmes de CFD ne sont pas faits pour être intégrés directement aux logiciels BES [39]. L'utilisation de la CFD avec les logiciels BES se limite à l'utilisation de résultats de simulations CFD qui sont des entrées. [85–87].

Le logiciel TRNSYS [79] est un outil de simulation en régime dynamique de systèmes. Il possède une interface simple d'utilisation avec une bibliothèque riche de différents composants (types). Chaque composant peut représenter un système (bâtiment, données météo, chauffage, etc.). Le principe de fonctionnement du logiciel se base sur l'assemblage de plusieurs composants, chaque type représente un système, ou une fonction particulière (lecture, fichiers de sortie, etc.).

L'avantage de TRNSYS réside dans le fait de pouvoir créer et d'utiliser de nouveaux types qui permettent de résoudre des problèmes plus complexes [88–90]. Il a été utilisé pour simuler les systèmes thermiques solaires [91–93], les systèmes HVAC (chauffage, ventilation et conditionnement d'air) [94,95] ainsi que pour des bâtiments [96].

La modélisation des écoulements d'air est réalisée sous TRNFLOW qui est une interface complémentaire utilisée avec TRNSYS. Il permet l'intégration du modèle aéraulique COMIS au modèle thermique multizone du bâtiment défini par le composant « Type 56 » [97].

Les modules (thermique et aéraulique) sont reliés entre eux. Le modèle aéraulique calcule le débit d'air à partir de la température initiale. Le débit est utilisé ensuite par le modèle thermique pour calculer la nouvelle température du nœud.

Le couplage TRNFLOW-TRNSYS a par exemple été utilisé pour la simulation thermo-aéraulique des bâtiments avec des façades vitrées et ventilées [98–101]. Afin de modéliser l'écoulement d'air au sein des façades, plusieurs nœuds thermiques et aérauliques sont définis sur toute la hauteur des parois, ces nœuds sont liés par des connexions de types « conduites ».

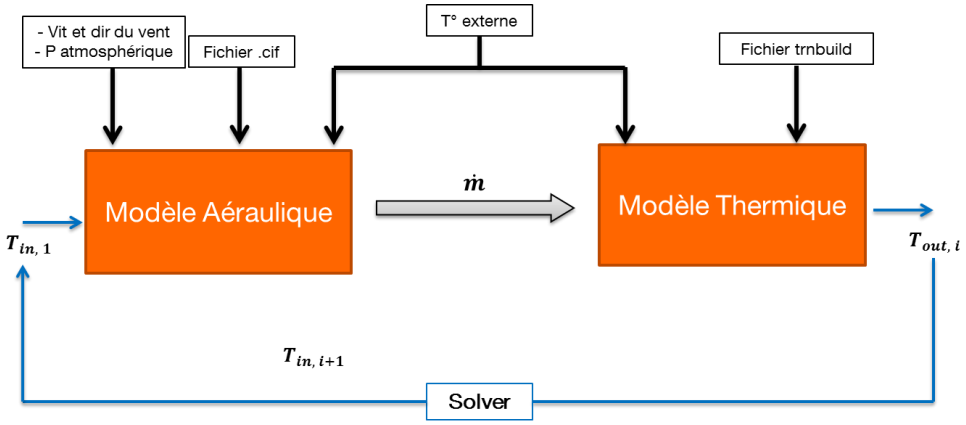


Figure 1.14 : Schéma de combinaison du module thermique et aéraulique

1.4.2.2 Modèles CFD

La modélisation CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil numérique permettant de visualiser les écoulements des fluides. Les équations de Navier-Stokes pour décrire certains paramètres physiques d'un fluide en écoulement comme la vitesse, la pression, la densité, la température, etc. Il existe différents programmes commerciaux de simulations qui utilisent cette approche comme Ansys Fluent [102] ou Comsol Multiphysics [103]. Ils consistent à diviser le domaine d'étude en un certain nombre de cellules (maillage). Les propriétés physiques du fluide sont calculées dans chaque cellule.

Pour augmenter la précision du modèle CFD, il faut réduire la taille des cellules. Dans le cas d'une étude 3D de l'ensemble d'un datacenter, cela nécessiterait un nombre de mailles très conséquent et des ressources de calculs importants. La CFD reste donc pour le moment inadaptée aux simulations thermiques dynamiques d'un datacenter [104].

1.4.3 Etudes numériques des Data centers

L'optimisation des systèmes de conditionnement d'air dans les bâtiments et dans les datacenters en particulier n'est pas une tâche simple. L'usage des codes CFD s'est généralisé pour évaluer la réponse thermique et aéraulique dans les datacenters [105–111].

La simulation de la consommation énergétique des datacenters en utilisant TRNSYS a été traitée dans plusieurs travaux [112–117]. La modélisation thermique de l'enceinte (bâtiment ou datacenter) se fait via le « type 56 » qui utilise le programme Trnbuild. La modélisation d'un datacenter par TRNSYS a été réalisée par Orò et al. [118], l'espace intérieur est défini par une représentation multizone avec un apport de chaleur. Les baies sont modélisées par une « masse thermique » (Type 963).

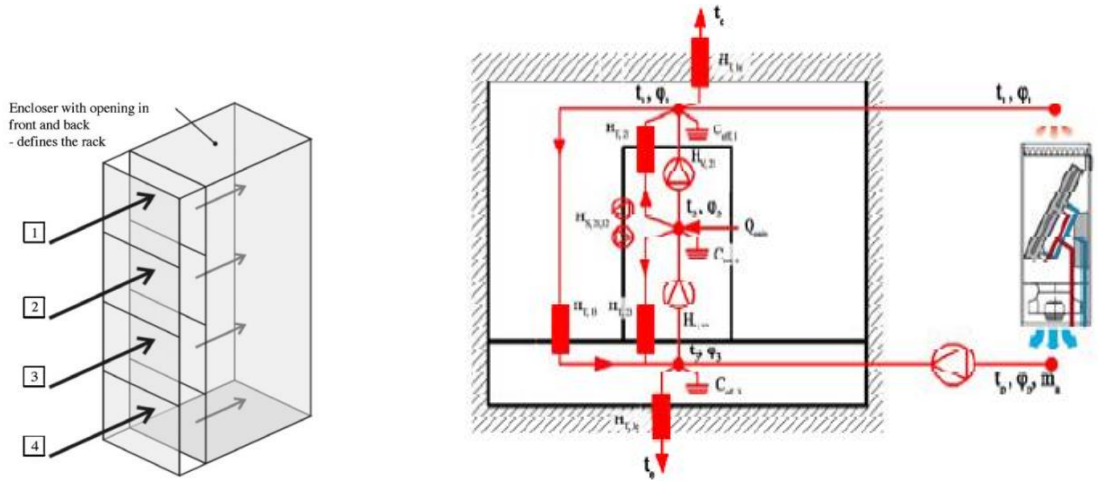
1.4.3.1 Etudes à l'échelle de systèmes informatiques

Il est possible d'étudier une partie du datacenter uniquement. On retrouve notamment des modèles de baies comme le modèle simplifié de baie proposé par Cho et al. [105], et utilisé précédemment par Shrivastava et al. [119] dans des simulations CFD. Le cas étudié concerne une baie qui contient 4 serveurs (Figure 1.15.a), chaque serveur est considéré comme une cavité qui dissipe une puissance thermique d'une façon homogène et qui est refroidie par un ventilateur à débit constant.

Ce modèle simplifié ne permet pas de prendre en compte la variation de la consommation des différents composants dans le serveur. Il présente toutefois un avantage de pouvoir simuler les transferts de chaleur à l'échelle d'une salle.

D'autre part, il y a des modèles simulant les baies avec l'environnement proche (salle). Un modèle simplifié d'une salle de serveurs a été développé sur TRNSYS par Zavrel et al. [120]. La salle est décomposée en 3 zones : une zone pour le faux plancher, une zone pour les baies et une zone pour les allées (Figure 1.15.b).

Ces trois zones sont connectées entre elles et avec le système de refroidissement Une puissance interne est appliquée dans la zone qui regroupe les baies. Ce modèle ne prend pas en considération l'effet de l'aménagement des baies dans la salle.



(a) (b)

Figure 1.15 : (a) Modèle simplifié de baie (b) Modèle simplifié de serveurs sous TRNSYS

1.5 Conclusion

Ce premier chapitre nous a montré que la consommation énergétique des datacenters dans le monde est en constante augmentation. Une solution de refroidissement tel que le free cooling permet de réduire les consommations des systèmes de refroidissement, car elles utilisent les conditions extérieures quand elles sont favorables. Cette solution a été utilisée pour développer le concept du bâtiment exothermique. La distribution des flux d'air ainsi que la disposition géographique des baies informatiques à l'intérieur des datacenters sont des leviers importants pour optimiser l'efficacité énergétique.

La modélisation numérique permet d'appréhender le comportement thermique et aéraulique des bâtiments. Ces modèles permettent une meilleure conception des systèmes de refroidissement et apportent ainsi une amélioration des performances énergétiques. Les modèles simplifiés sont beaucoup utilisés dans les simulations thermo-aérauliques des bâtiments. Ils sont réputés d'être suffisamment précis et ils ne demandent pas de ressources informatiques importantes. On a donc adopté ce type de modèle dans ces travaux.

Chapitre 2

2 Etudes expérimentales et numériques du comportement thermo-aéraulique du bâtiment

Sommaire

2.2	**Introduction**	**34**
2.3	**Descriptif de l'expérience**	**34**
2.3.1	Le bâtiment	34
2.3.2	Les équipements	35
2.3.3	L'instrumentation	35
2.4	**Séquence de mesures sans circulation d'air dans les parois**	**37**
2.4.1	Essais préliminaires	37
2.4.2	Séquence de mesure avec brassage et sans free cooling	39
2.5	**Séquence de mesures avec une circulation d'air dans les parois**	**41**
2.5.2	Influence du débit dans la veine extérieure	43
2.5.3	Flux de chaleur évacué par l'air	45
2.6	**Modélisation thermo-aéraulique du bâtiment**	**46**
2.6.1	Hypothèses	47
2.6.2	Modèle TRNSYS / TRNFLOW	47
2.6.1	Données d'entrée pour la simulation	48
2.6.2	Etude sans free cooling	50
2.6.3	Etude avec une circulation d'air dans la veine extérieure	54
2.7	**Conclusion**	**56**

2.2 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation des études expérimentales et numériques réalisées pour bien appréhender le comportement d'un bâtiment exothermique en conditions réelles de fonctionnement. A l'intérieur de cette enceinte de volume intérieur 42 m^3 sont installées quatre baies informatiques équipées de résistances chauffantes.

Le refroidissement du bâtiment est assuré par une circulation de l'air extérieur au sein de l'enveloppe. Afin de limiter les gradients de température dans le local, un brasage de l'air intérieur est réalisé.

La première partie de ce chapitre est dédiée à la présentation de cette expérimentation « in situ ». Une instrumentation conséquente est mise en œuvre à l'échelle du bâtiment et des systèmes afin de bien appréhender le comportement thermo-aéraulique et énergétique de l'installation. Différentes séquences de mesures sont ensuite décrites et analysées.

La seconde partie de ce chapitre présente le modèle numérique multi zones développé sur Trnsys-Trnflow. L'objectif est de prédire en transitoire la réponse du bâtiment soumis à des conditions climatiques réelles et des apports de puissance interne. Afin de montrer la pertinence du modèle, des résultats de simulation sont confrontés aux mesures.

2.3 Descriptif de l'expérience

2.3.1 Le bâtiment

Les expérimentations sont réalisées sur un petit bâtiment de volume intérieur utile 42 m^3 installé sur le site de Orange Labs Lannion (48.76 de latitude, -3.45 de longitude et 91m d'altitude). Sous le plancher il existe un vide de 8,6 m^3.

La paroi où se situe la porte est orientée au nord/nord-ouest (330°). Pour simplifier les appellations, l'orientation de cette paroi sera nommée « nord », la même démarche est adoptée pour les trois autres parois verticales qui sont nommées « est, sud et ouest ».

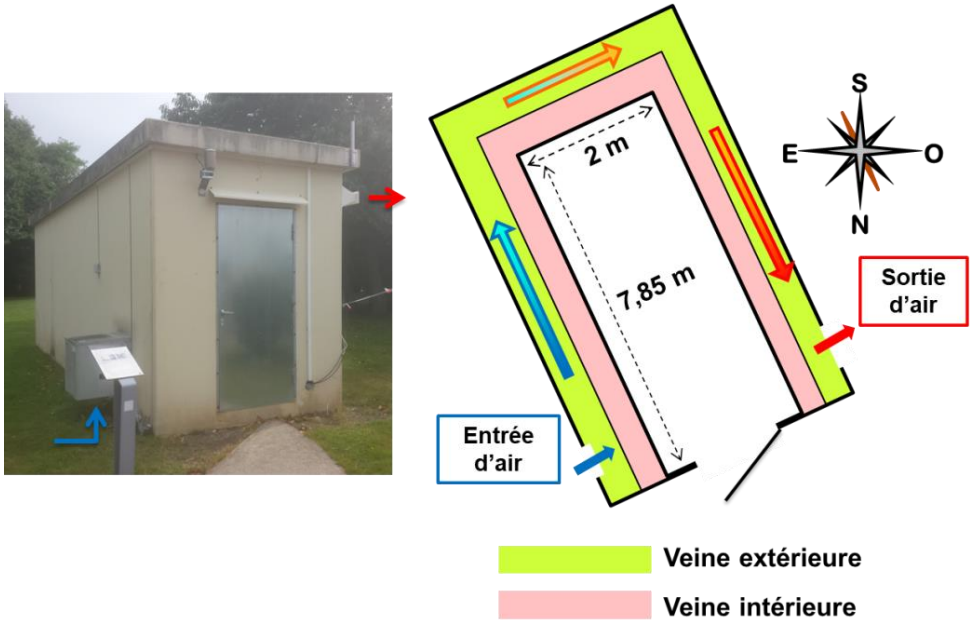


Figure 2.1 : Schéma du bâtiment exothermique

La particularité de ce bâtiment est qu'il dispose de deux veines d'air au sein des parois verticales Est, Sud et Ouest. Ces deux veines d'air sont séparées par une paroi métallique. La circulation de l'air au sein de la veine d'air extérieure est assurée par un ventilateur centrifuge situé en paroi Est, la sortie d'air s'effectue par la face ouest (Figure 2.1.b). Dans cette configuration, aucun système n'impose un mouvement de l'air dans la veine intérieure. Ce concept permet de refroidir par « free cooling » le bâtiment sans introduction d'humidité et de poussière.

Les murs verticaux externes et le toit se composent de 3 couches : béton, polystyrène et plâtre. La paroi métallique qui sépare les deux veines d'air possède une surface d'échange thermique plus grande que la surface des parois verticales (Figure 2.2.b).

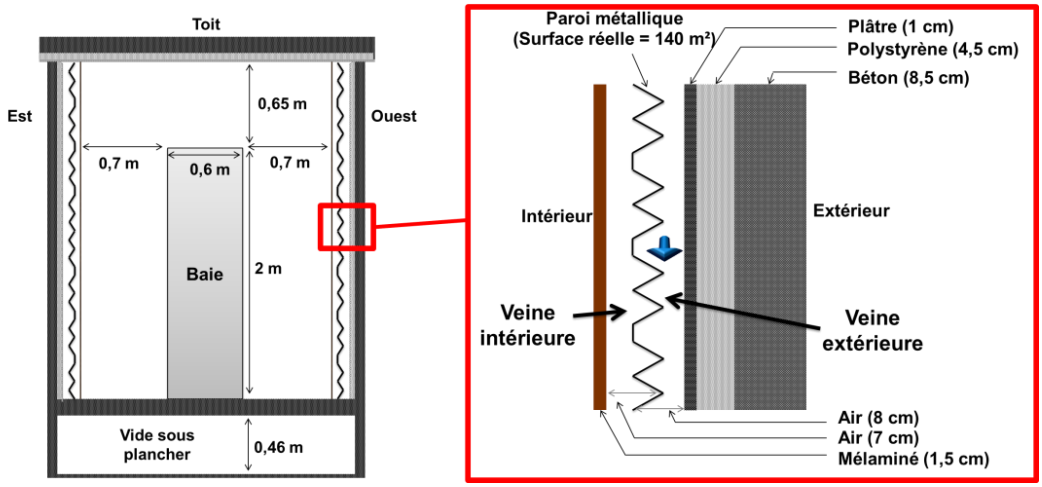


Figure 2.2 : Configuration du bâtiment et constitution de la paroi verticale Ouest

2.3.2 Les équipements

A l'intérieur du bâtiment sont disposées quatre baies (200x60x60 cm3) équipées chacune de deux résistances chauffantes pour simuler des équipements informatiques (Figure 2.3). Chaque résistance de dimensions 30x6x3 cm3 dont l'enveloppe extérieure est en aluminium a une puissance nominale de 500 W. Un relais statique (thyristor) commandé par une alimentation en courant continu de type « TDK-Lambda » est utilisé pour piloter la puissance fournie aux résistances.

La circulation d'air au sein de la veine extérieure est assurée par un ventilateur centrifuge pilotable installé au niveau de la paroi Est.

2.3.3 L'instrumentation

Une instrumentation complète est mise en place pour mesurer les conditions climatiques extérieures, les températures au sein du bâtiment et les paramètres opératoires (débits d'air et puissances consommées).

Les conditions climatiques sont relevées à proximité du bâtiment par une centrale de mesure datataker DT80M-3 avec une période d'acquisition de 10 secondes, les valeurs moyennes sur 10 minutes sont uniquement enregistrées. La vitesse et la direction du vent sont mesurées par un anémomètre fixé à une hauteur de 3,9 m du sol. L'éclairement solaire total est obtenu par un pyranomètre placé sur le toit. La température et l'humidité relative de l'air extérieur sont obtenues par un thermo-hygromètre fixé sur la paroi nord et protégé du rayonnement solaire.

Pour connaitre le comportement thermique du bâtiment, 52 thermocouples de type K sont positionnés dans l'air et les parois (Figure 2.3). Les températures d'air à l'intérieur du bâtiment et dans le vide sous plancher sont mesurées par des thermocouples de 0,5 mm de

diamètre. La mesure des températures des surfaces intérieures et extérieures est réalisée par des thermocouples de 0,13 mm de diamètre collé sur la surface de chaque paroi. La température surfacique d'une seule résistance est relevée également. L'ensemble de la chaine thermocouples-centrale de mesure est étalonné en utilisant un bain thermostaté Lauda RE104 avec une sonde platine.

Chaque veine d'air est équipée de cinq thermocouples répartis le long de la conduite. Un convergent est installé en sortie de la veine extérieure pour réaliser des mesures ponctuelles de débit afin de connaître la puissance évacuée. Ce convergent a un ratio de 1:5 entre ses deux sections [9]. Un micro-manomètre Furness FCO560 de précision ±1%+0,03Pa est utilisé pour la mesure du différentiel de pression. L'incertitude sur la valeur du débit est de ±3%.

Une centrale d'acquisition (Fluke 2638A) est utilisée pour relever l'ensemble des températures ainsi que l'humidité relative. Le pas d'acquisition est de 10 minutes.

La puissance électrique totale fournie aux résistances est mesurée par un énergimètre avec une incertitude de 1,5%.

Le Tableau 2.1 donne un récapitulatif de l'instrumentation.

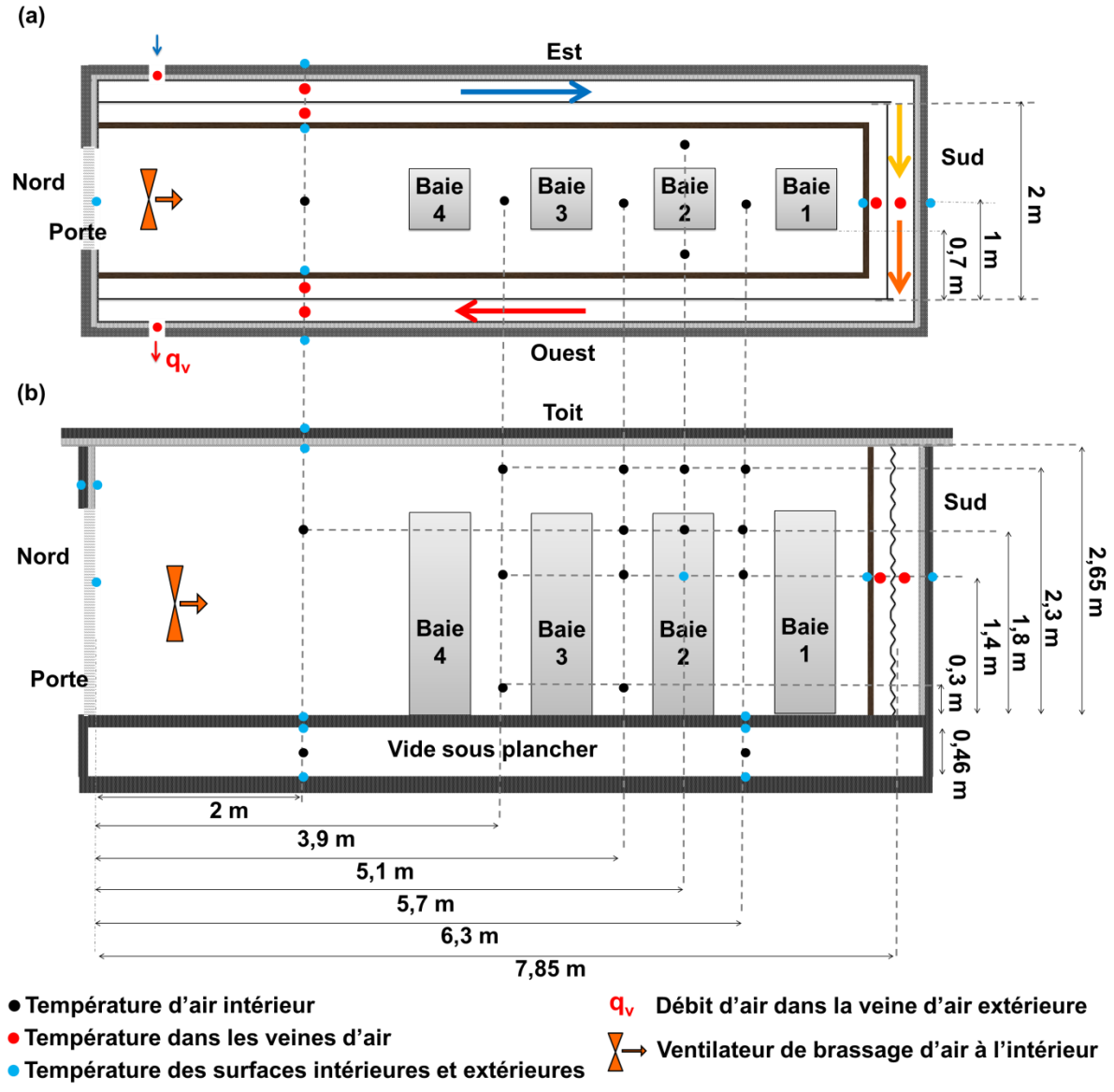


Figure 2.3 : Plan d'équipements et d'instruments dans le bâtiment (a) Vue de dessus (b) Vue de face

Tableau 2.1 : Récapitulatif de l'instrumentation utilisée

Grandeur physique	Instrument	Précision
Température et humidité relative de l'air extérieur	Thermo-hygromètre Rotronic hygroflex	±0,8% rh , ±0,1°C
Eclairement solaire	Pyranomètre Campbell LP02	±10%
Vitesse et direction du vent	Anémomètre	
Température d'air intérieur	Thermocouple type K (Ø 0,5mm)	±0,5°C
Température de surface	Thermocouple type K (Ø 0,13mm)	±0,1°C
Température d'air dans les veines	Thermocouple type K rigide	±0,5°C
Débit d'air	MicroManomètre FCO560	< 0,1% + 0,03Pa
Puissance électrique des résistances	Energimètre Fluke 434/PWR	±1,5%
Acquisition des données climatiques	Datataker DT80M-3	
Acquisition des températures	Fluke 2638A	

2.4 Séquence de mesures sans circulation d'air dans les parois

Dans cette première partie, les mesures sont réalisées sans circulation d'air forcée dans la veine extérieure (sans free-cooling). En effet, les orifices d'entrée et de sortie d'air de la veine extérieure sont obstrués. Les objectifs sont dans un premier temps de caractériser le bâtiment et de valider un premier modèle TRNSYS.

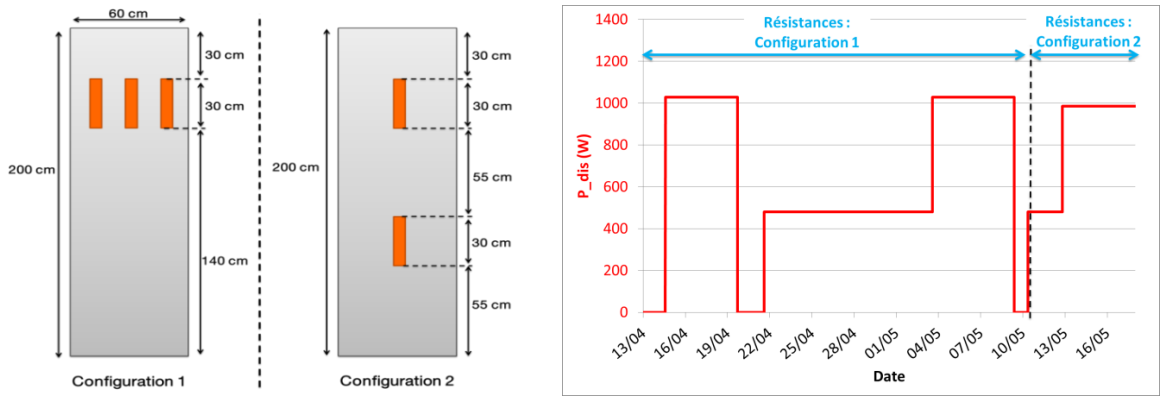
2.4.1 Essais préliminaires

Il s'agit ici d'étudier l'influence de la position des résistances chauffantes à l'intérieur des baies et du brassage de l'air au sein du volume intérieur sur l'homogénéité des températures à l'intérieur du bâtiment.

2.4.1.1 Influence de la position des résistances chauffantes

Les mesures sont réalisées sans un brassage de l'air intérieur. Les deux configurations testées sont présentées dans la Figure 2.4.a. Pour la configuration 1, trois résistances chauffantes sont placées à une même hauteur dans chaque baie. Dans la deuxième configuration, deux résistances sont disposées à deux hauteurs différentes afin de réduire la stratification de la température de l'air à intérieur du bâtiment.

La Figure 2.4.b présente le protocole des mesures réalisées entre le 13 avril et le 18 mai 2016 pour les deux configurations de résistances.

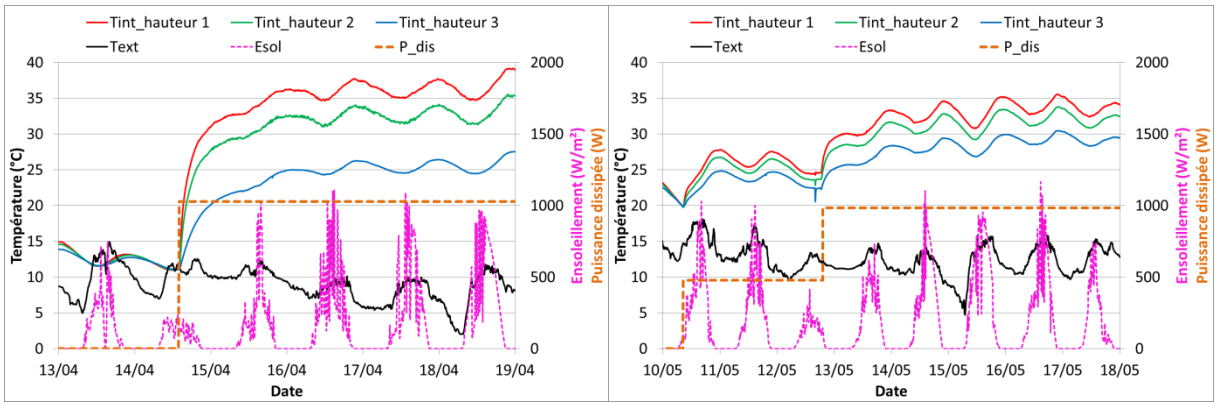


(a) (b)

Figure 2.4 : (a) Configurations des résistances dans les baies (b) puissance dissipée

Les températures à l'intérieur du bâtiment sont mesurées à trois hauteurs différentes dans l'espace séparant la deuxième et la troisième baie (hauteur 1=2,3m / hauteur 2=1,4m / hauteur 3=0,3m). Les résultats pour la configuration 1 sont reportés sur la Figure 2.5. Dans un premier temps, les résistances ne sont pas alimentées et la température extérieure moyenne (Text) enregistrée est d'environ 11°C avec un ensoleillement faible (Esol). Ensuite, à partir du 14/04 à 14h, une puissance de 1 kW est dissipée. On observe alors une augmentation rapide de la température d'air à l'intérieur du bâtiment avec un gradient de température selon la hauteur de l'ordre de 12°C. Par ailleurs, on constate que les conditions climatiques ont une incidence sur les températures d'air à l'intérieur. Elles varient de façon cyclique avec un déphasage d'environ 8 heures vis-à-vis de la température extérieure.

La Figure 2.5 présente le test réalisé pour la configuration 2. Une puissance de 0,5 kW est tout d'abord imposée avant de passer à 1 kW le 13/05. Le relevé des températures montre que cette configuration permet de réduire les écarts de température selon la hauteur. On passe ainsi à une valeur de l'ordre de 5°C pour une même puissance de 1 kW.



(a) (b)

Figure 2.5 : Température de l'air intérieur à différentes hauteurs, conditions climatiques et puissance dissipée (a) configuration 1 (b) configuration 2

2.4.1.2 Brassage de l'air intérieur

Afin de réduire la stratification interne de l'air pour la deuxième configuration des éléments chauffants, un ventilateur est installé à l'intérieur du bâtiment (Figure 2.3). Ce ventilateur est mis en fonctionnement sans interruption de la dissipation de puissance.

Les mesures sont présentées à la Figure 2.6. La diminution de la température d'air survenue à l'intérieur du bâtiment le 18/05 vers 08h30 est due à l'ouverture de la porte pour la mise en place du ventilateur. Après la fermeture de la porte et la mise en fonctionnement du ventilateur, on constate que les écarts entre les températures d'air à l'intérieur selon un axe vertical et horizontal passent en dessous de 1°C. Par ailleurs, on observe une diminution de la température moyenne d'air ; le brassage de l'air induit une homogénéisation des températures, mais également une augmentation des déperditions thermiques du fait de l'augmentation des échanges convectifs.

À partir de ces tests, la deuxième configuration de résistances chauffantes avec un brassage d'air intérieur via le ventilateur est retenue pour la suite de l'étude.

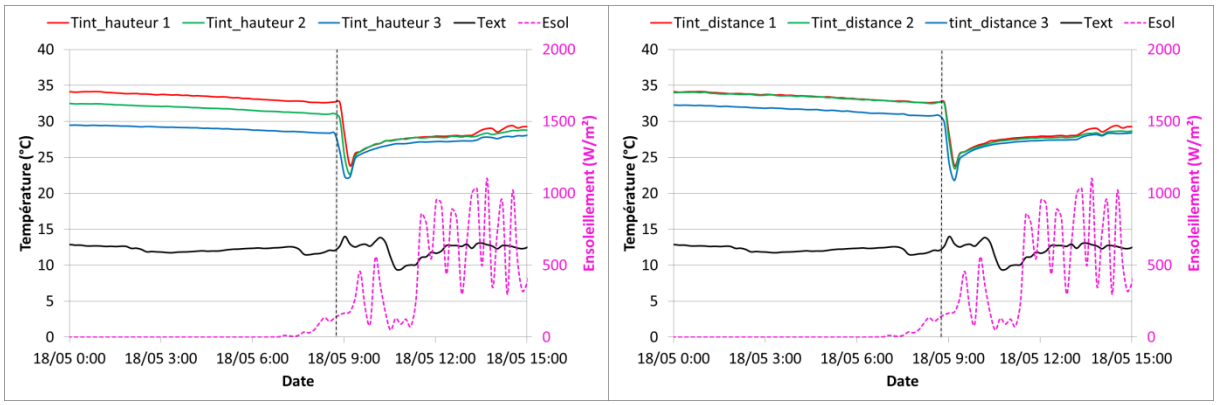


Figure 2.6 : Températures d'air à l'intérieur en fonction de la position verticale et horizontale(a) avec brassage d'air interne (b) sans brassage

2.4.2 Séquence de mesure avec brassage et sans free cooling

La séquence de mesures est réalisée du 20/05 au 21/05. Les résistances chauffantes sont disposées sur deux hauteurs différentes (configuration 2), avec un brassage de l'air intérieur et sans circulation d'air dans la veine extérieure.

2.4.2.1 Paramètres opératoires et sollicitations climatiques

Une puissance totale de 1kW est dissipée pendant tout le test à partir du 20/05 à 10h00 et la température surfacique d'une résistance installée dans la baie n°2 se stabilise à environ 130°C (Figure 2.7).

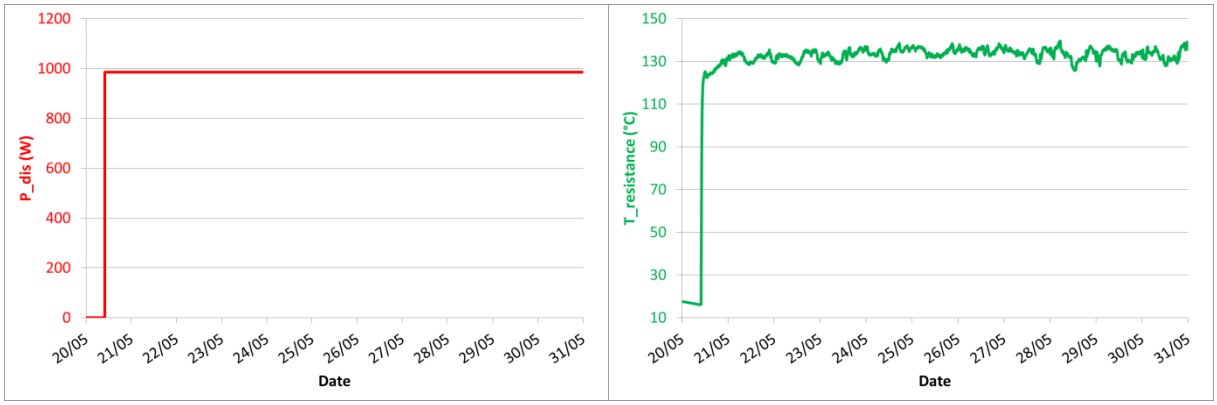
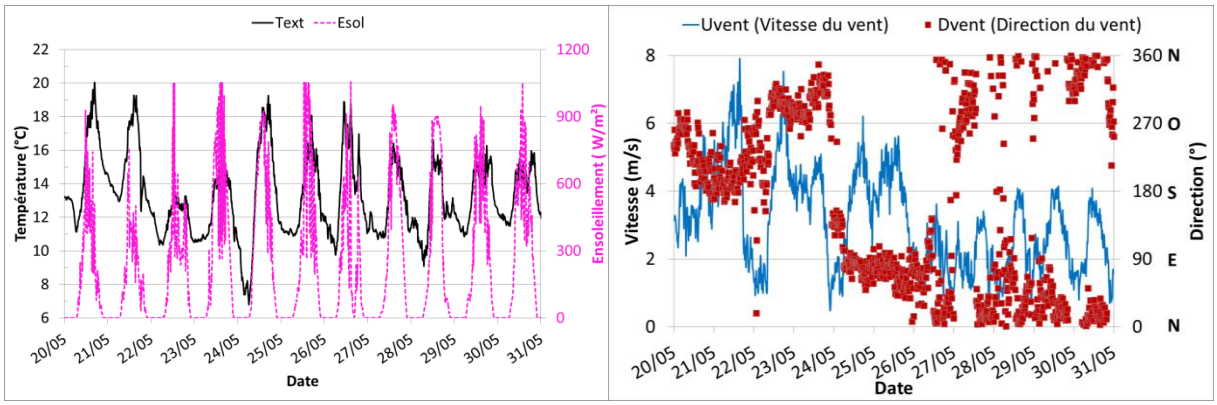


Figure 2.7 : Puissance dissipée par les résistances et température de résistance

La Figure 2.8-a montre la variation temporelle de la température d'air extérieur et de l'éclairement solaire total. On remarque que la température la plus basse (7°C) est enregistrée le 24/05. La période de test est marquée également par des journées plus nuageuses que d'autres avec un ensoleillement moins important notamment le 21 et le 22/05.

La Figure 2.8.b présente la vitesse et la direction du vent enregistrées durant cette séquence. On rappelle que la porte du bâtiment est orientée réellement nord-nord-ouest (330°). On remarque que le vent provient de l'ouest durant les trois premiers jours du test. Ensuite c'est principalement un vent provenant du nord. La vitesse du vent atteint des pics entre 7 et 8 $m.s^{-1}$ le 21 et 22/05. À partir du 26/05, les variations de la vitesse sont faibles.



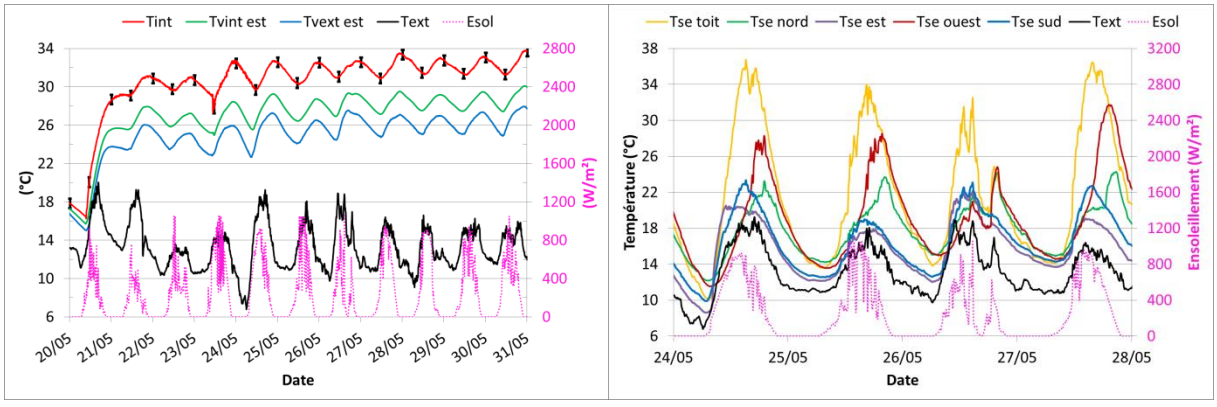
(a) (b)

Figure 2.8 : (a) Température d'air extérieur et ensoleillement (b) Vitesse et direction du vent

2.4.2.2 Analyse des températures

Les températures de l'air à l'intérieur ainsi que dans la veine intérieure et extérieure de la paroi « Est » sont présentées en Figure 2.9.a. Les conditions climatiques (température extérieure et ensoleillement) sont également données. Les barres noires présentent l'erreur de mesure qui est de ±0,5°C. On observe que la dissipation de puissance provoque une augmentation rapide de la température d'air à l'intérieur du bâtiment d'environ 14°C. L'écart de température entre la veine intérieure et extérieure est faible. La paroi métallique qui sépare les deux veines d'air favorise le transfert de chaleur. Un état quasi-stationnaire est atteint après quelques jours, l'écart entre la température intérieure et extérieure est d'environ 18°C. Les températures à l'intérieur du bâtiment sont maximales en fin de journée alors que les températures à l'extérieur ont commencé à baisser. Ce décalage (d'environ 8h) par rapport à l'éclairement solaire est dû à l'inertie du bâtiment en particulier des parois et du vide sous plancher.

La Figure 2.9.b présente les températures mesurées pour les surfaces externes des parois. On remarque l'effet de la position du soleil sur l'évolution des différentes températures durant la journée. Le toit reçoit le plus d'apports solaires et on observe le déphasage dans la montée et la descente des températures entre les parois est et ouest.



(a) (b)

Figure 2.9 : (a) Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est intérieure et extérieure et conditions climatiques (b) Températures des surfaces extérieures et conditions climatiques

Les températures surfaciques du plancher (Tpl), la température du vide sanitaire ainsi que la température du sol (Tsol) sont présentées sur la Figure 2.10 pour deux positions différentes. La position 1 se situe à une distance de 2 m de la porte du bâtiment et la position 2 à une

distance de 6,3 m (Figure 2.3). On observe une augmentation continue des températures avec des variations journalières liées aux conditions climatiques. Par ailleurs les écarts de température restent faibles entre les positions 1 et 2.

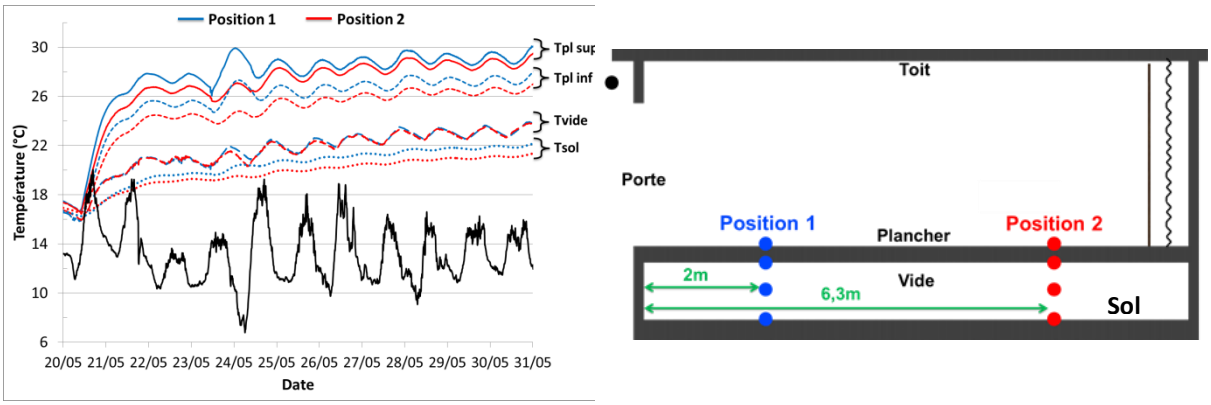


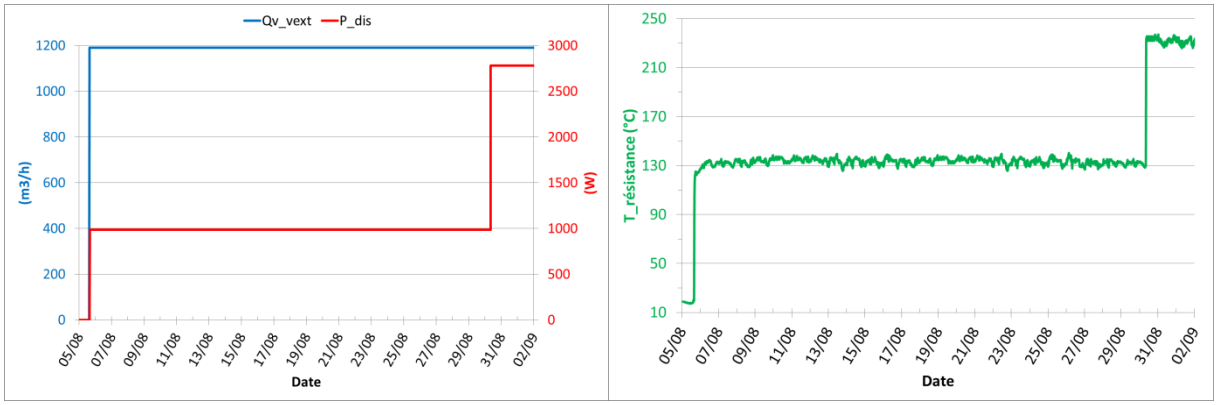
Figure 2.10 : Températures du plancher et dans le vide sous plancher pour deux positions différentes et température extérieure

2.5 Séquence de mesures avec une circulation d'air dans les parois

L'objectif de cette séquence de mesures est d'étudier le free cooling avec une circulation d'air au sein de la veine extérieure. Les mesures doivent permettre de développer et de valider un modèle numérique du comportement thermo-aéraulique. L'influence de la puissance dissipée par les résistances chauffantes et du débit d'air dans la veine extérieure est étudiée.

2.5.1.1 Paramètres opératoires et sollicitations climatiques

La durée de cette séquence de mesure est d'un mois (du 5/8 au 2/9). Le débit dans la veine d'air extérieure est maintenu constant et la puissance dissipée initialement de 1kW passe à 2,8 kW en fin de séquence. La température de la résistance passe de 130°C à 230°C environ. Cette valeur n'est pas représentative du seuil de température maximale d'un équipement réel. Le but des tests réalisés dans ce chapitre est d'étudier la réponse thermique de l'ensemble du bâtiment afin de pouvoir le modéliser. Il est donc intéressant de bien le solliciter.

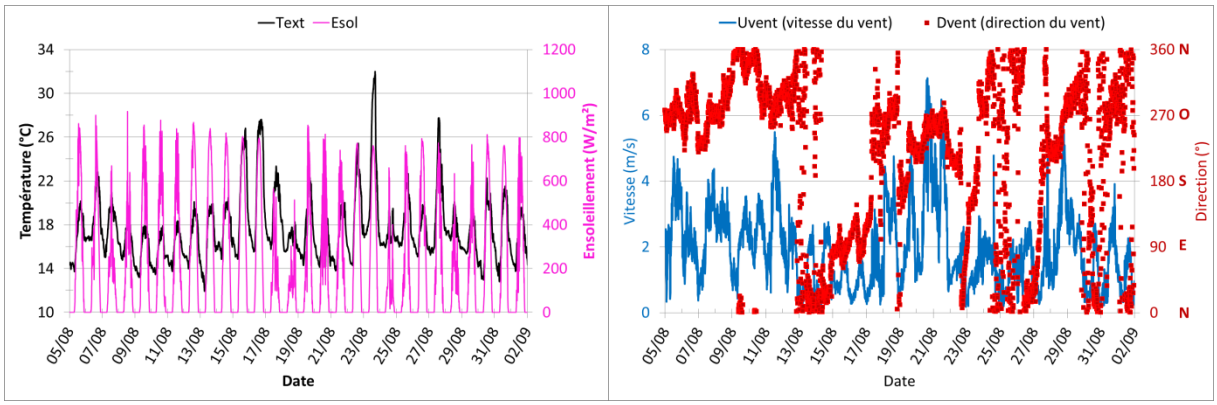


(a) (b)

Figure 2.11 : (a) Débit d'air dans la veine extérieure et puissance dissipée (b) Température d'une résistance

La température d'air à l'extérieur varie entre 14°C et 22°C à l'exception de quelques journées plus chaudes avec des températures avoisinants les 26°C, voir même 32°C le 23/08 et le 07/09 (Figure 2.12.a).

La Figure 2.12.b montre la vitesse et la direction du vent sur la période du test. On constate que la direction du vent se situe entre le nord-est et le sud-ouest. La variation de la vitesse est plutôt la même pendant le test, à part des pics de 7 m/s enregistrés le 20/08 et le 08/09.



(a) (b)

Figure 2.12 : (a) Température de l'air extérieur et éclairement solaire (b) Vitesse et direction du vent locale

2.5.1.2 Analyse des températures

On observe une augmentation de la température à l'intérieur du bâtiment après la mise en fonctionnement des résistances. Un comportement cyclique quasi-stationnaire est atteint durant la première semaine de test avec un écart de température moyen entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment de 8°C (Figure 2.13). On rappelle que pour la même puissance dissipée de 1kW et pour des conditions d'ensoleillement assez proches cet écart était de l'ordre de 18°C en l'absence de circulation d'air dans la veine extérieure (Figure 2.9.a).

En fin de séquence, l'augmentation de la puissance dissipée le 31/08 qui passe à 2,8 kW pour le même débit d'air, induit un écart de température d'environ 16°C entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment.

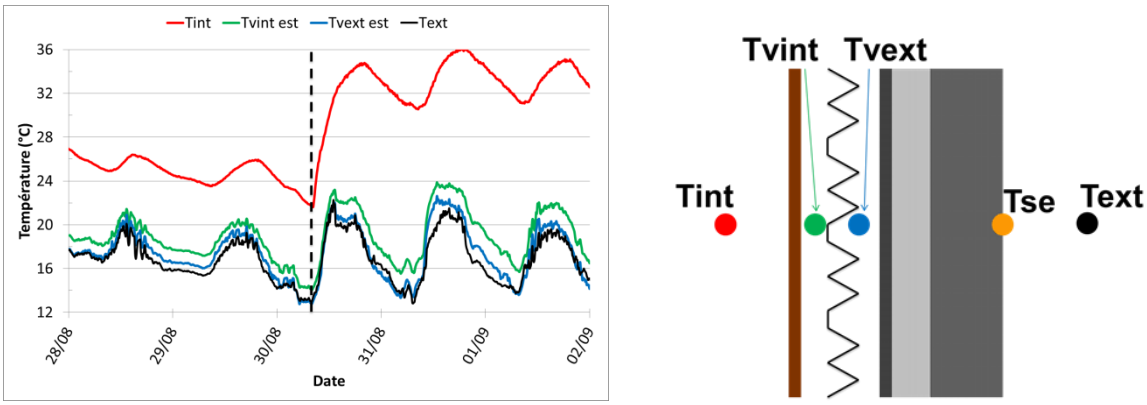
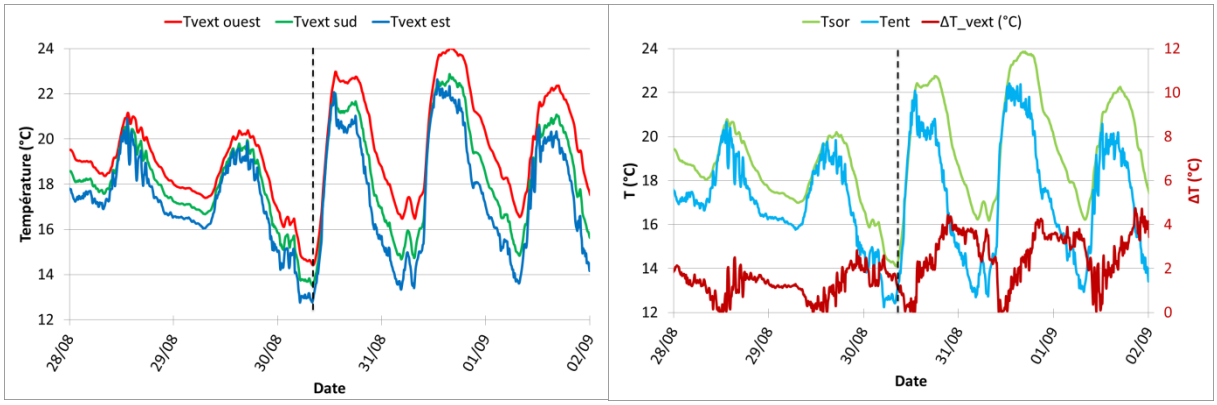


Figure 2.13 : Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est (intérieure et extérieure) et de l'air extérieur

La Figure 2.14 donne les températures le long de la veine extérieure (Tvext) et les évolutions des températures d'air en entrée et en sortie (Tent et Tsor) ainsi que l'écart entre ces deux températures.

On observe une augmentation progressive des températures d'air mesurées dans la paroi « Est », la paroi « Sud » et ensuite la paroi « Ouest » ou l'air chaud est évacué par la grille de sortie. L'air se réchauffe tout au long du circuit. D'autre part on constate logiquement une

augmentation de l'écart de température entre la sortie et l'entrée de la veine d'air extérieure lorsque la puissance dissipée par les baies augmente.



(a) (b)

Figure 2.14 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Ecart entre la température d'air à la sortie et à l'entrée de la veine extérieure

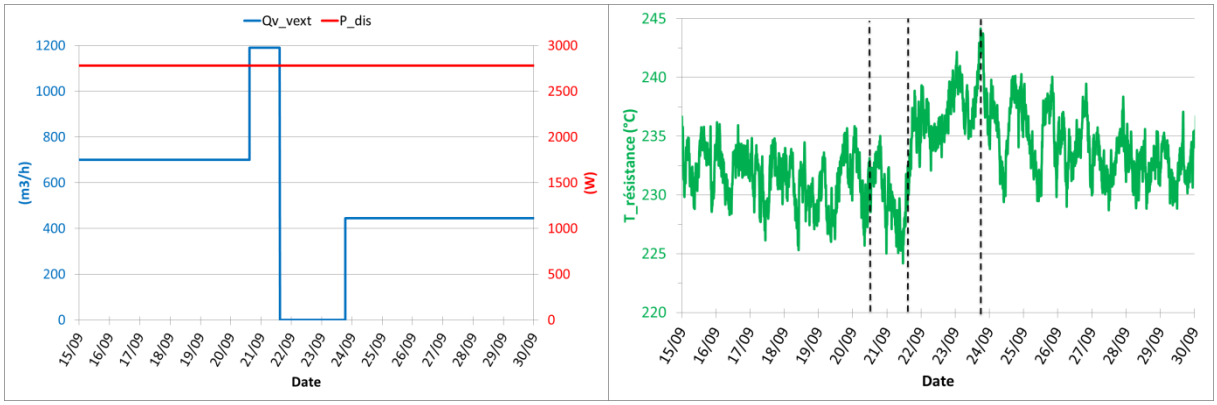
2.5.2 Influence du débit dans la veine extérieure

2.5.2.1 Paramètres opératoires et sollicitations climatiques

Il s'agit ici d'analyser les mesures réalisées du 31/08 au 30/09. Une puissance constante de 2,8 kW est dissipée et le débit d'air au sein de la veine extérieure est modifié (Figure 2.15.a).

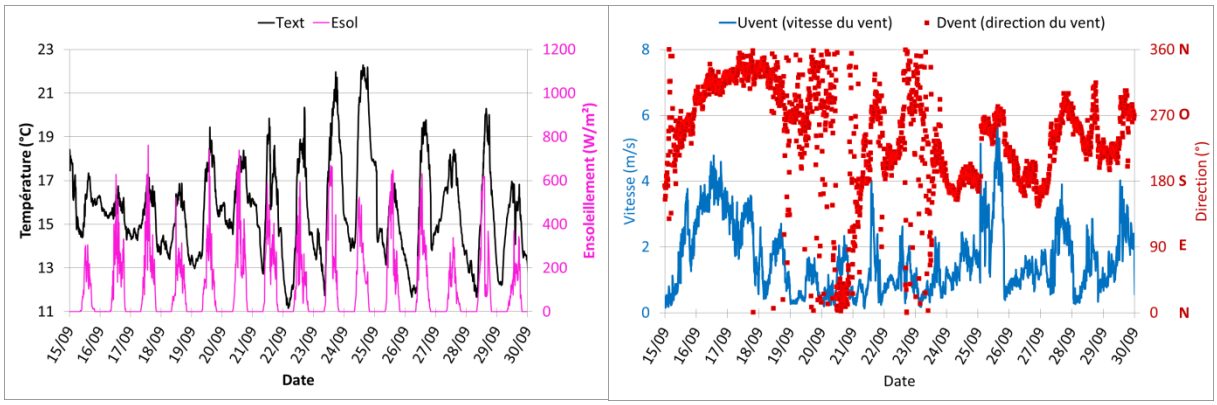
La Figure 2.16 présente les conditions climatiques. Les variations de la température extérieure entre le jour et la nuit sont plus importantes durant la deuxième partie du test et le vent est surtout orienté à l'ouest.

On constate qu'une modification du débit induit des variations de la température de surface de la résistance (Figure 2.15.b).



(a) (b)

Figure 2.15 : (a) Débit d'air dans la veine extérieure et puissance dissipée (b) Température de surface d'une résistance



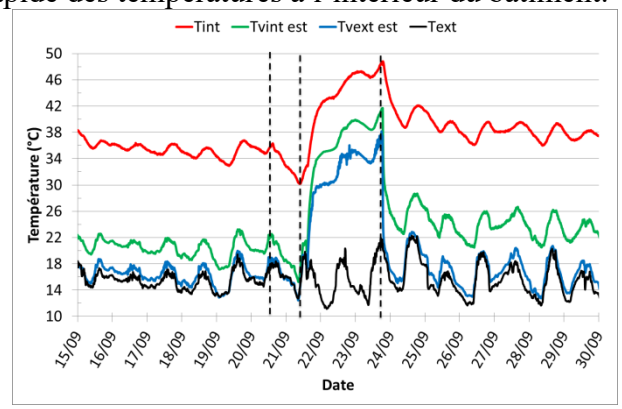
(a) (b)

Figure 2.16 : (a) Température de l'air extérieur et éclairement solaire total (b) Vitesse et direction du vent locale

2.5.2.2 Analyse des températures

La température d'air à l'intérieur du bâtiment, les températures dans les veines Est (intérieure et extérieure) et la température extérieure sont données Figure 2.17.

Les mesures montrent qu'une augmentation du débit améliore l'échange thermique avec la veine extérieure via la paroi métallique (convection forcée plus élevée).
De la diminution du débit survenue le 02/09 résulte une légère augmentation de la température d'air à l'intérieur du bâtiment. Pour un débit de 700 $m^3.h^{-1}$ entre le 15/09 et le 20/09, l'écart de température entre l'air intérieur et extérieur atteint environ 20°C lors de l'état quasi-stationnaire. Cet écart augmente et passe à environ 22°C lorsque le débit est fixé à une valeur plus faible de 450 $m^3.h^{-1}$ à partir du 23/09.
Par ailleurs, on observe que l'arrêt complet de la circulation d'air conduit à une élévation rapide des températures à l'intérieur du bâtiment.



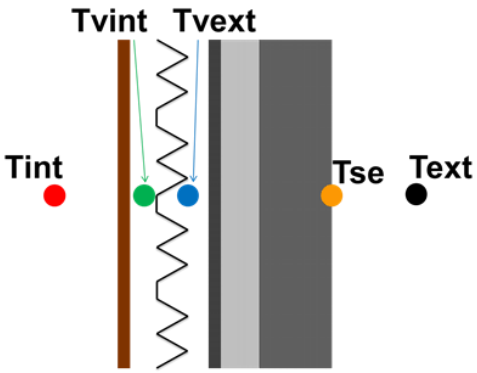
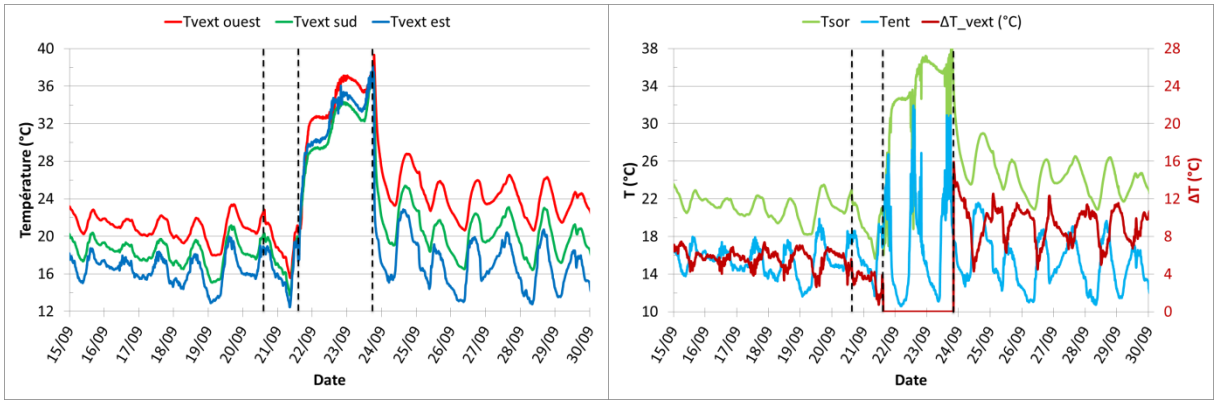


Figure 2.17 : Température de l'air intérieur, de la veine d'air Est (intérieure et extérieure) et de l'air extérieur

Comme dans la séquence de mesure précédente, on a un écart de température tout au long de la veine d'air extérieure entre le côté « Est », « Ouest » et « Sud » (Figure 2.18.a). L'air rentre par le côté « Est » où la température est plus fraiche, il passe par le côté « Sud » avant de ressortir par le côté « Ouest ». La variation des températures d'air en entrée et en sortie de la veine d'air extérieur (Tent et Tsor) ainsi que l'écart entre ces deux températures sont présentés en Figure 2.18.b. Cet écart de température augmente avec une diminution du débit d'air ; il n'est pas calculé lorsque le débit est nul.

On constate également cet écart de température est plus important pendant les périodes nocturnes lorsque la température extérieure est fraiche du fait de l'inertie du bâtiment. Une

partie de la puissance apportée et du flux solaire reçu pendant la journée est stockée par les parois du bâtiment. Lorsque la température extérieure diminue durant la période nocturne, la quantité de chaleur accumulée dans les parois est restituée.



(a) (b)

Figure 2.18 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Ecart entre la température d'air à la sortie et à l'entrée de la veine extérieure

2.5.3 Flux de chaleur évacué par l'air

La puissance évacuée par la veine extérieure est obtenue par la relation (2.1) :

$$P_{evac} = \frac{Qv_{vext}}{3600} . \rho . c_p . \Delta T \qquad (2.1)$$

Avec :

P_{evac} : Puissance évacuée (W).

Qv_{vext} : Débit d'air dans la veine extérieure ($m^3.h^{-1}$).

ρ : Masse volumique ($kg.m^{-3}$).

c_p : Capacité calorifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$).

ΔT : Ecart entre les températures moyennes de l'air en sortie et en entrée (°C).

Les températures moyennes en entrée et en sortie calculées sur chaque période sont reportées dans le Tableau 2.2. La Figure 2.19 donne les valeurs des débits et des puissances étudiés. Pour une puissance dissipée à l'intérieur de 2,8 kW et un débit de 1190 $m^3.h^{-1}$ environ 40% sont évacués par la veine extérieure. Ce taux passe à environ 50% lorsque le débit d'air passe à 700 $m^3.h^{-1}$ et ensuite à 445 $m^3.h^{-1}$.

Les incertitudes sur les puissances thermiques évacuées sont de l'ordre de 10%. Cette valeur est sous-estimée, car elle prend uniquement en compte les incertitudes de mesure du différentiel de pression et des capteurs de température. L'incertitude sur les sections du convergent n'est pas prise en compte et les températures d'air en entrée et en sortie de la veine extérieure sont mesurées en une seule position. Tous les bilans réalisés dans ce travail sont donc estimés avec une incertitude supérieure à 10%.

Tableau 2.2 : Températures d'air moyennes à l'entrée et à la sortie de la veine extérieure

Qv_vext / P_dis	1190 $m^3.h^{-1}$		700 $m^3.h^{-1}$		445 $m^3.h^{-1}$	
	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)
2,8 kW	17,0	19,8	15,4	21,1	14,6	23,8
	ΔT = 2,8		**ΔT = 5,7**		**ΔT = 9,2**	

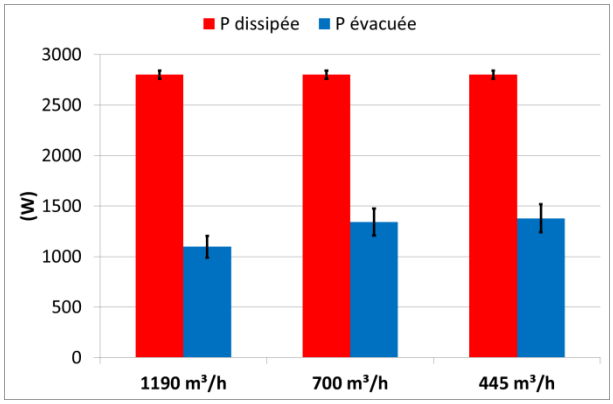


Figure 2.19 : Bilan thermique global

Les températures surfaciques du plancher, du sol et la température du vide sous-plancher sont reportées dans la Figure 2.20. On rappelle que ces températures sont mesurées à deux positions distantes de 4 mètres (2 mètres et 6 mètres de la porte : position 1 et 2 en Figure 2.3)

Les écarts de température entre le plancher et l'extérieur peuvent être très conséquents. Une partie de la puissance dissipée est stockée dans le plancher et le sol. Le vide sous plancher a donc une incidence sur le fonctionnement global de l'installation.

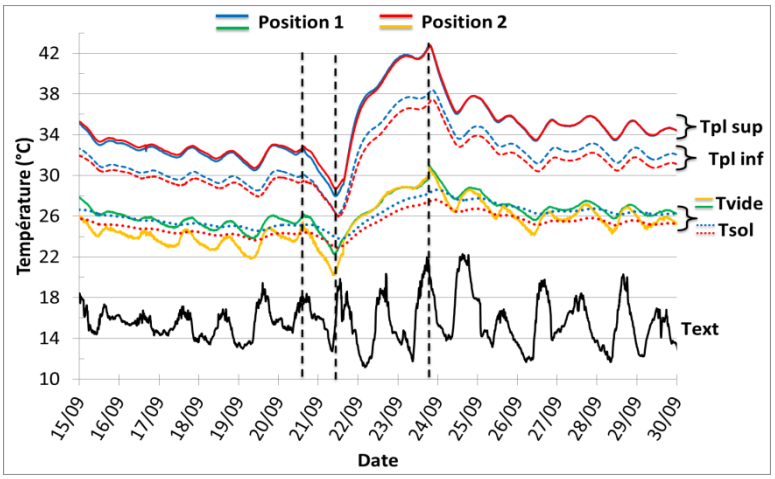


Figure 2.20 : Températures au niveau du plancher

2.6 Modélisation thermo-aéraulique du bâtiment

Le modèle numérique présenté dans cette partie est destiné à la prédiction de la réponse thermo-aéraulique du bâtiment dans des conditions réelles.

2.6.1 Hypothèses

La modélisation du comportement thermo-aéraulique du bâtiment est complexe du fait de sa configuration et à cause des variations permanentes des sollicitations climatiques et des paramètres opératoires. Des hypothèses simplificatrices sont donc retenues pour développer un modèle en lien avec les connaissances de l'installation et les attendus en termes de simulation. Une discrétisation spatiale en zone est réalisée avec un couplage thermo-aéraulique [72].

Les études expérimentales précédentes ont permis d'obtenir une température d'air à l'intérieur du bâtiment pratiquement homogène (Figure 2.6). Une seule zone thermique avec un apport interne est considérée pour représenter ce volume (Figure 2.21). En ce qui concerne le vide sous plancher, une seule zone est également définie retenue, la température d'air est supposée homogène.

La veine d'air extérieure est décomposée en trois zones : une zone côté «Est», une côté « sud » et une côté «Ouest». La veine d'air intérieure est discrétisée de la même façon en considérant trois zones (Figure 2.21).

Le transfert de chaleur par conduction au sein des parois est supposé monodimensionnel. La paroi métallique qui sépare la veine d'air intérieure et extérieure est modélisée comme une paroi non massique avec une faible résistance thermique (faible épaisseur et conductivité élevée).

Les échanges radiatifs de grande longueur d'onde à l'intérieur et à l'extérieur du bâtiment sont pris en compte. La méthode étoile est retenue pour les surfaces intérieures [79]. Pour les surfaces extérieures, les échanges radiatifs de grande longueur d'onde avec le ciel et le sol sont pris en compte également. La température du ciel est calculée en fonction de la température ambiante et l'humidité relative. Pour l'albédo du sol, une valeur de 0,2 est fixée (pelouse). La température de la surface du sol est considérée égale à celle de l'air extérieur [70].

L'apport solaire sur chacune des surfaces des murs extérieurs est estimé à partir de l'ensoleillement total mesuré sur le toit grâce au Type 16 de TRNSYS. Les coefficients d'échanges thermiques par convection à l'extérieur sont calculés à partir de corrélations issues de la littérature qui font intervenir la vitesse et la direction du vent [121,122].

2.6.2 Modèle TRNSYS / TRNFLOW

Le type 56 de TRNSYS est utilisé dans ce travail afin de modéliser l'aspect thermique du bâtiment [88–90].

Le modèle thermique est couplé avec le modèle aéraulique de COMIS par le biais de TRNFLOW. Ce couplage est présenté à la Figure 1.15 du chapitre 1 [97].

Le bâtiment est divisé en 8 zones, chacune des zones est considérée comme thermiquement homogène et elle comporte un seul nœud thermique (Figure 2.21).

Le modèle aéraulique défini sur TRNFLOW permet de modéliser les écoulements d'air au niveau du bâtiment (ventilation, infiltration, etc.). Le principe est de relier les différents nœuds pour constituer un réseau aéraulique. Le débit d'air est calculé par le modèle aéraulique à partir de la différence de température et de pression entre deux nœuds. Ce débit est utilisé ensuite par le modèle thermique pour calculer la nouvelle température du nœud thermique.

Ce modèle aéraulique comporte trois types de nœuds :

- Les nœuds thermiques qui correspondent aux nœuds du modèle thermique.
- Les nœuds externes qui correspondent à l'environnement extérieur.

- Les nœuds auxiliaires sont utilisés dans les systèmes de ventilation.

Les nœuds sont liés par différents types de liaison. La circulation d'air dans la veine extérieure est assurée par le type « ventilateur » placé à l'entrée de la paroi Est. Les veines d'air sont considérées comme étant des conduites rectangulaires. Enfin le type « fissure » est utilisé pour modéliser les infiltrations d'air au niveau de la porte.

En fonction des différents types de connexions utilisés, la pression est définie au niveau de chaque nœud avant d'obtenir le débit d'air par le modèle.

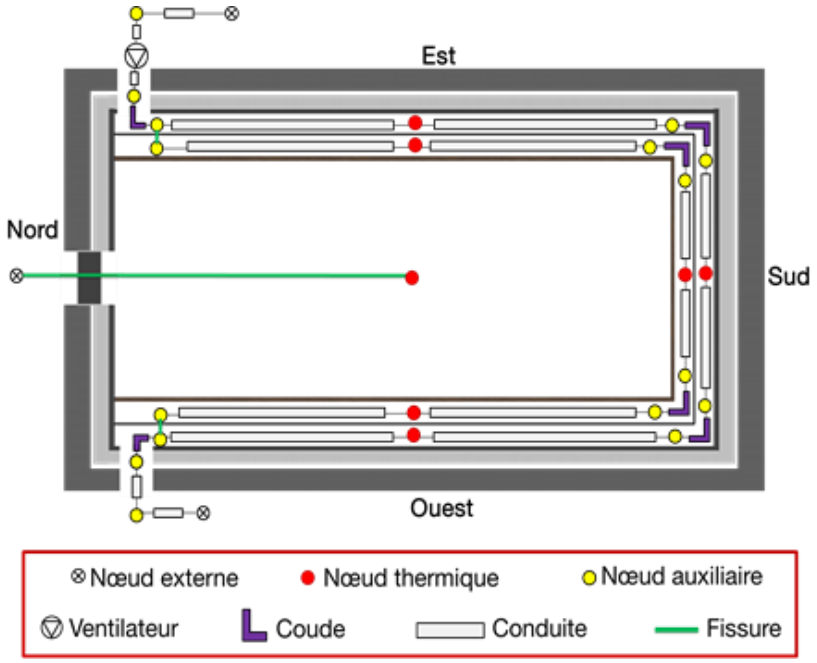


Figure 2.21 : Définition des zones et nœuds thermiques et du réseau aéraulique

2.6.1 Données d'entrée pour la simulation

Les propriétés thermo-physiques et thermo-optiques des matériaux (densité, conductivité, épaisseur, absorptivité et émissivité) sont données en Annexe 7.1.

La puissance dissipée par les résistances chauffantes est considérée comme un apport interne pour la zone représentative du volume intérieur. Le type 963 de TRNSYS est utilisé, la résistance chauffante est considérée comme un corps mince qui dissipe une puissance.

Les conditions climatiques mesurées (température d'air, ensoleillement, vitesse et direction du vent) et la température du sol mesurée sont exploitées pour les simulations.

La pression ambiante absolue est prise à 1029 hPa (source : meteociel.fr). Les coefficients de pressions sont imposés au niveau de chaque façade. Ils sont calculés en utilisant le code CPCALC+ [123].

L'éclairement solaire total au niveau des murs verticaux est calculé via le type 16 de TRNSYS en utilisant l'éclairement solaire total reçu par le toit et les coordonnées géographiques du bâtiment.

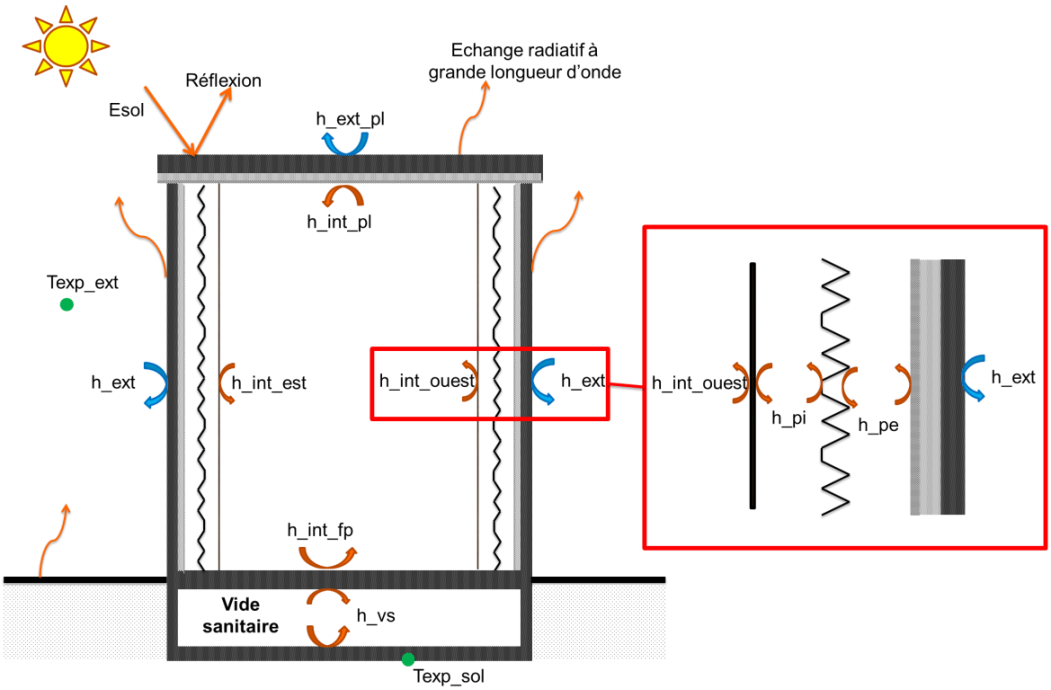


Figure 2.22 : Schéma montrant les conditions aux limites

2.6.1.1 Échange radiatif extérieur

A l'extérieur du bâtiment, le modèle numérique prend en compte les échanges radiatifs de grande longueur d'onde. A savoir l'échange entre le toit et le ciel, et les échanges des murs verticaux avec le sol et le ciel. Le coefficient d'échange radiatif entre les surfaces externes du bâtiment et le ciel est estimé par un coefficient d'échange linéarisé [70].

$$h_{rad} = 4.\varepsilon.\sigma.\left(\frac{T_{surface} + T_{ciel}}{2}\right)^3 \tag{2.2}$$

La température du ciel est calculée via le type 557c de la librairie Tess en fonction de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant. La corrélation retenue est la suivante (Martin et al. [124]) :

$$T_{ciel} = T_{ciel\ clair}.(Ef_{Neb})^{0,25} \tag{2.3}$$

Avec :

Ef_{Neb} : (Effet de la nébulosité) calculé en fonction de la nébulosité (Neb)

$$Ef_{Neb} = 1 + 0{,}0224.Neb + 0{,}0035.Neb^2 + 0{,}00028.Neb^3 \tag{2.4}$$

$T_{ciel\ clair}$: Température du ciel clair

$$T_{ciel\ clair} = T_{air}.(\varepsilon_{ciel\ clair})^{0,25} \tag{2.5}$$

$\varepsilon_{ciel\ clair}$: Emissivité du ciel clair calculée en fonction de la température de rosée ($T_{rosée}$) :

$$\varepsilon_{ciel\ clair} = 0{,}711 + 0{,}56\left(\frac{T_{rosée}}{100}\right) + 0{,}73\left(\frac{T_{rosée}}{100}\right)^2 \tag{2.6}$$

2.6.1.2 Echange convectif

Les coefficients de convection au niveau des surfaces intérieures du bâtiment sont calculés à partir d'une corrélation de la forme ($h_{int} = a + b.V_{int}$) [125] :

$$h_{int} = 5{,}68 + 2{,}7.V_{int} \tag{2.7}$$

Avec V_{int} la vitesse d'air mesurée ponctuellement à proximité de chaque paroi (mi-hauteur et mi-longueur) avec un anémomètre à fil chaud **(**Tableau 2.3). Par exemple le coefficient d'échange par convection obtenu au niveau de la surface Ouest est de l'ordre de 8 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour une température d'air de 30°C.

Tableau 2.3 : Vitesses d'air au niveau des surfaces intérieures

Surface	Nord	Sud	Est	Ouest	Plafond
Vitesse ($m.s^{-1}$)	0,7	0,3	0,8	0,8	1

Les coefficients de convection à l'extérieur sont calculés en fonction de la vitesse et de la direction du vent. La paroi est considérée au vent quand l'angle de la surface par rapport au vent est compris entre 0° et 180°. Sinon la paroi est considérée sous le vent. Deux corrélations sont utilisées dans ce travail. La première est donnée par Emmel et al. [122] :

$$h_{ext\ EMMEL} = 4{,}78.U_{vent}^{0{,}71} \quad \& \quad h_{toit\ EMMEL} = 5{,}11.U_{vent}^{0{,}78} \tag{2.8}$$

La deuxième de l'ASHRAE [121] qui est retenue pour des bâtiments de moins de 2 étages :

$$h_{ext\ ASHRAE} = 18{,}6.U_{loc}^{0{,}605} \tag{2.9}$$

Cette corrélation utilise la vitesse du vent local au niveau des parois (U_{loc}). Cette vitesse locale est calculée à partir de la vitesse du vent (U_{vent}) mesurée au niveau du bâtiment.

Tableau 2.4 : Vitesse du vent local

	U_{loc}	
Paroi au vent	si $U_{vent} > 2$ $m.s^{-1}$	0,25. U_{vent}
	si $U_{vent} < 2$ $m.s^{-1}$	0,5
Paroi sous le vent	0,05. U_{vent} + 0,3	

2.6.2 Etude sans free cooling

Dans cette partie, les résultats numériques sont comparés aux mesures obtenues sans circulation d'air dans la veine extérieure (arrêt du ventilateur). Les bouches d'entrée et de sortie d'air sont obstruées, mais l'étanchéité n'est pas parfaite. Des fuites d'air sont alors potentiellement présentes. La puissance dissipée est constante durant toute la séquence (paragraphe 2.3.2).

2.6.2.1 Eclairement solaire et vent

La Figure 2.23 montre à titre d'exemple l'ensoleillement calculé pendant une journée. La façade Est reçoit l'éclairement solaire le matin (levé du soleil) et la paroi Ouest dans l'après-midi.

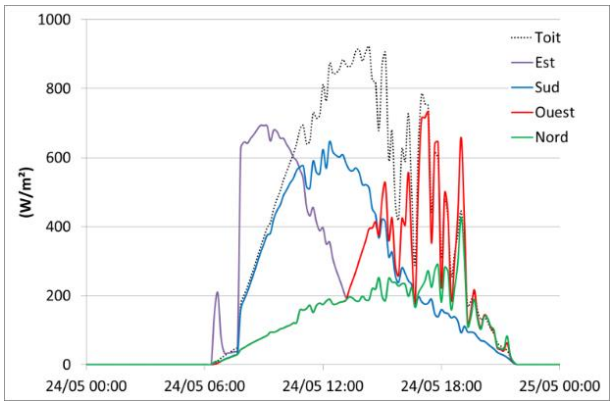


Figure 2.23 : Ensoleillement calculé sur les murs verticaux pour la journée du 24 mai via le type 16

La Figure 2.24 présente les coefficients d'échange convectif au niveau de la paroi Ouest obtenus par les deux corrélations qui prennent en compte la vitesse et la direction du vent (Figure 2.8.b). Quant au coefficient d'échange radiatif de grande longueur d'onde entre le mur extérieur Ouest et le ciel, il varie entre 4 et 5 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

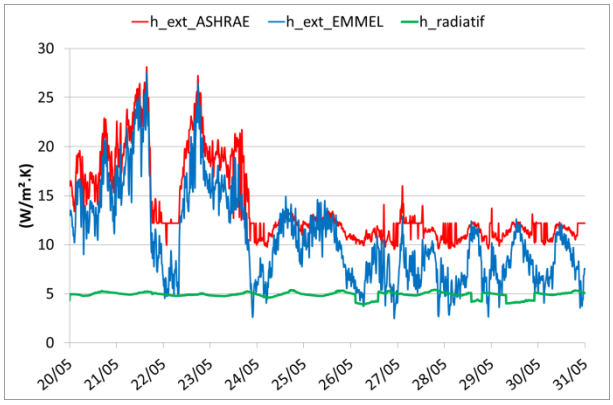


Figure 2.24 : Coefficients d'échanges convectifs et radiatifs au niveau du mur Ouest

Le débit de fuite d'air dans la veine extérieure à travers les bouches d'air mal obstruées est difficile à mesurer. Il est donc calculé par le modèle numérique en introduisant des connexions de type « fuite ». Les valeurs obtenues dépendent de la vitesse et de la direction du vent (Figure 2.25). Des valeurs positives du débit indiquent une infiltration d'air dans la veine, et des valeurs négatives indiquent une exfiltration vers l'extérieur. On observe ainsi une infiltration d'air importante lorsque des rafales de vent sont enregistrées le 23/05.

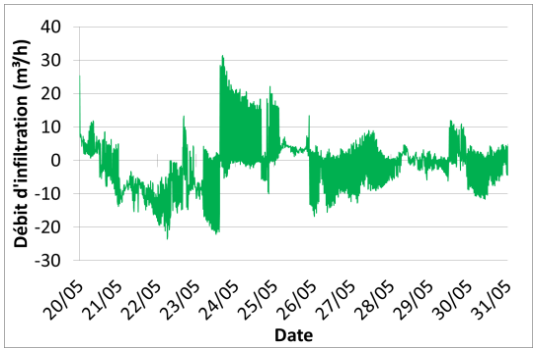


Figure 2.25 : Débit des fuites d'air à travers les bouches mal obstruées (infiltration ou exfiltration)

2.6.2.2 Méthode de confrontation simulation expérience

La confrontation visuelle des évolutions mesurées et simulées est tout d'abord effectuée.

Dans un second temps, une régression linéaire de la forme : $y = P_1 x + P_2$ entre les mesures et les valeurs simulées est réalisée ainsi qu'un coefficient de corrélation linéaire R^2 est calculé. Les critères donnés dans la littérature sont alors exploités pour apprécier la qualité de la confrontation (Barbason [87]) :

$0{,}75 < P_1 < 1{,}25$ ➔ bonne prédiction de la différence entre les T° max et min rencontrées, représentation satisfaisante du comportement thermique par le modèle

$R^2 > 0{,}9$ ➔ régression linéaire satisfaisante (proximité des résultats avec la droite de corrélation).

2.6.2.3 Confrontation des températures mesurées et simulées

Une étude de sensibilité du modèle numérique est réalisée sur quelques paramètres : l'absorptivité solaire, l'émissivité des murs, les coefficients d'échanges convectifs extérieurs et le débit des fuites d'air dans la veine extérieure. Uniquement l'étude des deux derniers paramètres est présentée dans cette partie (de l'extérieur du bâtiment vers l'intérieur).

- **Températures des surfaces extérieures**

La Figure 2.26 donne la confrontation simulation-expérience pour les températures des surfaces extérieures. La sensibilité des coefficients d'échange convectif est étudiée en utilisant les deux corrélations introduites précédemment : ASHRAE (équation (2.9) et EMMEL (équation (2.8). L'évolution des coefficients d'échanges convectifs est présentée en Figure 2.24. Dans l'ensemble, la corrélation d'EMMEL montre de meilleurs résultats pour les murs verticaux, alors que la corrélation de l'ASHRAE montre de meilleurs résultats au niveau du toit, notamment au niveau du pic maximal le 27/05.

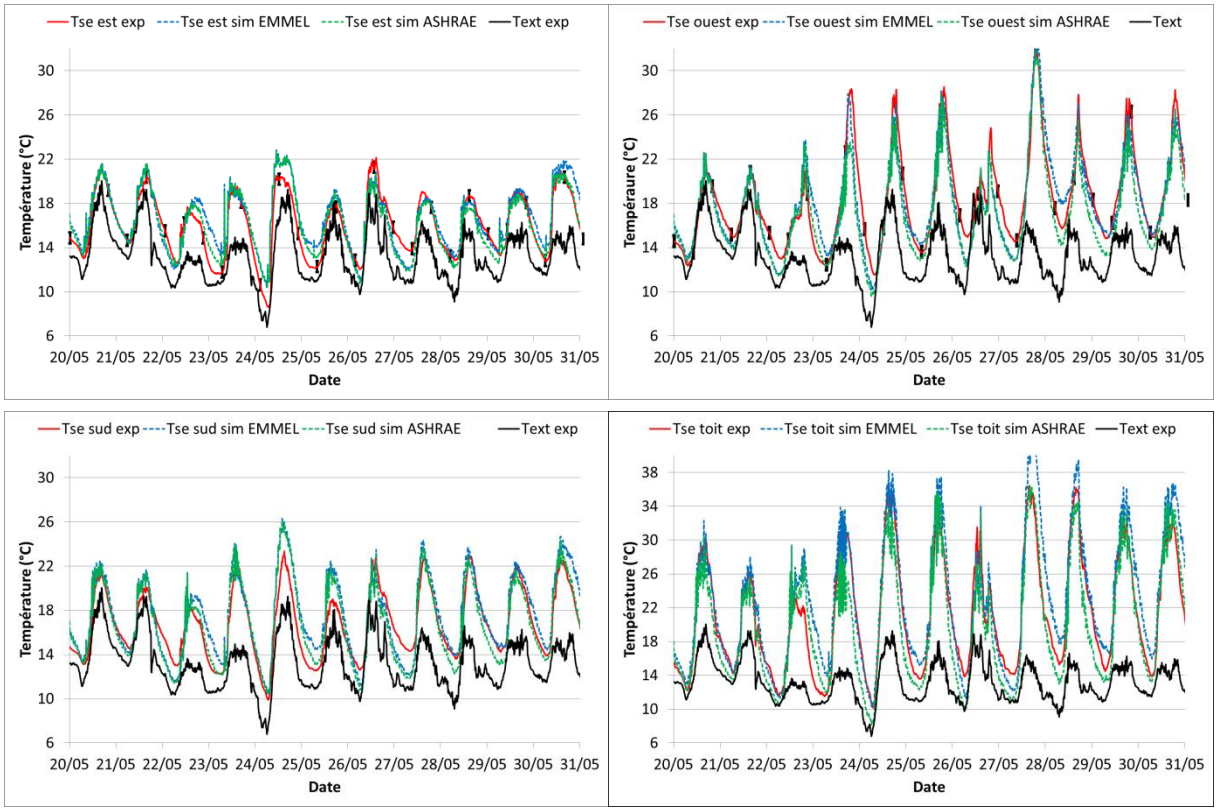


Figure 2.26 : Températures des surfaces extérieures

- **Températures d'air dans les veines d'air**

La Figure 2.29 présente une étude réalisée avec et sans infiltration d'air dans la veine extérieure.

On remarque par exemple le 23/05 que les températures simulées dans les parties « Est » et « Ouest » de la veine d'air extérieure se rapprochent des mesures si on introduit une infiltration qui peut s'expliquer par les rafales de vent enregistrées ce jour-là.

Les critères de validation pour la veine extérieure sont également tracés. On constate que les valeurs des deux paramètres P_1 et R^2 respectent les conditions, à savoir $R^2 > 0,9$ et $0,75 < P_1 < 1,25$.

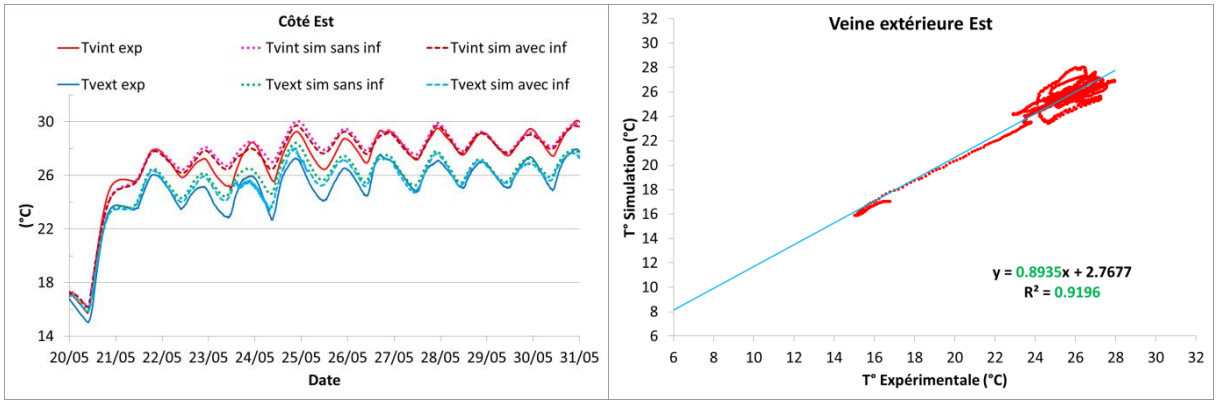


Figure 2.27 : Températures d'air dans la veine Est (intérieure et extérieure)

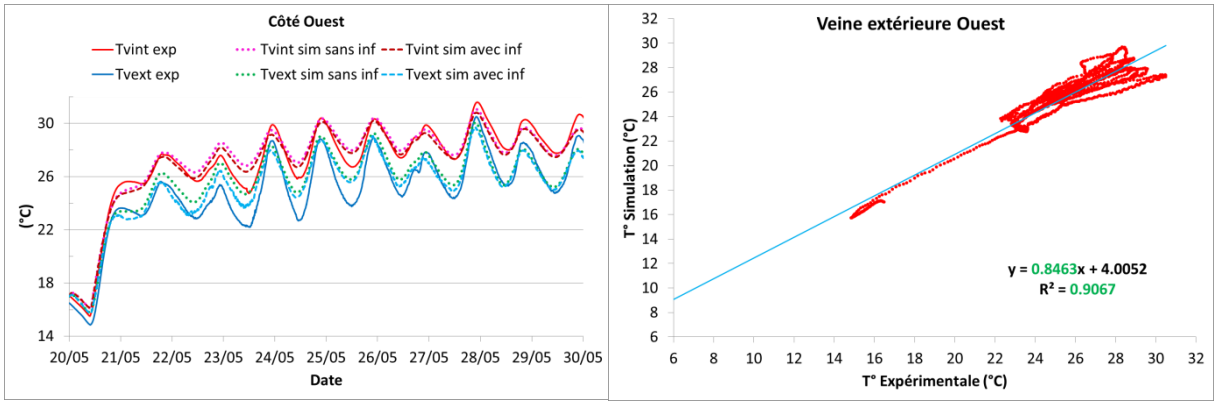


Figure 2.28 : Températures d'air dans la veine Ouest (intérieure et extérieure)

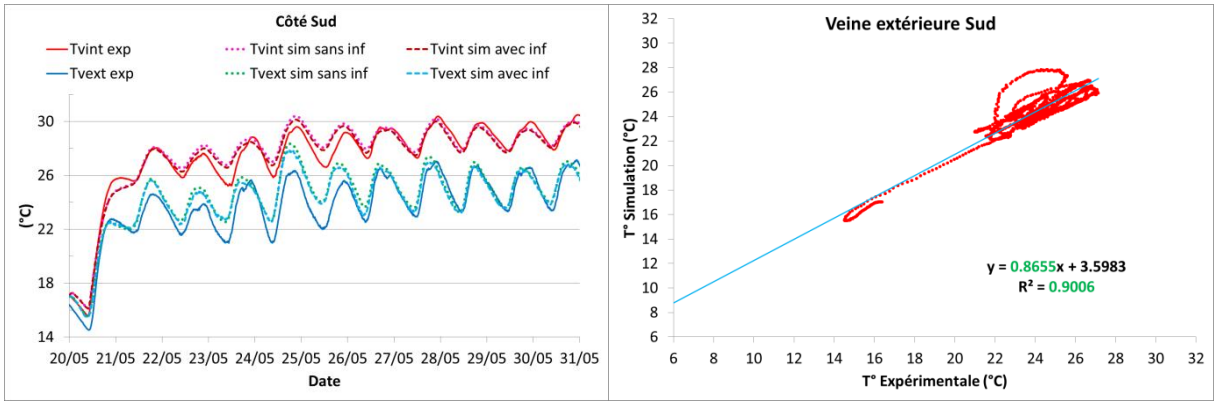
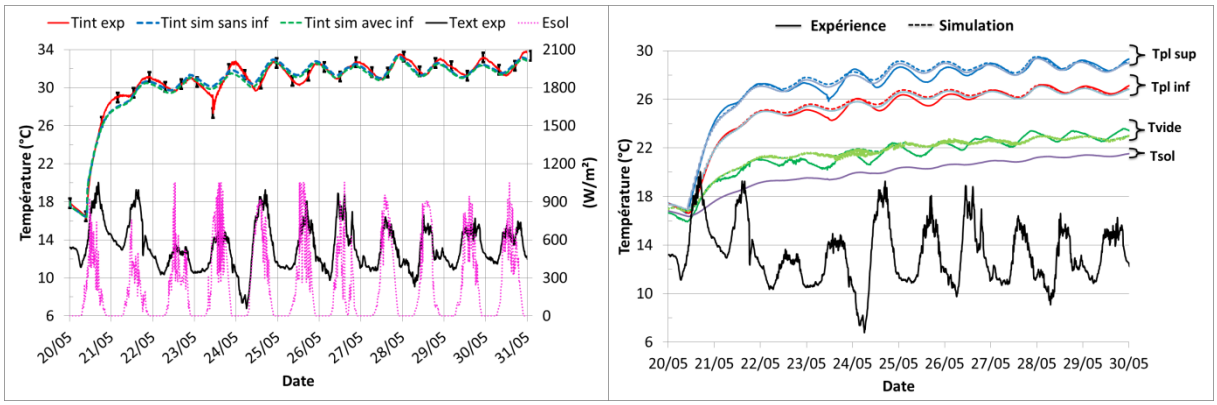


Figure 2.29 : Températures d'air dans la veine Sud (intérieure et extérieure)

- **Températures dans le bâtiment**

La Figure 2.30 montre que le modèle reproduit d'une façon satisfaisante l'expérience notamment la température d'air à l'intérieur du bâtiment et sous le plancher. La température d'air simulée dans le vide sous-plancher présente une variation moins importante entre le pic minimum et maximum par rapport à la température expérimentale, toutefois la confrontation est satisfaisante.



(a) (b)

Figure 2.30 : (a) Températures à l'intérieur du bâtiment (b) Températures sous le plancher

2.6.3 Etude avec une circulation d'air dans la veine extérieure

L'expérience menée à partir du 05/08 est utilisée pour confronter les évolutions simulées aux mesures. Pour une meilleure lisibilité, les résultats sont présentés de l'extérieur vers l'intérieur du bâtiment sur une durée de 7 jours.

2.6.3.1 Confrontation des températures

La Figure 2.31 et la Figure 2.32 donnent les températures des surfaces extérieures. La comparaison est acceptable, mis à part quelques écarts plus importants pour la paroi ouest (la journée du 06/08 par exemple).

A noter que l'hypothèse de l'homogénéité des températures dans les veines est valable au niveau des surfaces également. Les températures obtenues sont des valeurs moyennes pour toute la surface, alors que la température expérimentale est mesurée à une seule position pour chaque paroi.

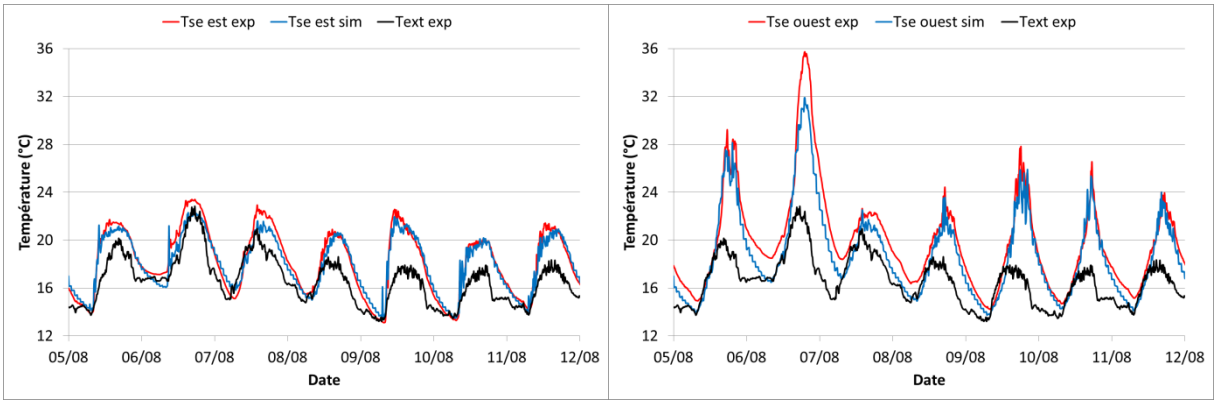


Figure 2.31 : Températures des surfaces extérieures (Est et Ouest)

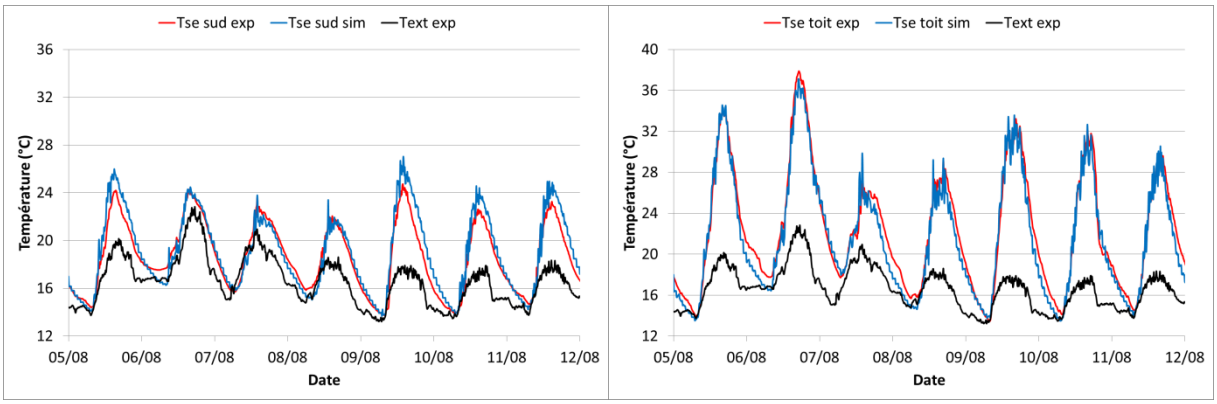


Figure 2.32 : Températures des surfaces extérieures (Sud et Toit)

Les évolutions des températures d'air dans la veine intérieure et extérieure sont données en Figure 2.33. En supposant le flux d'air au sein de la veine extérieure homogène sur toute la hauteur (avec une section de 0,06 m^2), la vitesse d'air moyenne estimée au sein de cette veine est de 5.5 $m.s^{-1}$ pour un débit de 1200 $m^3.h^{-1}$. Le coefficient de convection forcée dans la veine extérieure est ensuite calculé en utilisant l'équation (2.7).

Le modèle permet de reproduire l'évolution de température dans la veine « Est », « Sud » et « Ouest ». L'hypothèse de l'homogénéité de la température dans chaque veine prise en compte dans le modèle numérique peut avoir une influence sur les résultats. En effet, l'écart de température se reproduit le long de la veine en fonction de la position. On peut donc considérer que la comparaison entre la simulation et l'expérience est satisfaisante mis à part quelques singularités.

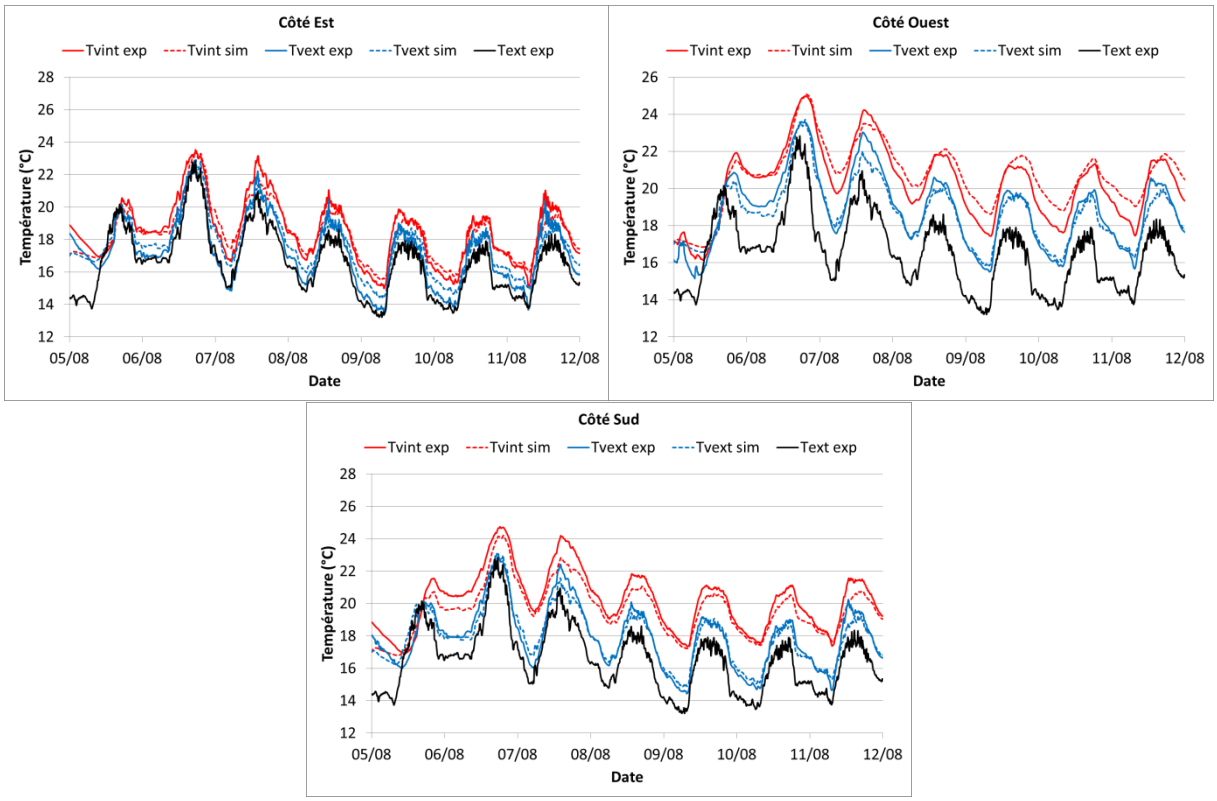
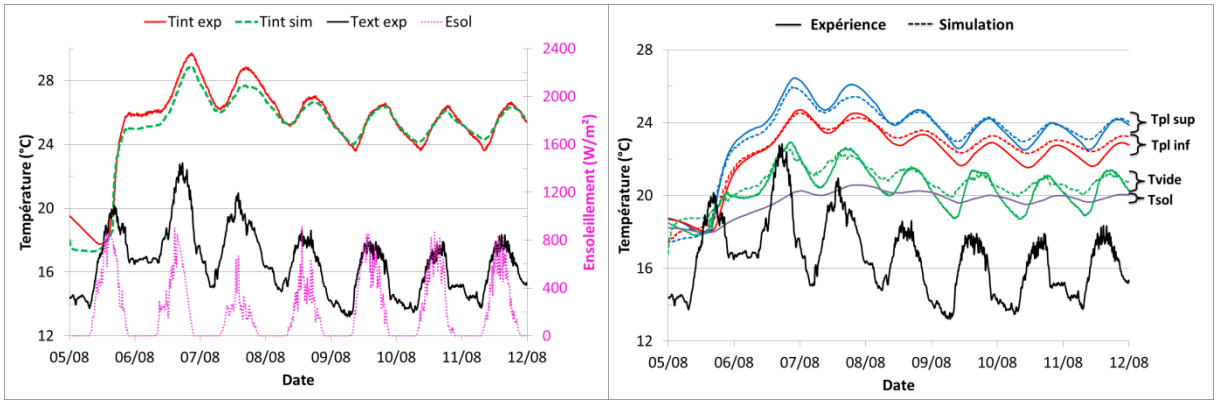


Figure 2.33 : Températures d'air dans la veine intérieure et extérieure

La Figure 2.34 concerne les températures à l'intérieur du bâtiment et au niveau du plancher. On aboutit à des confrontations satisfaisantes pour la température d'air intérieur avec des

écarts entre la simulation et la mesure pour la journée du 07/08 au plus de 1°C. Pour le vide sous le plancher les valeurs simulées sont également très proches des mesures. Une prédiction plus fine de la température d'air nécessiterait un ajustement des échanges convectifs.



(a) (b)

Figure 2.34 : Températures à l'intérieur du bâtiment (b) Températures sous le plancher

2.7 Conclusion

Des expériences préliminaires ont permis de constater les problèmes liés à la stratification de l'air dans le volume intérieur du bâtiment. Afin de limiter ce problème, un brassage de l'air a été mis en place et la configuration des éléments dissipateurs de puissance a été modifiée.

Les tests expérimentaux réalisés par la suite ont montré l'intérêt de la circulation d'air dans les parois pour limiter les pics de la température intérieure.

Le modèle numérique mis œuvre prend en compte les différents modes d'échanges thermique et aéraulique qui interviennent dans l'installation.

Les résultats obtenus ont montré que le modèle numérique permet de prédire le comportement du bâtiment dans le cas sans et avec circulation d'air dans la veine extérieure. Les évolutions mesurées et simulées des températures sont similaires. Le débit calculé par le modèle correspond à celui mesuré expérimentalement.

Ce modèle implémenté sur TRNSYS/TRNFLOW va servir par la suite pour le développement d'un modèle plus complexe prenant en compte une recirculation d'air interne avec un flux d'air traversant les baies pour refroidir les résistances chauffantes.

Chapitre 3

3 Etudes expérimentales du refroidissement de baies

Sommaire

3.1	**Introduction**	**58**
3.2	**Descriptif de l'expérimentation**	**58**
3.2.1	Circuit aéraulique pour le refroidissement	58
3.2.2	Descriptif des baies	59
3.2.3	Instrumentation	60
3.3	**Etudes avec une seule baie**	**61**
3.3.1	Intérêt du confinement	61
3.3.2	Etudes avec confinement	66
3.4	**Etude avec plusieurs baies**	**77**
3.4.1	Paramètres opératoires et conditions climatiques	77
3.4.2	Analyse des températures d'air	79
3.4.3	Bilan énergétique	80
3.4.4	Influence du débit d'air dans les veines d'air intérieure et extérieure	81
3.5	**Evaluation de l'efficacité du free-cooling**	**81**
3.6	**Conclusion**	**83**

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'étudier expérimentalement le refroidissement de trois baies installées au sein du bâtiment. Des modifications conséquentes ont été apportées à l'intérieur du bâtiment pour réaliser une circulation d'air interne en circuit fermé et ainsi refroidir chaque baie par un flux d'air traversant. Les baies sont équipées de résistances électriques et de ventilateurs afin de se rapprocher du fonctionnement thermique réel d'une installation.

Après un descriptif de l'expérimentation mise en œuvre, la première étude se focalise sur le refroidissement d'une seule baie. L'objectif est d'étudier l'intérêt du confinement des allées, ainsi que l'effet de différents paramètres opératoires. Des tests sont ensuite réalisés avec les trois baies dans des conditions climatiques différentes et en modifiant les paramètres opératoires.

Dans la dernière partie de ce chapitre l'efficacité du système de refroidissement des baies est évaluée pour chaque cas traité grâce à l'indicateur PUE (Power Usage Effectiveness).

3.2 Descriptif de l'expérimentation

3.2.1 Circuit aéraulique pour le refroidissement

Une circulation d'air en circuit fermé a été créée pour évacuer la chaleur dissipée par des baies. Comme le montre la Figure 3.1, deux nouvelles cloisons ont été montées : une du côté Est et une du côté Ouest (en jaune). Une vue détaillée de ces deux cloisons est donnée en annexe 7.1.

D'autre part, quatre ventilateurs centrifuges disposés verticalement ont été installés du côté Ouest. Ces ventilateurs, alimentés en courant alternatif et pilotés par une tension de commande 0-10V, aspirent l'air chaud sortant des baies via des trappes de reprise de 20x15 cm^2 installées en hauteur dans la cloison Ouest. L'air « froid » est soufflé en entrée des baies via des trappes de 20x15 cm^2 installées en position basse dans la cloison Est. En traversant les baies, l'air se réchauffe avant d'être repris (Figure 3.2).

La Figure 3.1.b donne un descriptif de l'installation. On visualise les deux circuits d'air :
- un circuit extérieur (fond vert) avec une entrée d'air froid par la paroi Est et une sortie par la paroi Ouest,
- un circuit intérieur (fond jaune) avec l'air chaud repris qui est refroidi grâce aux échanges thermiques avec la veine d'air extérieure via la paroi métallique.

La couleur des flèches indique un niveau de température (les flèches bleues signifient un air froid et les flèches rouges un air chaud). Ce concept permet de refroidir les baies ainsi que le bâtiment sans introduction d'air de l'extérieur (free cooling indirect).
Un rideau à lanières est installé à l'intérieur du bâtiment afin d'isoler l'espace contenant les baies.

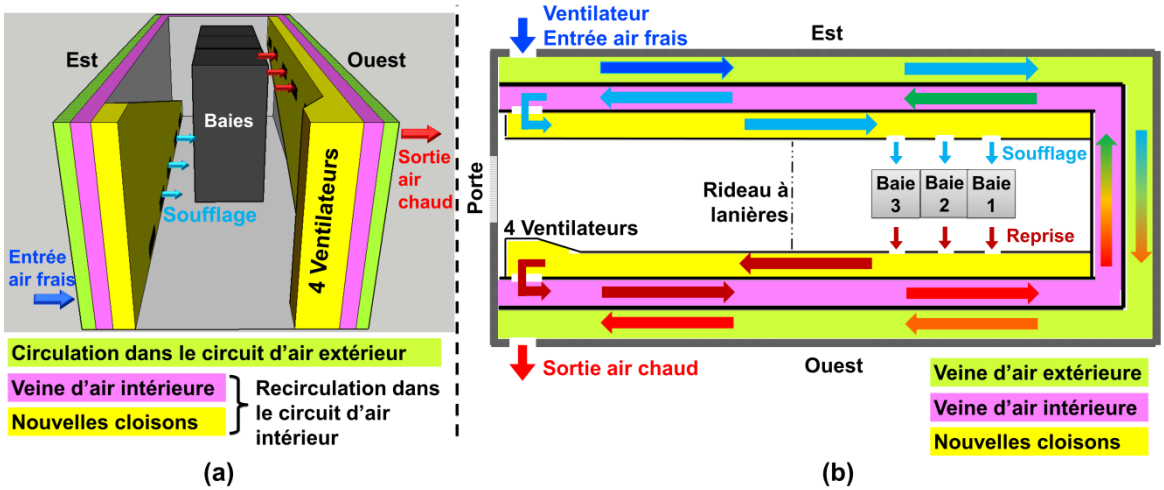


Figure 3.1 : nouvelle configuration interne du bâtiment (a) dessin 3D (b) vue de dessus

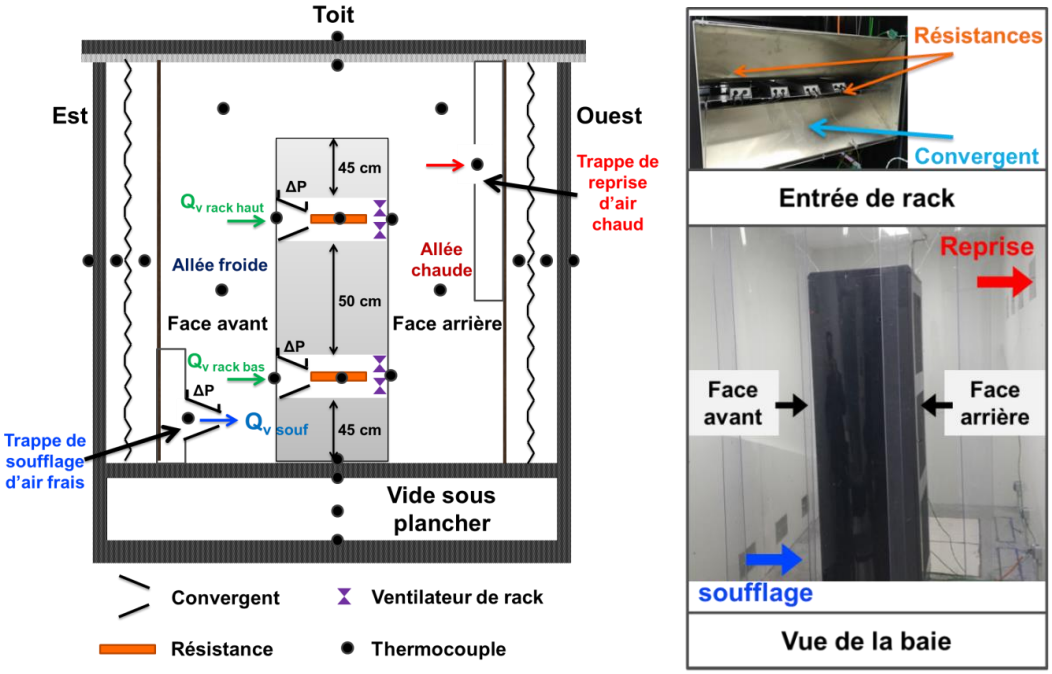


Figure 3.2 : Coupe droite d'une baie, position des convergents et instrumentation

3.2.2 Descriptif des baies

Pour ces études, chaque baie est équipée de deux racks placés à deux hauteurs différentes. Chaque rack contient 4 résistances chauffantes, identiques à celles du chapitre 2, disposées horizontalement et quatre ventilateurs axiaux installés sur la face arrière de la baie (Figure 3.2). Ces ventilateurs sont alimentés par une tension continue (8-24V) afin de pouvoir moduler les débits.

La baie est refroidie par le flux d'air traversant. L'air « frais » est soufflé par la face avant de la baie (côté Est) et l'air « chaud » est repris par la face arrière (côté Ouest). Pour optimiser le refroidissement des résistances, un convergent est installé à l'entrée de chaque rack afin de canaliser le flux d'air. Cette solution a été retenue après avoir mené différents tests préliminaires sans convergent présentés en annexe 7.5.

Le flux d'air traversant chaque rack est donc fonction du débit dans la veine d'air intérieure, du nombre de baies en fonctionnement et de la tension de commande appliquée aux

ventilateurs des racks. Quant à la puissance dissipée par les résistances chauffantes, elle est pilotée via un relais statique commandé par une tension 0-10V.

3.2.3 Instrumentation

Une grande partie de l'instrumentation présentée dans le chapitre 2 est maintenue : mesure des conditions climatiques locales, des températures en surface et au sein des parois du bâtiment, du débit et des températures dans la veine d'air extérieure.

A l'échelle de chaque baie, des mesures de température sont réalisées par des thermocouples avec une précision de ±0,5 °C. Les températures d'air sont relevées au niveau des trappes de soufflage et de reprise, en entrée et en sortie de chaque rack et dans les quatre côtés qui entourent la baie à deux hauteurs différentes (Figure 3.2). La température de surface d'une résistance est également mesurée dans chaque rack.

Les débits d'air sont mesurés ponctuellement par le biais de convergents de ratio de 1:5 et d'un micro manomètre (chapitre 2). L'incertitude sur les différentiels de pression est inférieure à 0,1%+0,03 Pa. L'incertitude sur les débits d'air est calculée en prenant en compte la précision des thermocouples et du micro manomètre. Elle est inférieure à 10%.

Le débit de soufflage est relevé au niveau de la trappe d'entrée. Le débit d'air traversant les racks est mesuré à l'entrée de chaque rack par la même méthode en se servant du convergent qui a été installé pour canaliser le flux d'air vers les résistances (Figure 3.2).

La puissance électrique totale appliquée aux résistances chauffantes est mesurée avec une précision de ± 1,5% par un énergie mètre Fluke 434 (chapitre 2). Cette mesure est ponctuelle, mais des enregistrements en continu de cette puissance sur plusieurs heures montrent qu'on peut avoir des fluctuations d'environ 10% (Figure 3.3).

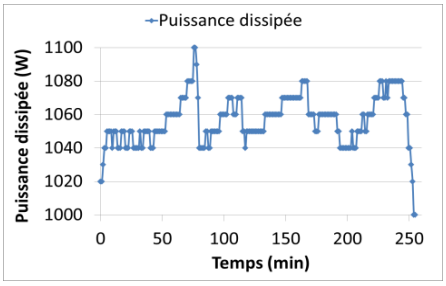


Figure 3.3 : fluctuation de la puissance dissipée en fonction du temps

Tableau 3.1 : Récapitulatif de l'instrumentation

Grandeur physique	Instrument	Précision
Température et humidité relative de l'air extérieur	Thermo-hygromètre « Rotronic hygroflex »	±0,8% rh ±0,1°C
Eclairement solaire	Pyranomètre Campbell LP02	±10%
Vitesse et direction du vent	Anémomètre	
Température d'air	Thermocouple type K (0,5mm)	±0,5°C
Débit d'air	MicroManomètre FCO560	< 0,1% + 0,03Pa
Puissance électrique des équipements	EnergiMètre Fluke 434/PWR	±1,5%
Centrale d'acquisition des données climatiques	Datataker DT80M-3	
Centrale d'acquisition des températures	Fluke 2638A	

3.3 Etudes avec une seule baie

Les premières études sont réalisées avec une seule baie afin d'affiner l'instrumentation et les protocoles des séquences de mesure. Un seuil maximal est retenu pour les températures de surface des résistances chauffantes. Celui-ci a été fixé à 110°C ce qui correspond à la température maximale admissible de certains composants électroniques. Par exemple, la température limite à la surface d'un contrôleur de disque (SAS) est de 115°C et celle d'un contrôleur de mémoire (chipset) est de 105°C.

Par ailleurs, afin de réaliser des bilans thermiques représentatifs, les écarts de température d'air entre l'entrée et la sortie de chaque rack et entre la température de soufflage et de reprise doivent être supérieurs à 3°C. Les débits d'air sont réglés pour respecter cette condition.

La première séquence de mesures concerne l'effet d'un confinement sur l'efficacité du refroidissement de la baie. Dans un centre de données, les baies sont installées sur une même rangée créant ainsi une alternance entre l'allée froide et l'allée chaude [55] (Figure 1.9). Des phénomènes parasites qui pénalisent le refroidissement peuvent alors apparaitre dans ce type de configuration à savoir : la recirculation qui est le passage d'air chaud dans l'allée froide et le by-pass qui est le passage d'air frais dans l'allée chaude sans traverser les racks. Le confinement constitue l'une des solutions afin de réduire ces deux phénomènes. Il consiste en l'installation de parois pour séparer les deux allées (Figure 3.4).

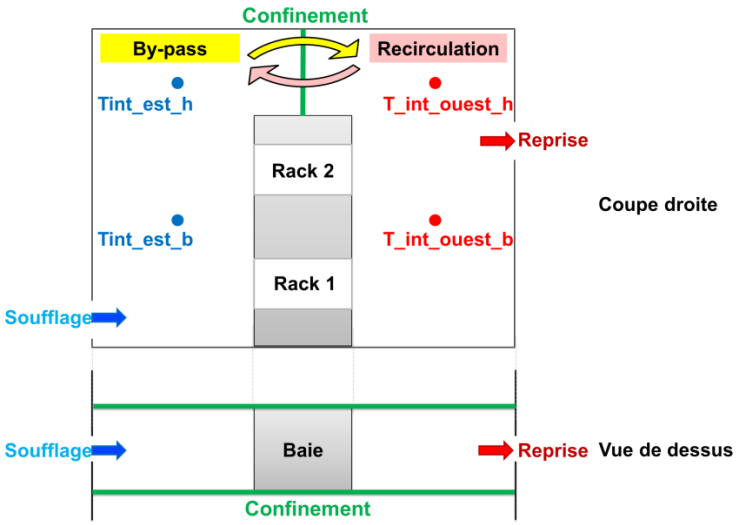


Figure 3.4 : Schéma montrant le confinement des allées au niveau de la baie

3.3.1 Intérêt du confinement

Pour cette étude des parois sont fixées au-dessus et sur les deux côtés de la baie au cours de l'expérience afin de réduire le phénomène de recirculation et de by-pass (Figure 3.4). L'influence de l'ensemble des paramètres opératoires est étudiée.

3.3.1.1 Paramètres opératoires et conditions climatiques

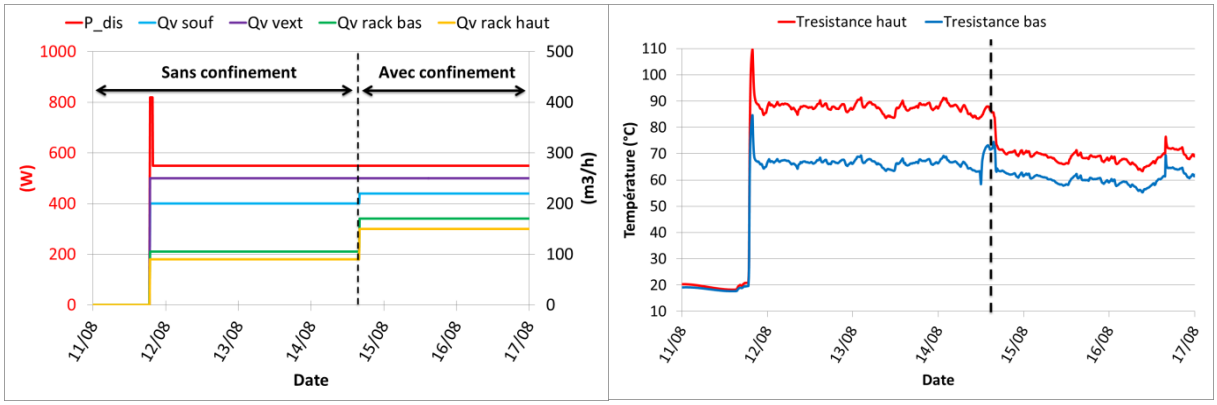
La Figure 3.5.a présente les paramètres opératoires imposés durant ce test : la puissance dissipée par l'ensemble des résistances ($P_{_dis}$), le débit d'air traversant les racks ($Q_{v\ rack}$), le débit d'air dans la veine extérieure ($Q_{v\ vext}$) et le débit d'air dans la veine intérieure ($Q_{v\ vint}$).

Après un suivi de quelques heures, le 11/08 à 19h, les ventilateurs sont mis en fonctionnement et une puissance totale de 820 W est dissipée par l'ensemble des résistances chauffantes (410 W pour le rack haut et 390 W pour le rack bas). Afin de ne pas dépasser le seuil maximal de température fixé pour les résistances à 110°C, la puissance totale dissipée est fixée à 550 W

(290 W rack haut et 260 W rack bas). Cet écart de puissance entre les deux racks est dû à la tolérance des résistances qui est de ±5%.

La Figure 3.5.b présente la température de surface d'une résistance de chaque rack (haut et bas). On constate que la température de la résistance du rack haut est plus élevée que celle du rack bas. Cet écart est dû à trois paramètres : une puissance dissipée plus élevée, un débit d'air traversant le rack haut plus faible par rapport au rack bas et une température d'entrée du rack haut plus élevée.

Le confinement des allées froide et chaude est réalisé pendant la journée du 14/08 en conservant les paramètres opératoires constants. Après le confinement, on observe les évolutions suivantes : le débit d'air traversant chaque rack augmente du fait d'une meilleure canalisation des flux d'air pour atteindre 180 $m^3.h^{-1}$ pour le rack bas et 150 $m^3.h^{-1}$ pour le rack haut (Figure 3.5.a), la température des résistances diminuent, elle chute d'environ 20°C pour le rack haut et uniquement de 10°C pour le rack bas.



(a) (b)

Figure 3.5 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de la résistance de chaque rack

La température de l'air extérieur, l'ensoleillement et les conditions de vent sont donnés sur la Figure 3.6. Ce test correspond à une période estivale. On enregistre des pics de la température extérieure qui peuvent atteindre 24°C durant la seconde moitié du test qui correspond à la période de confinement.

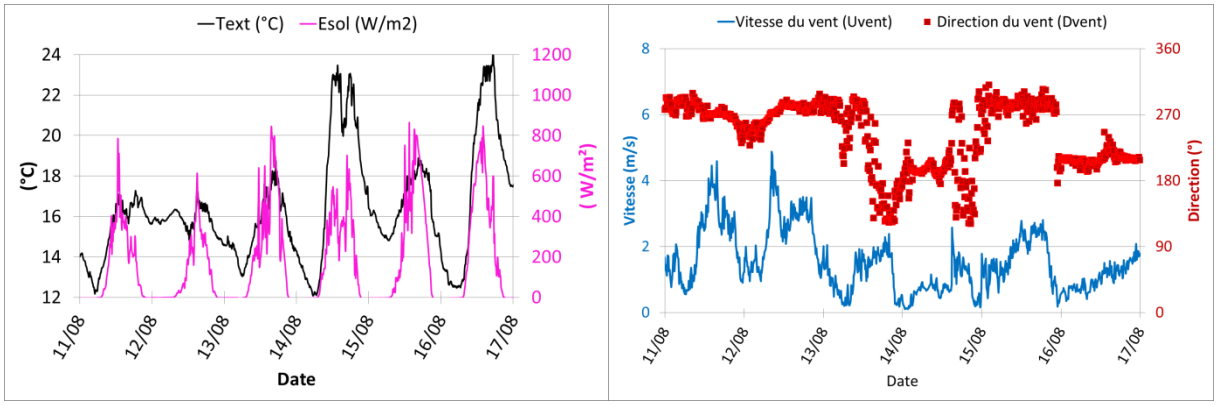


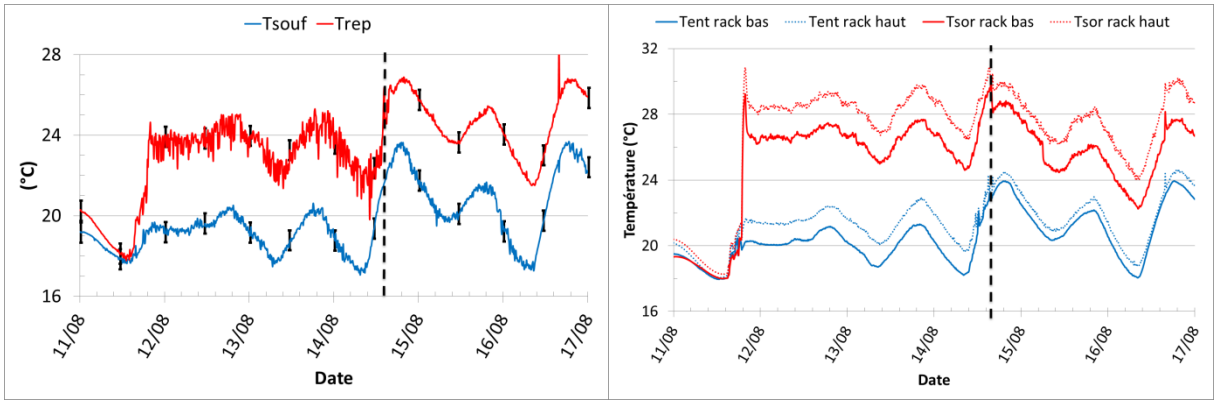
Figure 3.6 : Conditions climatiques

3.3.1.2 Analyse des températures

- **Températures à l'intérieur du bâtiment**

La Figure 3.7 présente les températures d'air au niveau du soufflage et de la reprise de la baie ainsi que les températures d'air en entrée et en sortie de chaque rack.

L'écart entre la température d'air en sortie et en entrée de chaque rack diminue après le confinement à cause de l'augmentation du débit d'air traversant les racks. On constate également que la température d'air à l'entrée du rack bas est plus faible par rapport à celle du rack haut du fait de la plus grande proximité avec la trappe de soufflage. Cet écart diminue après le confinement.



(a) (b)

Figure 3.7 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et en sortie de chaque rack

Afin d'analyser les phénomènes de recirculation et de by-pass qui peuvent être présents pour cette configuration des baies avec un flux d'air traversant [61], on utilise le RTI (return température index) présenté au chapitre 1 (paragraphe 1.3.1.1). Cet indice défini en 2008 [60] permet d'évaluer le by-pass et la recirculation à partir des températures de soufflage, de reprise et des températures en entrée et en sortie baie. Les valeurs sont données dans le Tableau 3.2.

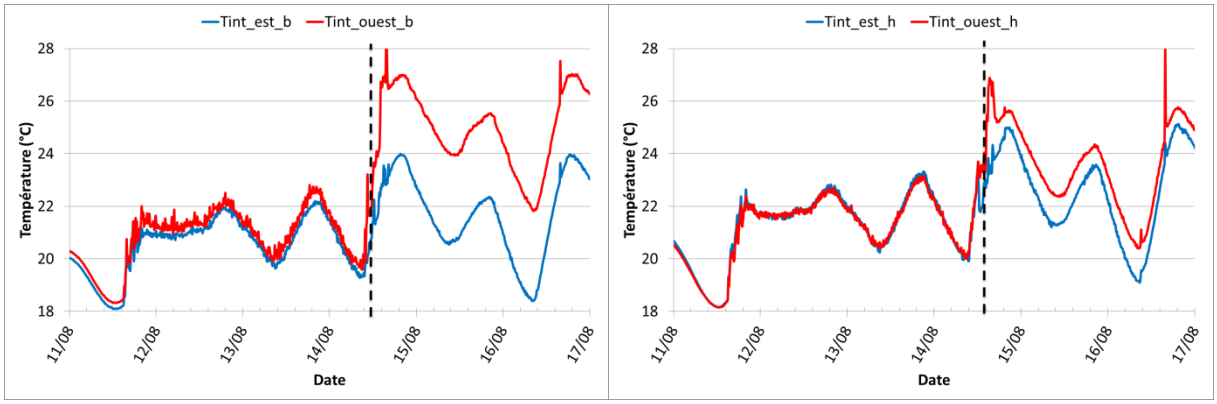
Une valeur de 100% signifie un fonctionnement idéal, une valeur supérieure une recirculation et une valeur inférieure un phénomène de by-pass. Lors de ce test, on constate la présence du by-pass même lors du confinement. La présence du by-pass pourrait être due à un débit de reprise plus important que le débit d'air traversant la baie. On rappelle que le débit d'air à la reprise n'est pas mesuré.

Tableau 3.2 : Indices d'évaluation des phénomènes de recirculation et de by-pass

	Sans confinement	Avec confinement
RTI	64%	75%

L'effet de recirculation ou de by-pass peut être mieux appréhendé en analysant les évolutions des températures d'air en position basse de l'allée froide « $T_{int_est_b}$ » et de l'allée chaude « $T_{int_ouest_b}$ » reportées sur la Figure 3.8.a. Les deux températures mesurées à 1,5 m du sol sont pratiquement identiques avant le confinement, ensuite on observe un écart d'environ 4°C.
Pour les températures d'air mesurées à 2,3 m du sol dans les deux allées, on obtient un écart inférieur à 1°C (Figure 3.8.b). En effet, la température d'air dans l'allée froide augmente en se rapprochant du plafond. Contrairement à l'allée chaude où la température baisse en se

rapprochant du plafond (infiltrations d'air au niveau de la paroi de confinement au-dessus de la baie).



(a) (b)

Figure 3.8 : Température de l'allée chaude et froide (a) 1m de hauteur (b) 2,3m de hauteur

La Figure 3.9 présente les évolutions des températures de la surface intérieure du plafond (T_{si_toit}) et des de surfaces de chaque côté de la dalle du plancher ($T_{_pl}$). La température d'air dans le vide sous-plancher ($T_{_vide}$) est également donnée. Ces tracés montrent que l'enveloppe du bâtiment joue un rôle dans la réponse thermique de l'installation.

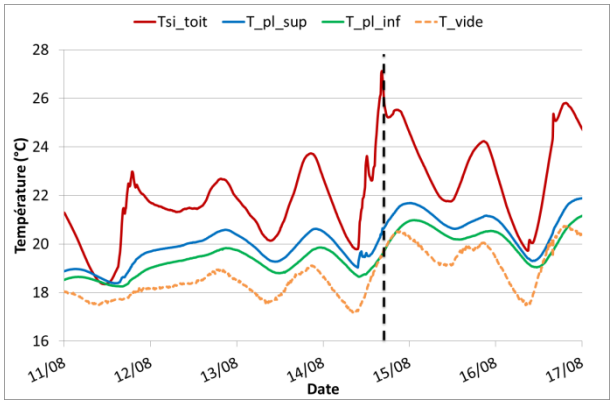


Figure 3.9 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher

- **Températures dans les veines d'air**

La Figure 3.10 donne les évolutions des températures d'air dans la veine intérieure. L'air chaud sortant de la baie est aspiré par les ventilateurs centrifuges via la trappe de reprise (Figure 3.1.b). Il passe ensuite successivement dans la paroi ouest, sud et est où il est refroidi par les échanges thermiques avec la veine extérieure.

La Figure 3.11.a présente les températures d'air dans la veine d'air extérieure ainsi que la température en entrée (T_{vext_ent}) et en sortie (T_{vext_sor}). On constate un déphasage important entre ces deux dernières températures. Afin de quantifier le temps de ce déphasage, on procède à un décalage temporel de la courbe de la température à la sortie par un pas de 10 min. A chaque pas de temps, le coefficient de corrélation est calculé et ensuite tracé (Figure 3.11.b). Le temps de déphasage correspond à la valeur maximale du coefficient de corrélation et il est estimé à 4,5h dans ce cas. En effet, deux raisons expliquent ce temps de déphasage : le temps de séjour de la particule d'air dans la veine et l'inertie des parois qui restituent la chaleur quand l'air extérieur est plus frais.

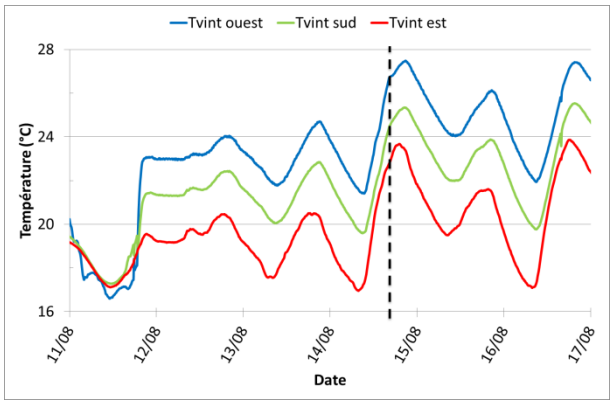
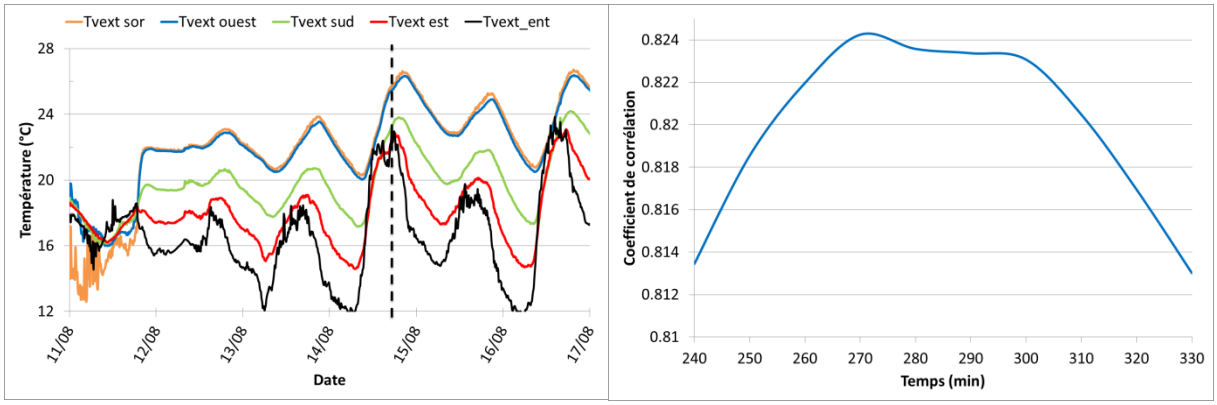


Figure 3.10 : Températures d'air dans la veine intérieure



(a) (b)

Figure 3.11 : (a) Températures d'air dans la veine extérieure (b) Coefficient de corrélation en fonction du temps

3.3.1.3 Bilan énergétique

Pour réaliser ce bilan, les valeurs moyennes des températures sont calculées en différents points : entrée et sortie de chaque rack, soufflage et reprise d'air, entrée et sortie de la veine extérieure.

Le Tableau 3.3 donne les valeurs obtenues sans confinement entre le 12 et 14/08 et avec confinement entre le 15 et 17/08. Les écarts de températures entrée/sortie sont également reportés.

Tableau 3.3 : Températures moyennes avec et sans confinement

	Tsouf (°C)	Trep (°C)	Tent rack bas (°C)	Tsor rack bas (°C)	Tent rack haut(°C)	Tsor rack haut(°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)
Sans confinement	19,3	23,7	20,2	26,8	21,6	28,5	15,8	22,2
	ΔT = 4,4		**ΔT = 6,5**		**ΔT = 7,0**		**ΔT = 6,4**	
Avec confinement	20,6	24,4	21,2	26,0	21,8	27,2	17,0	23,0
	ΔT = 3,8		**ΔT = 4,8**		**ΔT = 5,5**		**ΔT = 6,8**	

À partir de ces écarts moyens de températures, les puissances évacuées sont calculées par l'équation (2.1).

Sur la Figure 3.12 sont reportées les différentes puissances mesurées. La puissance de 550W des résistances électriques et les puissances évacuées par : la circulation intérieure et

extérieure ainsi que par le flux d'air traversant la baie. Les traits verticaux affichés sur les barres des puissances représentent l'incertitude de mesure qui est de ±8%.

La puissance évacuée par l'air traversant la baie (barre bleue) est la somme des puissances évacuées par chacun des racks. En absence de confinement 438W soit 80% de la puissance est évacuée par le flux d'air traversant la baie (229W pour le rack bas et 209W pour le rack haut). Lorsque le confinement est en place, la totalité de la puissance dissipée par la baie est évacuée.

Une estimation de la puissance évacuée par la circulation d'air dans la veine intérieure (barre verte) en supposant que le débit de reprise est égal au débit d'air mesuré en entrée de baie représente environ 55% seulement de la puissance dissipée.

L'écart important entre la puissance évacuée par la circulation d'air intérieure et celle évacuée par la circulation extérieure montre une incohérence physique due potentiellement à la présence de fuites d'air impossible à mesurer. Cependant, en cas de fuites dans la veine d'air le débit d'air à la reprise serait plus important que le débit au soufflage et donc la puissance évacuée serait plus importante. Cela va dans le même sens que le RTI calculé (Return Temperature Index) qui indique la présence du by-pass même avec confinement. Ces différentes interrogations sont étudiées dans la suite du mémoire.

En ce qui concerne la veine extérieure, la circulation d'air permet d'évacuer presque 95% de la puissance.

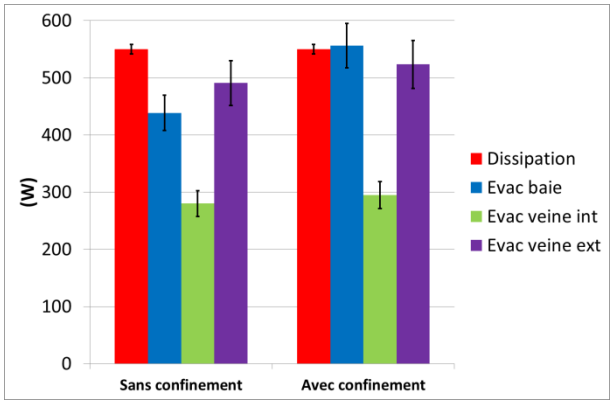


Figure 3.12 : Bilan thermique avec et sans confinement

3.3.2 Etudes avec confinement

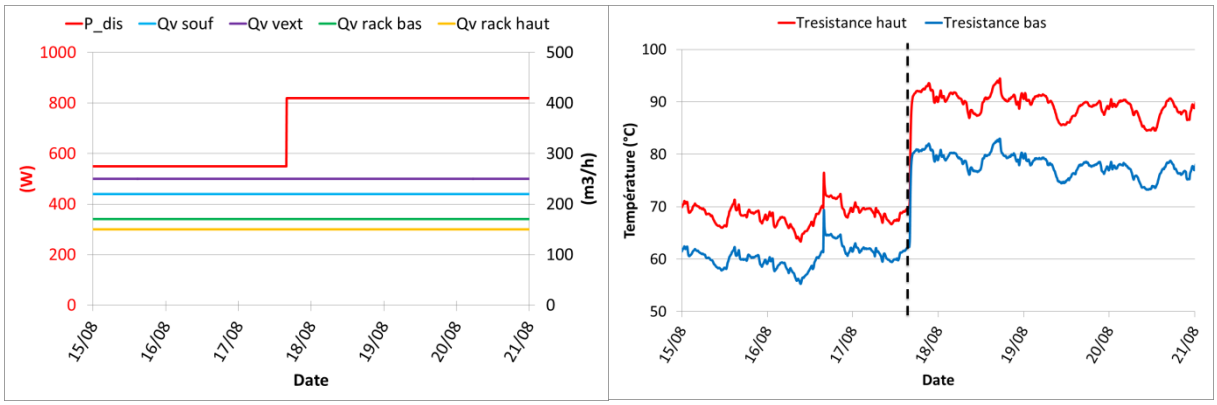
Pour les tests qui suivent réalisés avec un confinement de la baie l'effet de quatre paramètres opératoires est étudié : la puissance dissipée, le débit d'air dans la veine extérieure, le débit d'air dans la veine intérieure et le débit d'air traversant les racks. L'ensemble de ces séquences de mesure est présenté suivant le même plan : les paramètres opératoires, les conditions climatiques, l'analyse des températures et des bilans énergétiques.

3.3.2.1 Effet de la puissance dissipée

- **Paramètres opératoires et conditions climatiques**

Pour cette séquence de mesures, la puissance totale dissipée est fixée initialement à 550W avant de passer à 820W le 17/08 (Figure 3.13.a). Les autres paramètres opératoires sont maintenus constants. L'observation de la Figure 3.13.b montre un écart de température d'environ 10°C entre la résistance du rack haut et celle du rack bas.

Cette séquence de mesures correspond à une période estivale avec un ensoleillement élevé comme le montre la Figure 3.14.



(a) (b)

Figure 3.13 : (a) Paramètres opératoires : puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air rack (b) Température de résistance de chaque rack

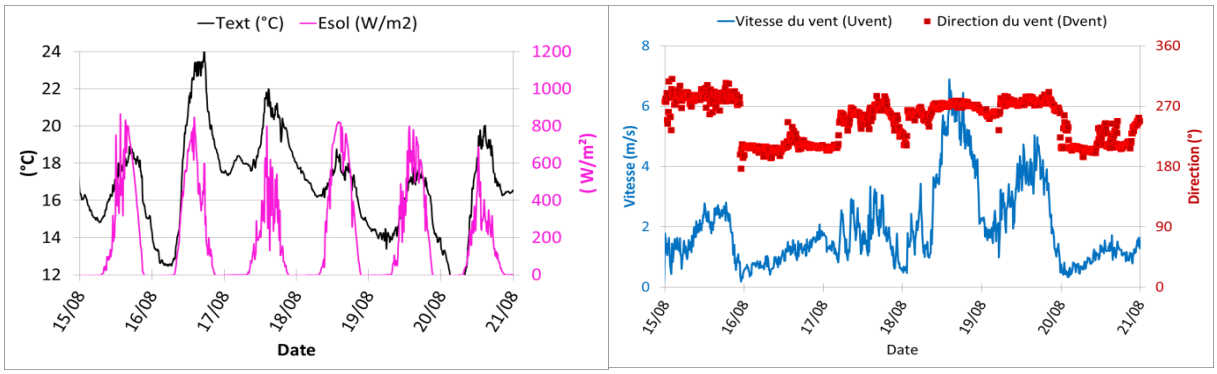
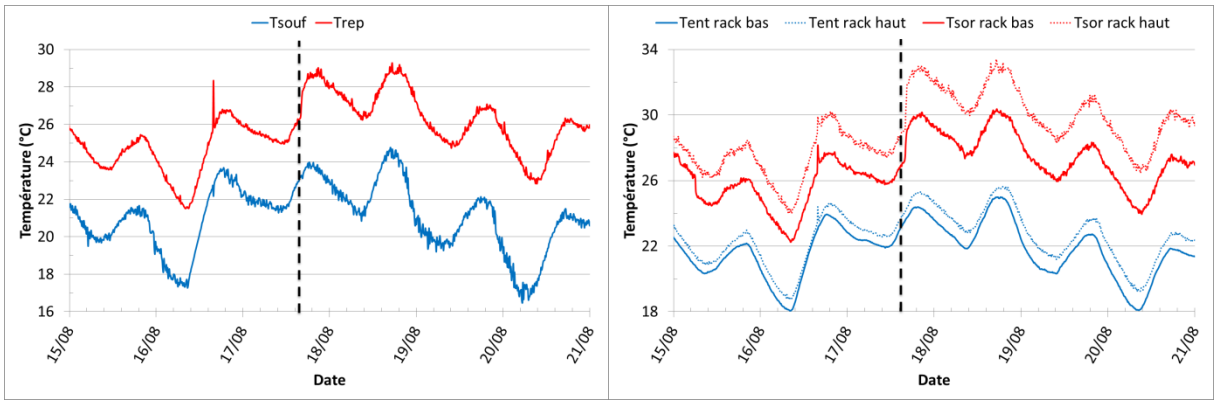


Figure 3.14 : Conditions climatiques

- **Analyse des températures**

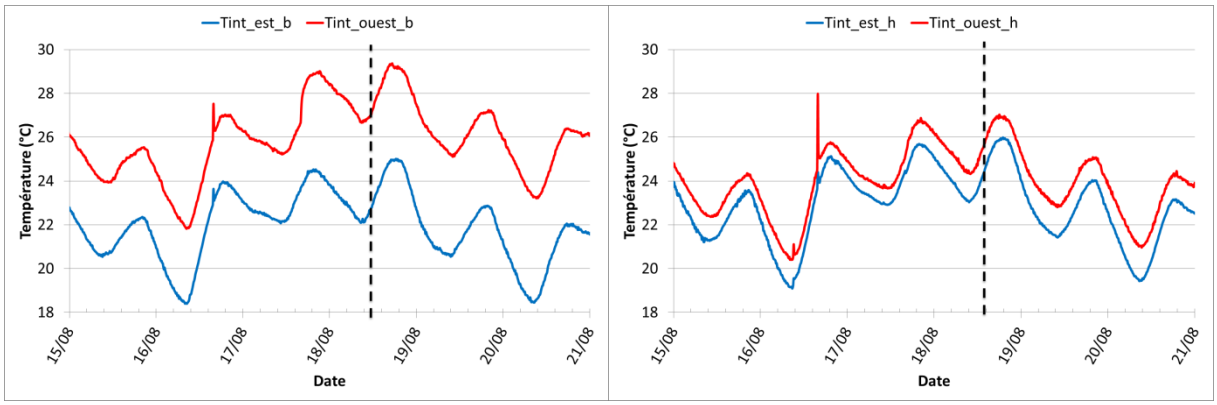
Températures à l'intérieur du bâtiment

L'augmentation de la puissance dissipée le 17/08 induit logiquement une augmentation de la température d'air à la sortie de chaque rack et au niveau de la bouche de reprise (Figure 3.15). Les évolutions des températures d'air dans l'allée froide et chaude sont présentées Figure 3.16. On observe une augmentation de la température d'air dans l'allée chaude suite à l'augmentation de la puissance. Par ailleurs, après le 19/08, la baisse de la température extérieure a un impact sur les températures dans les deux allées qui également diminuent.
Dans l'allée froide, la température d'air est plus élevée à proximité du plafond. Contrairement à l'allée chaude ou la température est plus élevée à mi-hauteur et baisse en se dirigeant vers le plafond.



(a) (b)

Figure 3.15 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de rack



(a) (b)

Figure 3.16 : Température de l'allée chaude et froide (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur

La Figure 3.17 donne les températures de surface du plafond (T_{si_toit}), de la face supérieure et inférieure du plancher ($T_{_pl}$) et la température d'air dans le vide sous plancher ($T_{_vide}$). On observe des variations importantes de la température du plafond et de l'air sous le plancher du fait des conditions climatiques.

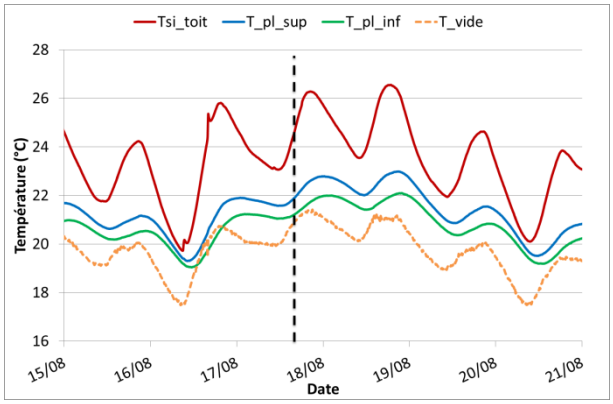
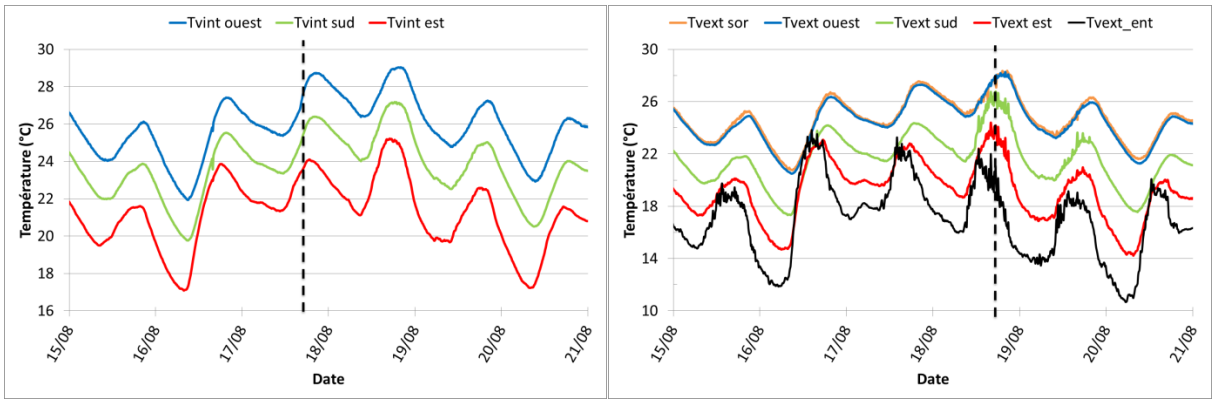


Figure 3.17 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher

Températures dans les veines d'air

La Figure 3.18 présente les températures d'air dans la veine intérieure et extérieure. Une dissipation plus importante de puissance induit une augmentation de la température de reprise. Par conséquent, les températures d'air dans la veine intérieure et extérieure augmentent également.



(a) (b)

Figure 3.18 : Températures d'air (a) dans la veine intérieure (b) dans la veine extérieure

- **Bilan énergétique**

Les puissances évacuées par l'air sont calculées en utilisant l'équation (2.1). Pour la puissance de 550W, les mesures réalisées du 15 au 17/08 sont exploitées et pour la puissance de 820W, trois jours sont retenus du 18 au 21/08. Les valeurs moyennes des températures sont reportées dans le Les valeurs obtenues sont comparées à la puissance évacuée par la circulation d'air dans la veine extérieure (Tableau 3.5). En fixant un débit de reprise de 430 $m^3.h^{-1}$, soit une modification de 50%, on constate qu'on aboutit à une puissance échangée par la veine intérieure très proche de celle obtenue pour la veine extérieure.

Tableau 3.4.

Les valeurs obtenues sont comparées à la puissance évacuée par la circulation d'air dans la veine extérieure (Tableau 3.5). En fixant un débit de reprise de 430 m3.h-1, soit une modification de 50%, on constate qu'on aboutit à une puissance échangée par la veine intérieure très proche de celle obtenue pour la veine extérieure.

Comme le montre la Figure 3.19 un calcul de la puissance évacuée à l'échelle des racks conduit à une puissance très proche de celle dissipée par les résistances. C'est également le cas pour le calcul de la puissance à l'échelle de la veine extérieure.

Par contre, on constate que le calcul de la puissance évacuée par l'air à l'échelle de la baie aboutit comme précédemment à une valeur nettement inférieure. On peut donc se poser la question de la validité de l'hypothèse retenue pour ce calcul (débit de reprise égal au débit de soufflage mesuré).

Afin de voir l'impact de cette hypothèse, la relation (3.1) est utilisée pour calculer la puissance évacuée en fonction de différents débits de reprise.

$$P_{evac\ veine\ Int} = \left[Qv_{reprise}.\frac{\rho.c_p}{3600}.T_{reprise}\right] - \left[Qv_{souff}.\frac{\rho.c_p}{3600}.T_{souff}\right] \qquad (3.1)$$

Les valeurs obtenues sont comparées à la puissance évacuée par la circulation d'air dans la veine extérieure (Tableau 3.5). En fixant un débit de reprise de 430 $m^3.h^{-1}$, soit une modification de 50%, on constate qu'on aboutit à une puissance échangée par la veine intérieure très proche de celle obtenue pour la veine extérieure.

Tableau 3.4 : Températures moyennes pour les deux puissances dissipées

P_dis	Tsouf (°C)	Trep (°C)	Tent rack bas (°C)	Tsor rack bas (°C)	Tent rack haut(°C)	Tsor rack haut(°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)

550W	20,6	24,4	21,2	26,0	21,8	27,2	17,0	23,8
	ΔT = 3,8		**ΔT = 4,8**		**ΔT = 5,5**		**ΔT = 6,8**	
820W	20,8	26,1	21,7	28,6	22,6	30,0	16,2	24,9
	ΔT = 5,3		**ΔT = 7,0**		**ΔT = 7,4**		**ΔT = 8,7**	

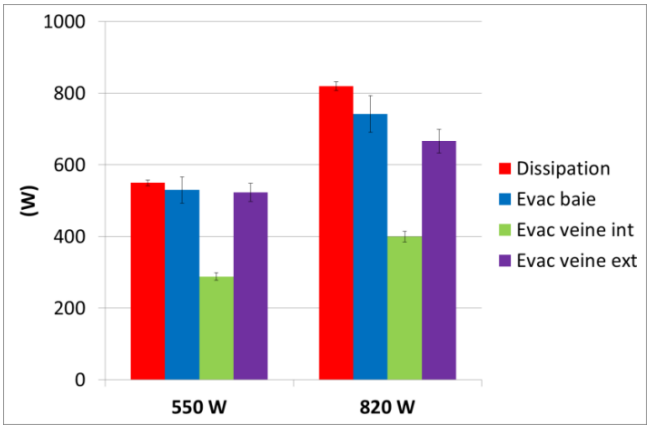


Figure 3.20 : Bilan thermique pour deux puissances dissipées

Tableau 3.5 : Puissances dans les veines en fonction du débit d'air à la reprise

Qv_reprise	230 $m^3.h^{-1}$	330 $m^3.h^{-1}$	430 $m^3.h^{-1}$	530 $m^3.h^{-1}$	630 $m^3.h^{-1}$
P évacuée veine Int	385 W	509 W	633 W	756 W	880 W
P évacuée veine Ext	666 W	666 W	666 W	666 W	666 W

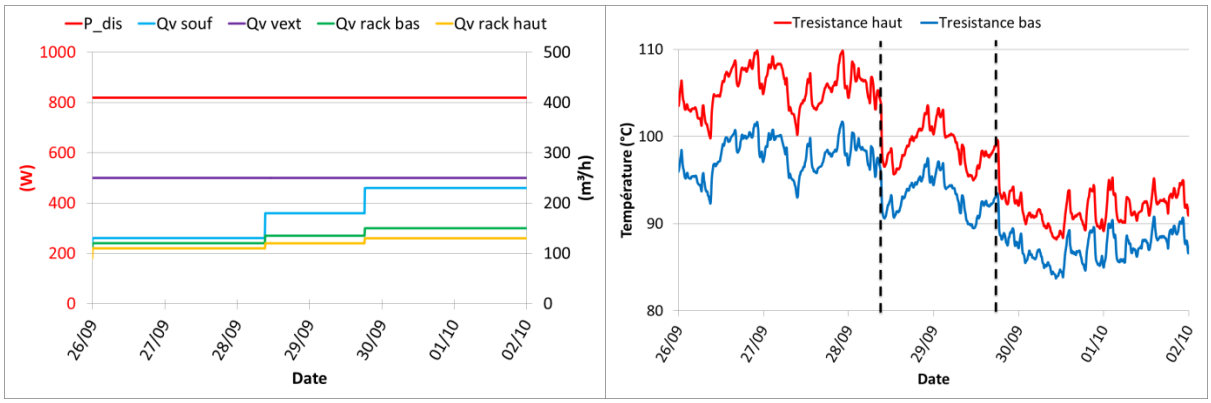
3.3.2.2 Effet du débit d'air dans la veine d'air intérieure

- **Paramètres opératoires et conditions climatiques**

Durant cette séquence de mesure réalisée toujours avec confinement, seul le débit d'air au soufflage est modifié, trois valeurs différentes sont imposées comme le montre la Figure 3.21.

Même si la tension de commande des ventilateurs des racks n'a pas été modifiée, on observe une légère augmentation du débit d'air dans chaque rack due à l'augmentation du débit d'air dans la veine intérieure. La Figure 3.21.b montre une diminution des températures des résistantes de chaque rack liée à l'augmentation du débit d'air au soufflage.

La température extérieure, l'ensoleillement et la direction et la vitesse du vent sont présentés dans la Figure 3.22. La température extérieure moyenne est d'environ 15°C, il s'agit d'une période peu ensoleillée.



(a) (b)

Figure 3.21 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack

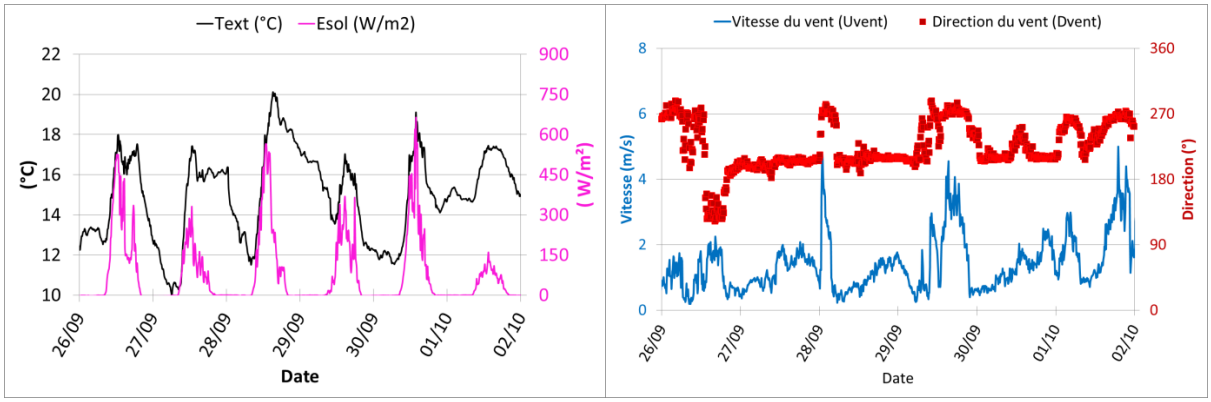


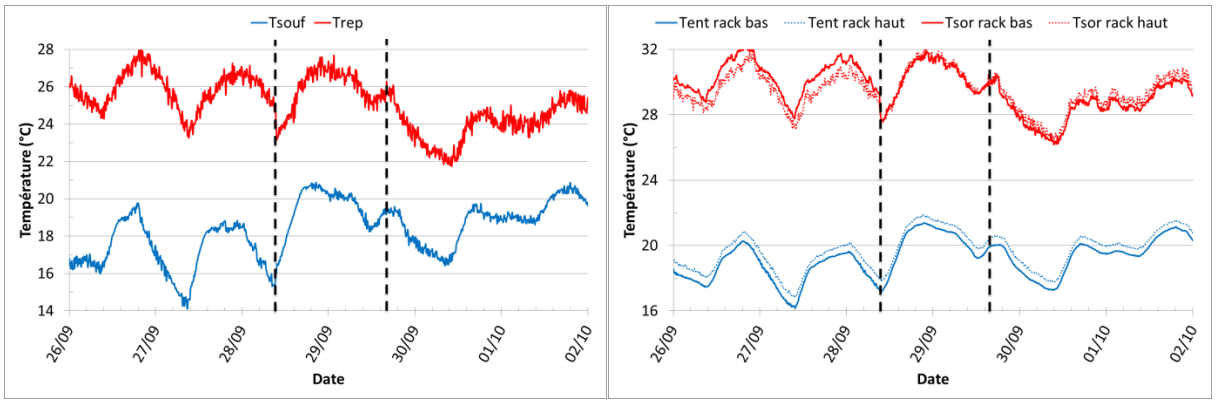
Figure 3.22 : Conditions climatiques

- **Analyse des températures**

Températures à l'intérieur du bâtiment

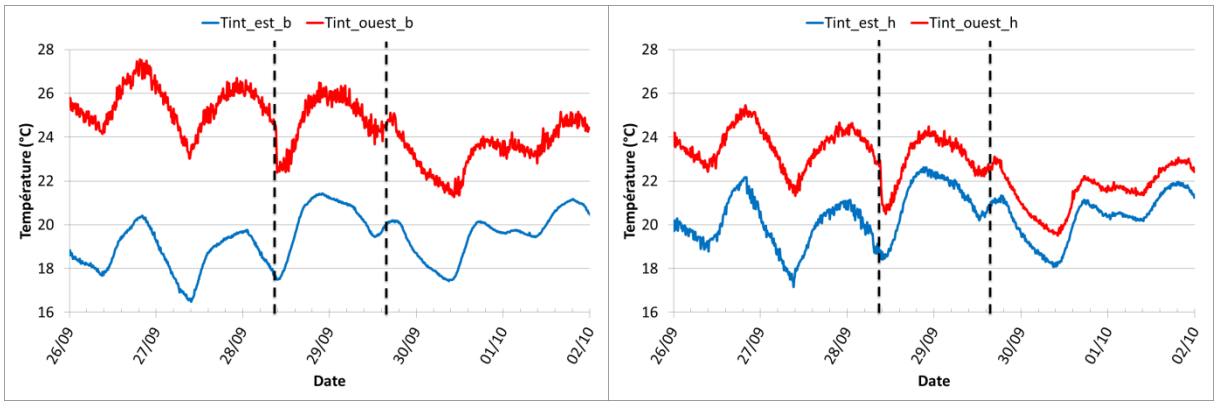
La Figure 3.23 montre que l'augmentation du débit d'air au soufflage réduit les écarts de températures entre le soufflage et la reprise, mais également entre la sortie et l'entrée des racks.

La Figure 3.24 donne les températures d'air dans l'allée froide et dans l'allée chaude pour deux hauteurs différentes (1m en Figure a et 2,3m en Figure b). L'écart de température entre les deux allées diminue quand le débit de soufflage augmente (comme l'écart de température entre la reprise et le soufflage).



(a) (b)

Figure 3.23 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de rack



(a) (b)

Figure 3.24 : Température de l'allée chaude et froide (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur

Le Tableau 3.6 donne les valeurs du RTI (Return Temperature Index) calculées en fonction du débit d'air au soufflage. Le phénomène de by-pass augmente avec le débit.

Tableau 3.6 : Valeurs du RTI en fonction du débit d'air au soufflage

	Qv_{souf} = 130 $m^3.h^{-1}$	Qv_{souf} = 180 $m^3.h^{-1}$	Qv_{souf} = 230 $m^3.h^{-1}$
RTI	80%	65%	58%

La Figure 3.25 présente les températures de la surface du plafond (T_{si_toit}), de la face supérieure et inférieure du plancher ($T_{_pl}$) et la température d'air dans le vide sous plancher ($T_{_vide}$). Comme dans les cas précédents, la température du plafond est la plus élevée. Cependant, l'écart entre la température du plafond et du plancher se réduit quand le débit au soufflage augmente :les échanges convectifs deviennent plus conséquents.

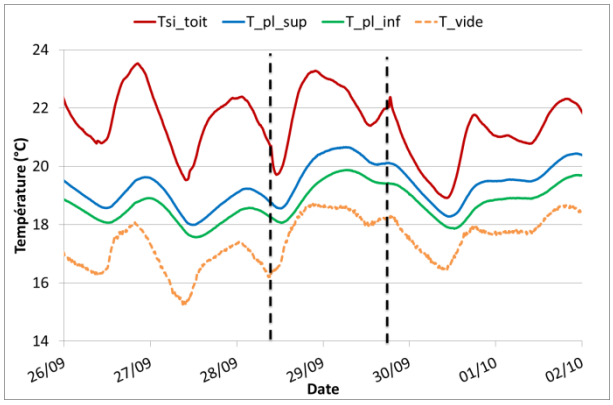
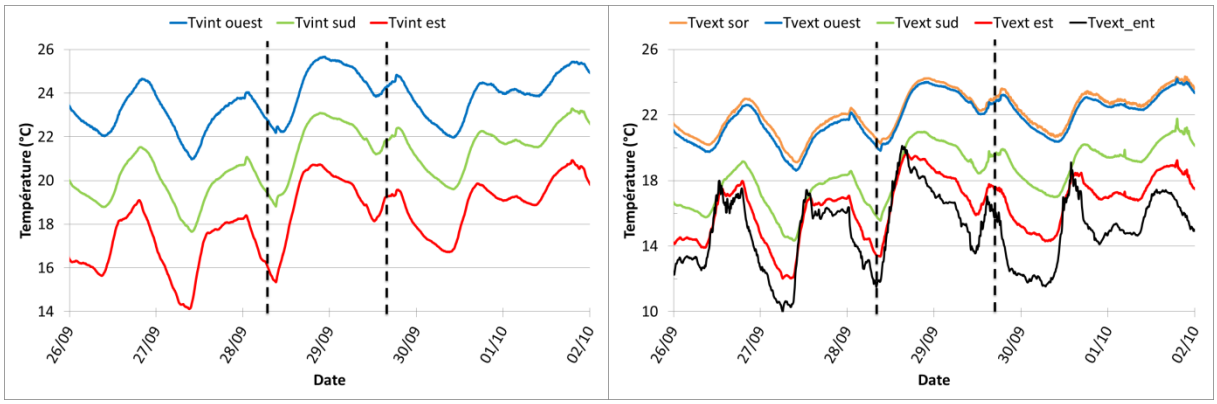


Figure 3.25 : Températures du plafond, du plancher et du vide sous-plancher

Températures dans les veines d'air

La Figure 3.26 montre que l'augmentation du débit d'air au soufflage induit également une réduction de l'écart de température tout au long de la veine d'air intérieure et extérieure.



(a) (b)

Figure 3.26 : Températures d'air (a)dans la veine intérieure (b) dans la veine extérieure

3.3.2.3 Bilan énergétique

Le Tableau 3.7 présente les températures moyennes pour deux débits de soufflage. Pour le débit de 130 $m^3.h^{-1}$, les températures sont moyennées sur les journées du 26 et 27/09. Pour le débit de 230 $m^3.h^{-1}$, les journées du 30/09 et 01/10 sont exploitées.

La Figure 3.27 montre une augmentation de la puissance évacuée par la veine extérieure lorsque le débit d'air au soufflage augmente ; l'augmentation du débit d'air dans la veine intérieure induit une augmentation des échanges convectifs.

Tableau 3.7 : Températures moyennes pour différents débits d'air de soufflage

Qv	Tsouf (°C)	Trep (°C)	Tent rack bas (°C)	Tsor rack bas (°C)	Tent rack haut(°C)	Tsor rack haut(°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)
130 $m^3.h^{-1}$	17,3	25,9	18,5	29,5	19,0	29,5	14,2	21,0
	ΔT = 8,6		**ΔT = 11,0**		**ΔT = 10,5**		**ΔT = 6,8**	
230 $m^3.h^{-1}$	18,8	24,0	19,4	28,4	19,9	28,8	14,8	22,7
	ΔT = 5,2		**ΔT = 9,0**		**ΔT = 9,0**		**ΔT = 7,9**	

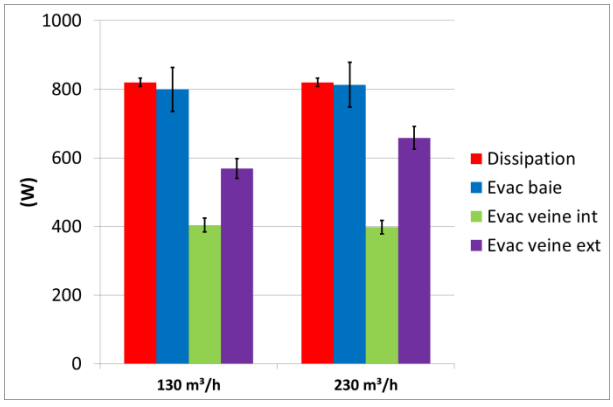


Figure 3.27 : Bilan des puissances

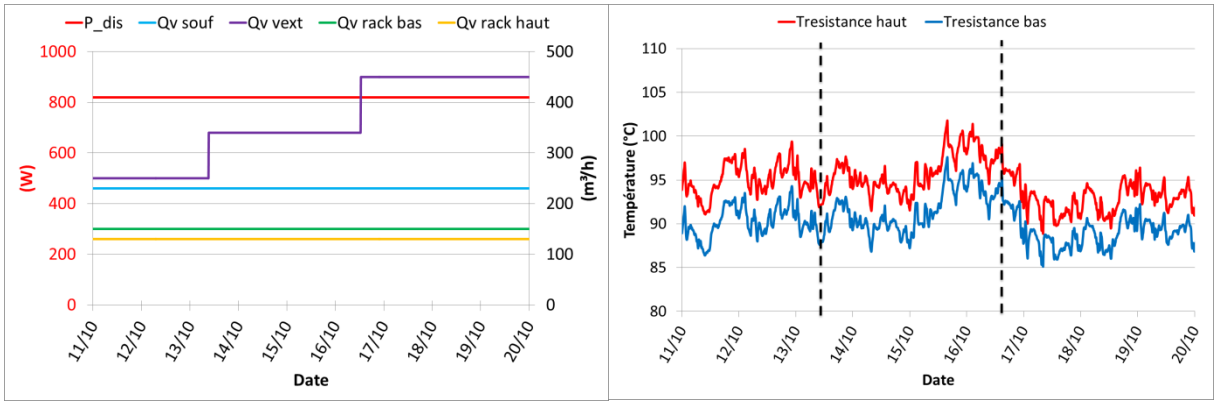
3.3.2.4 Effet du débit d'air dans la veine extérieure

- **Paramètres opératoires et conditions climatiques**

Durant cette séquence de mesures, trois débits d'air différents sont imposés dans la veine extérieure (Figure 3.28.a). Les autres paramètres opératoires sont constants tout au long de

l'expérience. L'augmentation du débit d'air dans le circuit extérieur a un impact sur la température des résistances qui diminue légèrement (Figure 3.28.b).

La Figure 3.29 présente les conditions climatiques (température extérieure, éclairement solaire, direction et vitesse du vent).



(a) (b)

Figure 3.28 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack

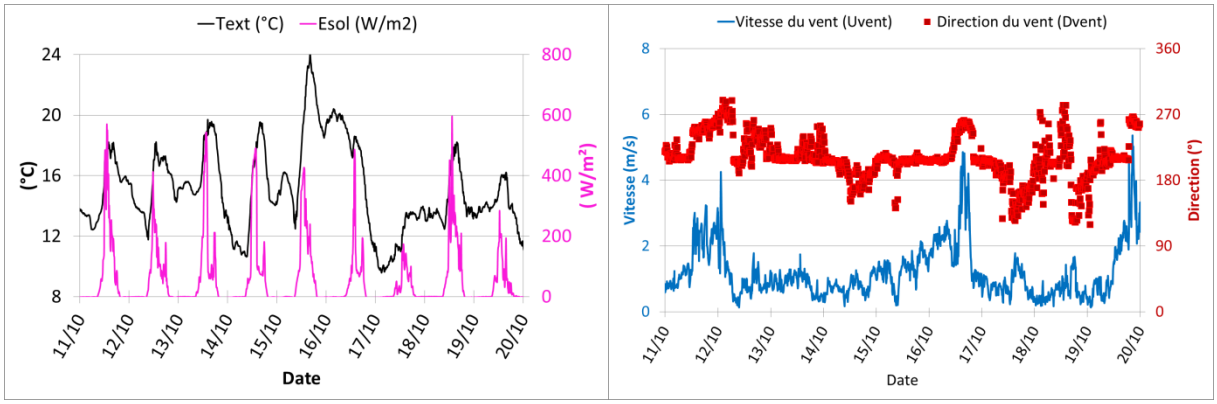
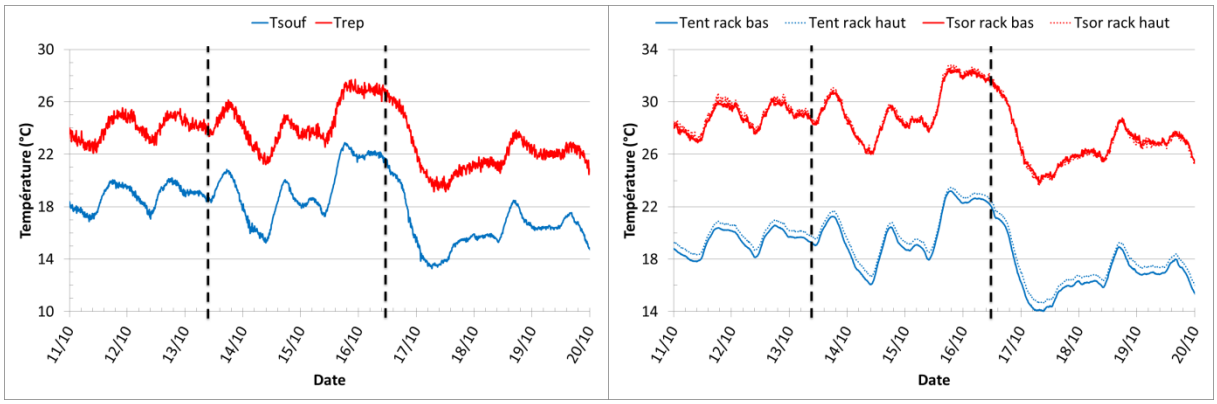


Figure 3.29 : Conditions climatiques

- **Analyse des températures**

Températures à l'intérieur du bâtiment

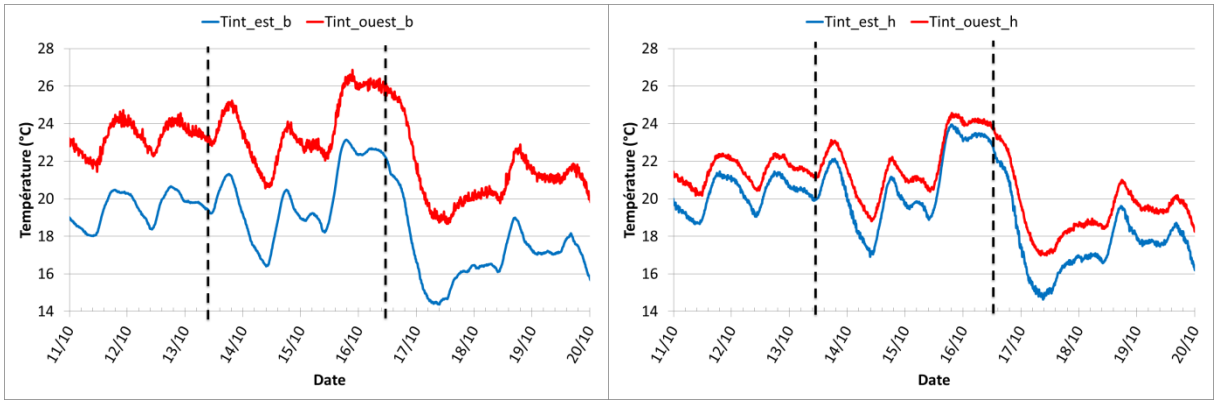
La Figure 3.30.a présente la température d'air au soufflage et à la reprise. Sur la Figure 3.30.b sont reportées la température d'air à l'entrée et à la sortie de la veine extérieure. Les valeurs moyennes de ces températures sont calculées pour chacune des trois périodes (Tableau 3.8). L'augmentation du débit d'air dans la veine extérieure provoque une diminution de la différence de température entre la sortie et l'entrée de la veine d'air extérieure. Par ailleurs, la différence de température entre la reprise et le soufflage augmente légèrement. Il existe donc des échanges thermiques plus conséquents entre la veine intérieure et la veine extérieure du fait de l'augmentation des échanges convectifs.



(a) (b)

Figure 3.30 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures à l'entrée et sortie de chaque rack

A l'image de l'écart de température entre le soufflage et la reprise. On retrouve également une légère augmentation de l'écart de température entre l'allée chaude et froide quand le débit d'air dans le circuit extérieur augmente (Figure 3.31).



(a) (b)

Figure 3.31 : (a) Température de l'allée chaude et froide à 1m de hauteur (b) Température de l'allée chaude et froide à 2,3m de hauteur

La Figure 3.32 présente la température du plafond (T_{si_toit}), la température de la face supérieure et inférieure du plancher ($T_{_pl}$) et la température d'air dans le vide sous plancher ($T_{_vide}$). On constate que l'écart de température entre le plafond et le plancher diminue lorsque le débit d'air dans le circuit extérieur augmente.

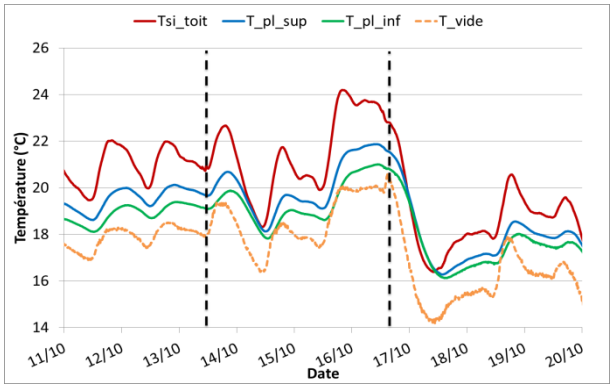
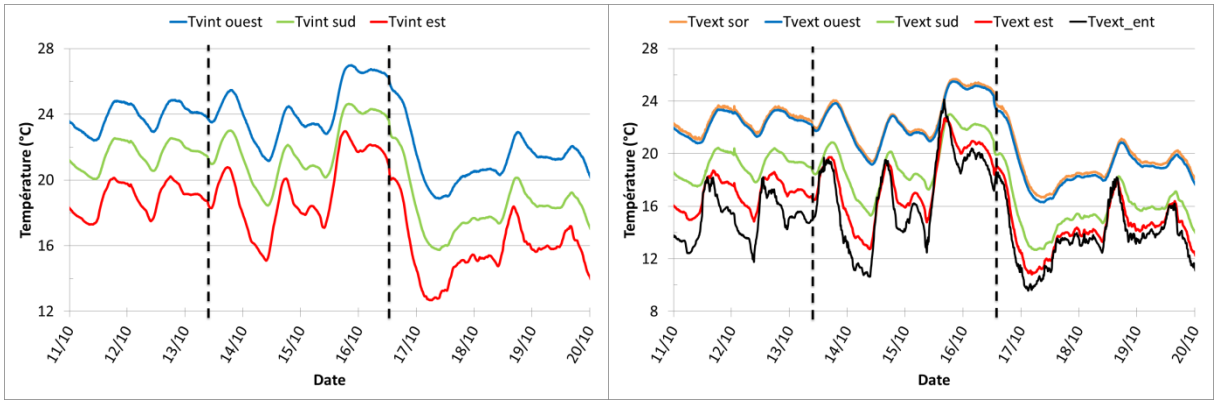


Figure 3.32 : Températures du plafond, plancher et du vide sous-plancher

Températures dans les veines d'air

Dans la Figure 3.33 sont reportées les températures d'air dans la veine intérieure et extérieure. L'augmentation du débit d'air dans le circuit extérieur réduit l'écart de température entre l'entrée et la sortie de la veine extérieure. Par ailleurs, l'écart de température tout au long de la veine intérieure augmente légèrement.



(a) (b)

Figure 3.33 : (a) Températures d'air dans la veine intérieure (b) Températures d'air dans la veine extérieure

- **Bilan énergétique**

Les valeurs des températures moyennes sont reportées dans le Tableau 3.8 en fonction du débit d'air dans la veine extérieure.

Pour le débit de 250 $m^3.h^{-1}$, les températures sont moyennées sur la période allant du 11 au 13/10. Pour le débit de 350 $m^3.h^{-1}$, la période retenue va du 14 au 16/10 et du 17 au 20/10 pour le débit de 450 $m^3.h^{-1}$.

L'observation de la Figure 3.34 montre que la puissance évacuée par la circulation d'air dans le circuit extérieur augmente avec l'augmentation du débit d'air. Pour de faibles débits, une partie de la puissance est transférée à travers le plafond et le vide sous plancher qui voient leur température augmenter. Par ailleurs, la puissance évacuée par la veine intérieure augmente légèrement, mais l'écart reste toujours considérable avec la puissance totale dissipée.

Tableau 3.8 : Températures moyennes pour différents débits d'air dans la veine extérieure

Débit veine extérieure	Tsouf (°C)	Trep (°C)	Tent vext (°C)	Tsor vext (°C)
Qv_1 (250 $m^3.h^{-1}$)	18,8	24,0	15,1	22,6
	ΔT = 5,2		**ΔT = 7,5**	
Qv_2 (350 $m^3.h^{-1}$)	19,4	24,6	16,8	22,9
	ΔT = 5,3		**ΔT = 6,0**	
Qv_3 (450 $m^3.h^{-1}$)	16,1	21,8	13,3	18,9
	ΔT = 5,7		**ΔT = 5,5**	

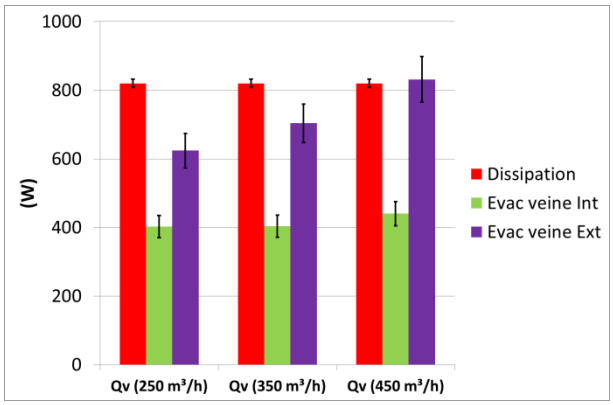


Figure 3.34 : Bilan des puissances

3.4 Etude avec plusieurs baies

Pour cette étude, trois baies identiques à celle qui a été décrite précédemment en termes d'équipements et d'instrumentation sont installées côte à côte à l'intérieur du bâtiment (Figure 3.35). Une telle configuration est utilisée dans les centres de données. L'objectif est de se rapprocher d'une situation réelle par une dissipation de puissance plus conséquente au sein du bâtiment par rapport à l'étude précédente.

Chaque baie est positionnée en face d'une trappe de soufflage et d'une trappe de reprise. On rappelle que les trappes de soufflage sont positionnées à proximité du plancher et celles de reprise sont positionnées en hauteur à proximité du plafond.

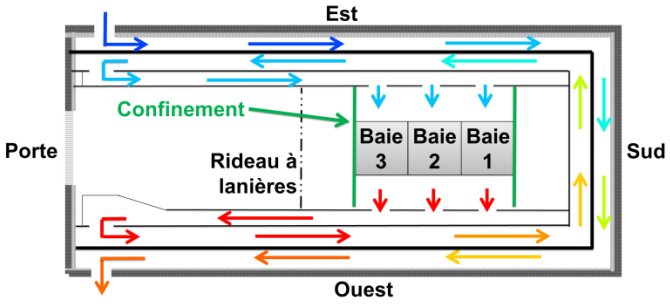


Figure 3.35 : Schéma du bâtiment avec 3 baies et le confinement associé

Les paramètres opératoires dans cette étude sont : la puissance dissipée par les résistances chauffantes dans chaque rack, le débit d'air traversant chaque rack, le débit d'air dans la veine intérieure et le débit d'air dans la veine extérieure.

3.4.1 Paramètres opératoires et conditions climatiques

Cette séquence de mesure a été menée avec des paramètres opératoires constants. La Figure 3.36 montre que les puissances dissipées ainsi que les températures de surface des résistances de chaque rack sont différentes malgré une tension de commande identique (3,4V). Ces écarts sont dus aux valeurs des résistances (tolérance du constructeur 5%).

La puissance totale dissipée est d'environ 2,6 kW, soit une densité de puissance d'environ 0,8 kW/m² et l'écart maximal entre les différentes puissances dissipées au sein de chaque rack est d'environ 50W. Par ailleurs, la dissipation moyenne de 860 W/baie est proche de l'expérience précédente avec une seule baie.

La Figure 3.37.a présente le débit d'air mesuré au niveau des trappes de soufflage et à l'entrée de chaque rack.

Le même débit d'air de 250 $m^3.h^{-1}$ est soufflé au niveau de chaque entrée de baies. Comme précédemment les débits d'air traversant les racks hauts sont plus faibles que ceux des racks bas, ces derniers sont situés à proximité des trappes de soufflage.

La somme des débits d'air au niveau des trois trappes de soufflage correspond au débit de circulation d'air dans la veine intérieure reporté dans la Figure 3.37.b (750 $m^3.h^{-1}$).

Comme précédemment, le débit de reprise est supposé égal à cette valeur en absence de fuites d'air. Pour cette expérimentation, le débit d'air dans la veine extérieure mesuré en sortie est de 700 $m^3.h^{-1}$.

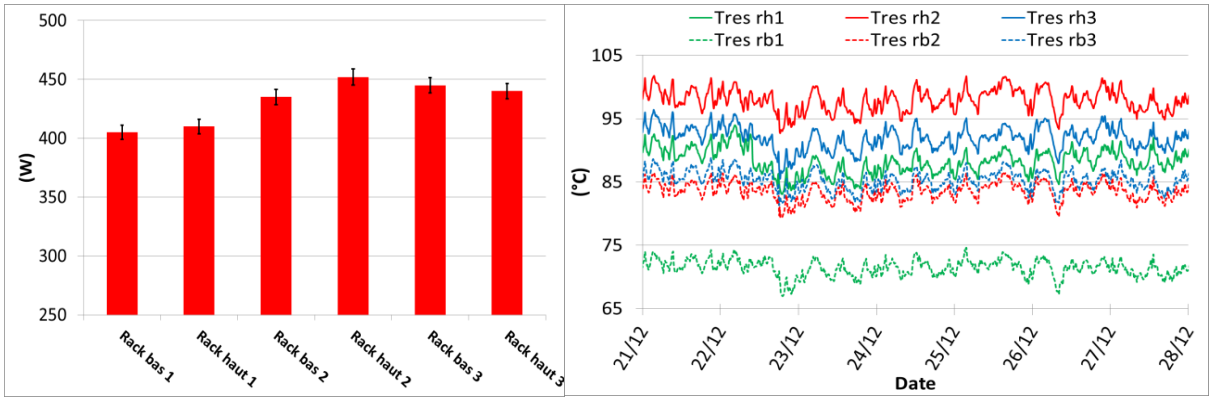
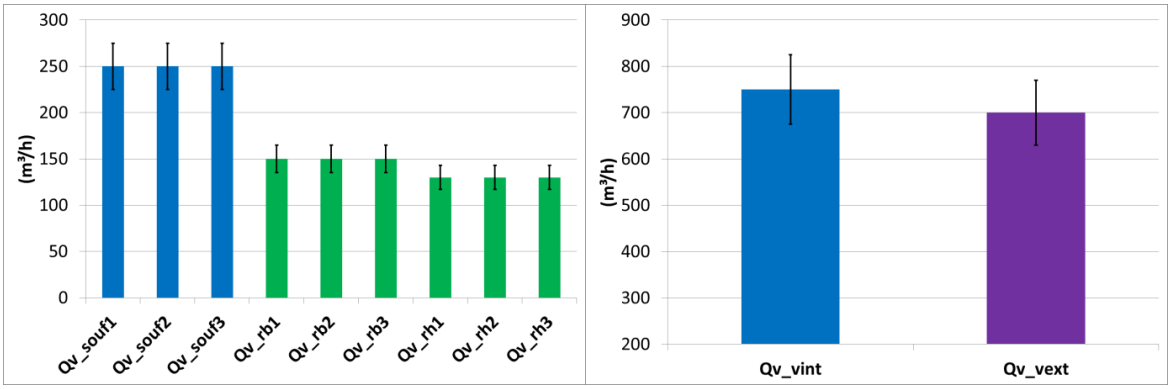


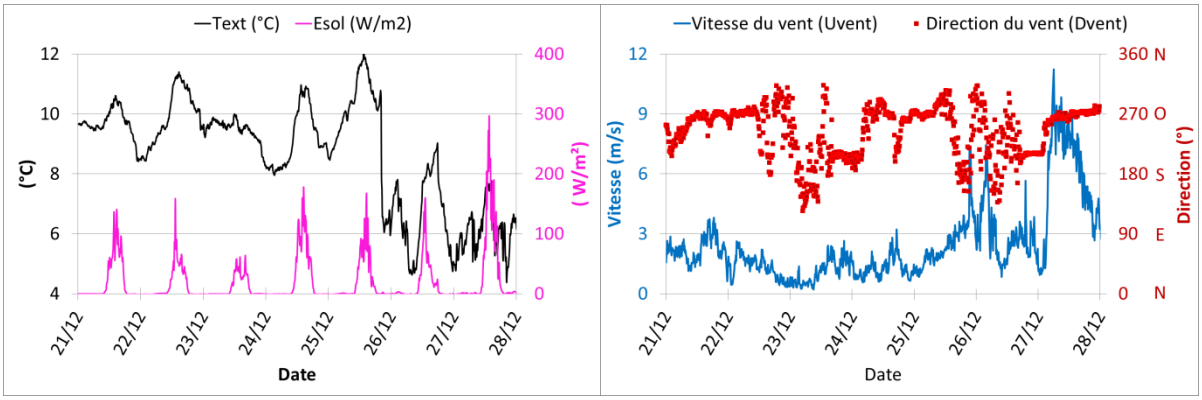
Figure 3.36 : Puissance dissipée et température de résistance dans chaque rack



(a) (b)

Figure 3.37 : (a) débit d'air traversant chaque rack (b) débit de circulation d'air intérieur et extérieur

La Figure 3.38 présente les conditions climatiques. Il s'agit d'une période hivernale avec des températures extérieures relativement basses et un ensoleillement faible. Le vent provient principalement du sud-ouest.

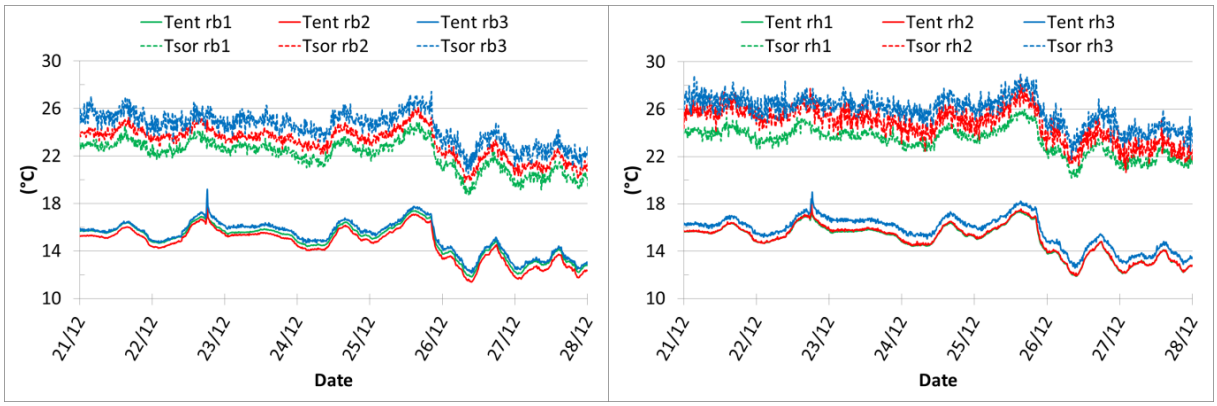


(a) (b)

Figure 3.38 : conditions climatiques (a) température extérieure et ensoleillement (b) données du vent

3.4.2 Analyse des températures d'air

Les températures d'air à l'entrée et à la sortie de chaque rack sont présentées en Figure 3.39.a pour les racks bas et en Figure 3.39.b pour les racks hauts. On observe que les températures mesurées en entrée sont très proches. D'autre part, les températures d'air mesurées en sortie des racks hauts sont légèrement plus élevées que celles relevées en sortie des racks bas. Ce constat est logique, les débits d'air traversant les racks bas sont plus élevés par rapport aux racks hauts.



(a) (b)

Figure 3.39 : Températures d'air à l'entrée et à la sortie (a) racks bas (b) racks hauts

L'existence d'une allée chaude et froide est évidente lors de ce suivi avec un écart d'environ 6°C entre la température de l'allée chaude et celle de l'allée froide mesurées à une hauteur de 1 m (Figure 3.40).

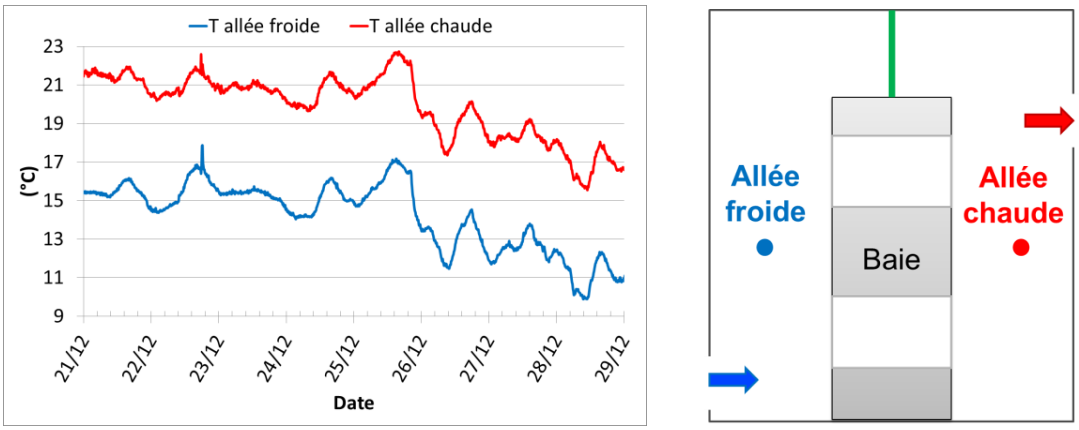


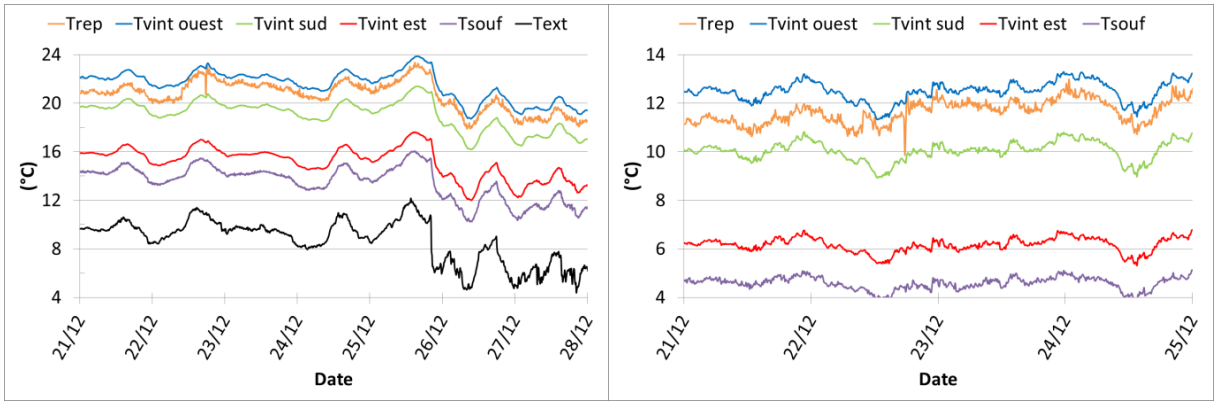
Figure 3.40 : Température d'air dans l'allée froide et chaude

La Figure 3.41.a présente la température extérieure, la température de soufflage et de reprise et les températures d'air au sein de la veine intérieure.

La Figure 3.41.b présente la différence entre les températures dans la veine intérieure et extérieure. On constate une diminution de l'écart de température d'air tout au long de la veine intérieure avant d'arriver à la trappe de soufflage (Figure 3.41.a).

Cependant, la température d'air à la reprise n'est pas la plus élevée. On remarque que l'air se réchauffe légèrement entre la trappe de reprise et le côté Ouest de la veine intérieure. Les quatre ventilateurs centrifuges sont installés entre les deux positions de ces températures. Les moteurs de ces derniers peuvent dissiper une quantité de chaleur avant d'être évacuée par l'air. En effet, si on suppose que 10% de la puissance électrique consommée par les ventilateurs est transformée en chaleur (196 W). En réalisant le bilan énergétique avec le débit

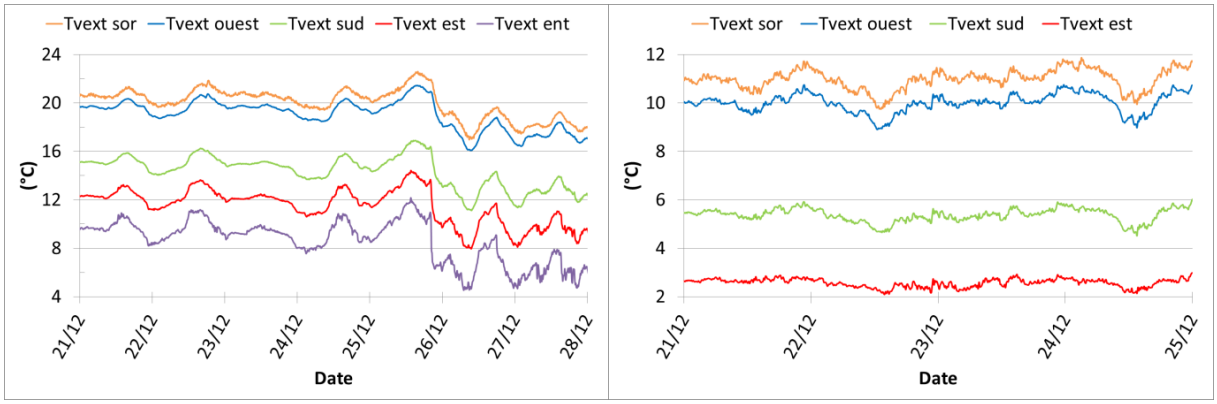
d'air de 750 m^3/h, on obtient un écart de température de 0,8°C. Cet écart très proche de celui constaté expérimentalement reste inférieur à 1°C.



(a) (b)

Figure 3.41 : (a) températures d'air dans la veine intérieure (b) écarts par rapport à la température extérieure

La Figure 3.42 montre que la température d'air au sein de la veine d'air extérieure augmente progressivement. L'écart entre la sortie et l'entrée est d'environ 11°C.



(a) (b)

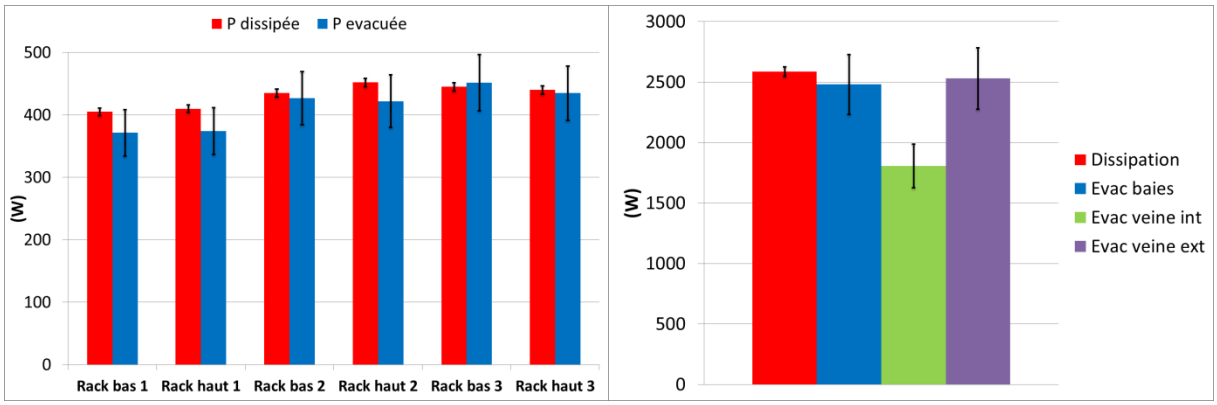
Figure 3.42 : (a) températures d'air dans la veine extérieure (b) écarts par rapport à la température extérieure

3.4.3 Bilan énergétique

La Figure 3.43.a présente les puissances dissipées et les puissances évacuées par l'air traversant chaque rack.

Sur la Figure 3.43.b sont reportées la puissance totale dissipée, la puissance totale évacuée par les racks et les puissances évacuées par les veines d'air.

Comme dans le cas avec une seule baie, la totalité de la puissance dissipée est évacuée par le flux d'air traversant les baies et dans la veine d'air extérieure. Néanmoins, seulement 70% de cette puissance est évacuée par la veine d'air intérieure. On rappelle que ce taux est trouvé en supposant que le débit d'air à la reprise est égal à celui du soufflage et en absence de toute fuite d'air.

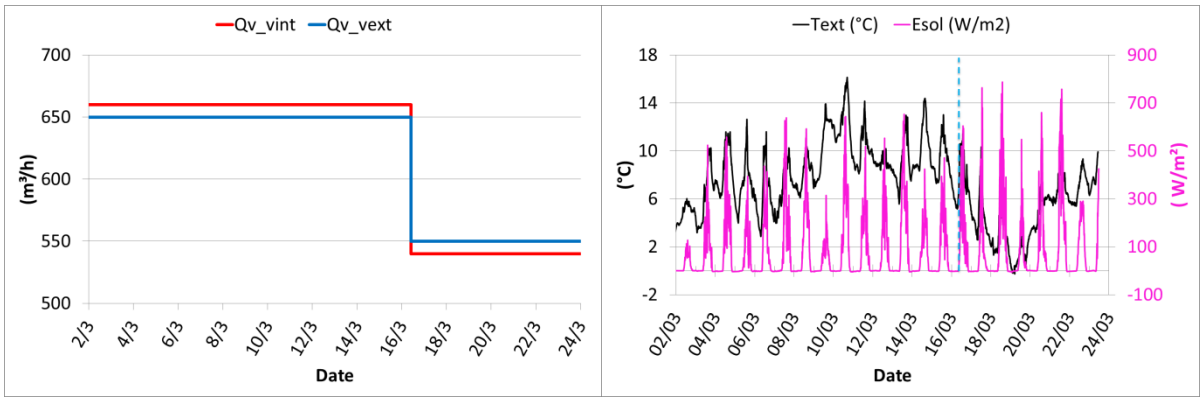


(a) (b)

Figure 3.43 : Bilans des puissances (a) bilan dans les racks (b) bilan global

3.4.4 Influence du débit d'air dans les veines d'air intérieure et extérieure

Des tests supplémentaires ont été menés en diminuant les débits dans les deux veines d'air (Figure 3.44.a). Il est à noter que ces changements de débit sont réalisés lors une baisse de la température extérieure ce qui correspond à des conditions climatiques plus favorables au free cooling (Figure 3.44.b). Les autres paramètres opératoires (puissances dissipées, débit d'air dans les racks) sont maintenus (Figure 3.36.a). A noter également que la diminution de ces débits a bien sûr une incidence sur la température des résistances, mais qui reste faible (environ 5°C).



(a) (b)

Figure 3.44 : (a) Débit de circulation intérieure et de circulation extérieure (b) conditions climatiques

3.5 Evaluation de l'efficacité du free-cooling

Le PUE (Power Usage Effectiveness) est utilisé afin d'analyser le rendement du système de refroidissement dans un centre de données. Il est défini par le Green Grid qui est une association de professionnels d'IT, elle élabore des standards et des méthodes pour augmenter l'efficience des datacenters [37]. Cet indicateur permet d'évaluer le rapport entre l'énergie totale consommée et l'énergie des composants informatiques. Les mesures doivent être réalisées sur une période d'une année et en prenant en compte l'énergie perdue dans les stations de conversion d'électricité. Cependant, ce n'est pas le cas dans cette étude, car on ne dispose pas d'une station de conversion d'électricité au sein du bâtiment, et les valeurs sont calculées sur de courtes périodes (quelques jours). Les valeurs obtenues avec une précision de ±1,5% sont donc des PUE partiels (PUE_p), et ils sont calculés en utilisant l'équation (3.2).

$$PUE_p = \frac{P_{ventilateurs\ int} + P_{ventilateurs\ ext} + P_{résistance} + P_{ventilateurs\ racks}}{P_{résistances} + P_{ventilateurs\ racks}} \qquad (3.2)$$

Dans cette étude, la puissance consommée par les composants informatiques est représentée par la somme de la puissance des résistances chauffantes et des ventilateurs des racks.

L'idéal est d'obtenir un PUE égale à une valeur de 1, car il signifie que la puissance consommée par la partie refroidissement / conversion d'énergie est nulle, et donc la puissance totale consommée dans un bâtiment est égale à celle consommée par les composants informatiques. Afin de juger un système de refroidissement efficace, il est important alors de rapprocher le PUE_p de la valeur de 1.

Le Tableau 3.9 présente un récapitulatif des différentes puissances consommées pour 5 cas. Dans les deux premiers cas, on a un fonctionnement avec une seule baie et deux niveaux de puissance de résistances. Dans les 3 cas restants, on a un fonctionnement avec plusieurs baies avec des débits de circulation extérieure et de circulation intérieure qui varient. La courbe des puissances consommée par les ventilateurs est donnée dans l'annexe 7.5.

Les valeurs du PUE_p sont présentées dans le Tableau 3.9 pour chaque cas et ils sont tracés en Figure 3.45. Dans un premier temps, on constate que le PUE_p diminue lors de l'augmentation de la puissance dissipée par les résistances chauffantes tout en gardant les débits constants. Même si une valeur de PUE_p de 1,71 reste élevée par rapport aux valeurs souhaitées dans les centres de données. En effet, le centre de données d'Orange en Normandie refroidit par du free cooling direct possède un PUE annuel inférieur à 1,4. Un PUE_p de l'ordre de 1,28 a été obtenu lors des travaux réalisés sur le bâtiment exothermique présenté en chapitre 1 (paragraphe 1.2.2.3) [53].

L'ajout de deux baies supplémentaires a permis de dissiper une puissance plus importante dans le bâtiment et de réduire la perte de charge dans le circuit d'air intérieur grâce à l'ouverture de 2 trappes de soufflage et de reprise pour le raccordement aéraulique des baies. La comparaison entre le cas n°2 et le cas n°5 permet de constater que pour un même régime de fonctionnement des ventilateurs centrifuges intérieurs (puissance consommée équivalente), on obtient un débit d'air plus important (multiplié par 2,4).

On a donc une diminution du PUE_p, cela signifie une amélioration du rendement du free-cooling indirect au niveau du bâtiment. Par la suite, la diminution des débits d'air dans la veine intérieure et extérieure a fait baisser la consommation énergétique des ventilateurs ce qui a une répercussion sur le PUE_p ; une valeur de 1,26 est atteinte tout en gardant la température des résistances inférieure au seuil fixé de 110°C.

L'une des perspectives d'optimisation du PUE consisterait à améliorer le dimensionnement du système aéraulique dans le bâtiment soit en élargissant les trappes de soufflage et de reprise existantes ou bien en ajoutant de nouvelles trappes. Cela permettrait de réduire la perte de charge et donc d'atteindre les mêmes débits d'air avec une consommation électrique moindre des ventilateurs.

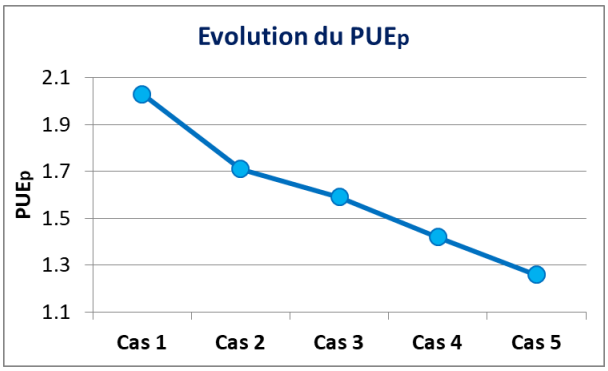


Figure 3.45 : Evolution du PUE_p

Tableau 3.9 : Récapitulatif des puissances consommées et des PUE obtenus

	Une seule baie		**Plusieurs baies**		
	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas 5
$P_{résistances}$ + $P_{ventilateurs\ racks}$	557W	827W	2611W	2611W	2611W
$P_{ventilateurs\ intérieurs}$	540W	540W	1232W	860W	540W
$P_{ventilateurs\ extérieurs}$	53W	53W	301W	237W	137W
PUE_p	**2,03**	**1,71**	**1,59**	**1,42**	**1,26**

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié le refroidissement de baies par du free cooling indirect. La première étude menée avec une seule baie a permis dans un premier temps de mettre en évidence l'intérêt de l'installation de parois de confinement.

On a ainsi mis en place une configuration « allée froide et allée chaude » afin de minimiser les mélanges d'air. Par conséquent, le confinement permet d'évacuer la chaleur de façon plus optimisée. L'effet des différents paramètres opératoires a été étudié également dans le cas où une seule baie est présente.

Par la suite, des tests expérimentaux ont été réalisés en utilisant plusieurs baies. Ceci a permis de reproduire un fonctionnement similaire à celui d'un datacenter et d'augmenter la densité de puissance dissipée jusqu'à 300 W/m^3.

Cependant, pour tous les cas étudiés, le bilan énergétique a montré que la puissance évacuée par la circulation d'air intérieure est toujours plus faible par rapport à la puissance évacuée par la veine d'air extérieure. Cela montre une incohérence physique due principalement à la présence des fuites d'air impossible à mesurer. Le débit de reprise estimé théoriquement a permis de déduire des fuites qui représentent 4 vol/h (volume du bâtiment par heure).

Enfin, l'efficacité du système de free-cooling indirect a été évaluée via le calcul du PUE pour les différents cas étudiés. Les résultats ont montré une amélioration de l'efficacité en agissant sur trois paramètres :

- L'augmentation du nombre de baies correspond à une augmentation de la puissance totale dissipée, mais également à la réduction de la perte de charge dans le circuit aéraulique grâce à l'utilisation de nouvelles ouvertures d'air.
- La réduction des débits d'air (circulation intérieure et extérieure) afin de diminuer la consommation électrique des ventilateurs.

La valeur finale du PUE_p obtenue de 1,26 est très satisfaisante pour ce type de refroidissement à air. Cependant, une amélioration de l'étanchéité du bâtiment et un meilleur dimensionnement des ventilateurs sont des voies qui mèneront vers une optimisation du free-cooling dans ce bâtiment exothermique.

Chapitre 4

4 Simulation du refroidissement d'une baie par free cooling et couplage au bâtiment

Sommaire

4.1 Introduction 86

4.2 Simulation de la réponse thermique d'une baie 86

4.2.1 Modèle 86

4.2.2 Paramètres opératoires et conditions aux limites 88

4.2.3 Confrontation simulation - expérience 88

4.3 Simulation de la réponse thermique d'une baie couplée au bâtiment 90

4.3.1 Descriptif du modèle 90

4.3.2 Confrontation simulation - expérience 91

4.4 Conclusion 99

4.1 Introduction

L'étude numérique du refroidissement d'une baie dans le bâtiment est abordée dans ce chapitre. Nous commençons par présenter un modèle numérique représentatif d'une baie avec un flux d'air traversant. Ce modèle est utilisé afin de réaliser une étude paramétrique sur le débit d'air à la reprise qui n'est pas mesuré expérimentalement. La comparaison des résultats numériques avec l'expérience permet de valider ce modèle.

Par la suite, le modèle de la baie est couplé avec le modèle du bâtiment présenté au chapitre 2. L'objectif est de disposer d'un modèle numérique global pour la simulation du refroidissement par free cooling indirect d'une baie installée dans le bâtiment exothermique avec une circulation d'air extérieure et intérieure. Les valeurs mesurées sur l'installation sont comparées aux évolutions simulées afin de juger la pertinence du modèle. Une étude de sensibilité de différents paramètres est également réalisée.

4.2 Simulation de la réponse thermique d'une baie

Le modèle développé sur TRNSYS-TRNFLOW est tout d'abord décrit. Dans un second temps, la pertinence de ce modèle est évaluée par des simulations qui sont confrontées à des mesures. Le but est de simuler le fonctionnement d'une baie avec deux allées (chaude et froide) et un flux d'air traversant.

4.2.1 Modèle

Les paramètres d'entrée sont le débit de soufflage, la température de soufflage et la puissance dissipée dans chaque rack (Figure 4.1). Pour les conditions aux limites de cette étude, des températures mesurées en différents points sont imposées :

- la température de surface du plafond (T_si_toit) et la température de la surface inférieure du plancher (T_plancher),

- pour les faces latérales, la température d'air dans la veine intérieure au niveau des parois Ouest (T_ouest) et Est (T_est) et les températures d'air du côté Nord et Sud.

Pour imposer les températures des faces latérales, des zones fictives sont créées et un coefficient d'échange convectif très grand est imposé afin que la température de la zone soit identique à la température de surface

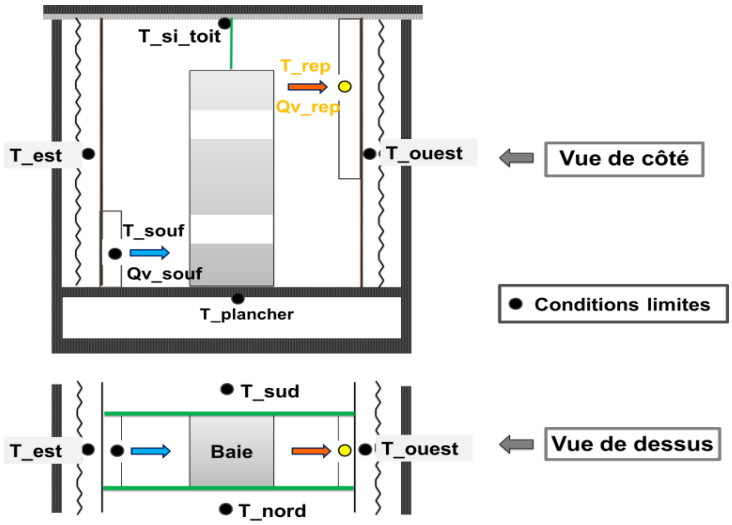


Figure 4.1 : Schéma représentatif des conditions limites utilisées

La Figure 4.2 présente le modèle avec les trois zones retenues : une zone à trois nœuds thermiques pour la baie, une zone à deux nœuds thermiques pour l'allée froide, et une zone à deux nœuds thermiques pour l'allée chaude.

En ce qui concerne la baie, un nœud est défini pour chaque rack où une puissance est dissipée dans le volume. Les résistances chauffantes sont modélisées par le type 963 de TRNSYS : une capacité thermique à une température donnée qui échange de la chaleur par convection avec l'environnement.

Le troisième nœud correspond au volume séparant les deux racks. Pour chacune des allées (froide et chaude) deux nœuds thermiques sont introduits pour prendre en compte les gradients thermiques selon la hauteur.

La modélisation des écoulements d'air est réalisée en couplant TRNFLOW. Les nœuds thermiques sont reliés par différents types de connexions (conduites, fissures) et des nœuds aérauliques. La connexion de type « conduite » est utilisée afin de modéliser le flux d'air dans les racks et dans les allées. Ces conduites sont représentées par les lignes bleues dans la vue de face de la Figure 4.2.

La circulation d'air est assurée par une connexion de type « ventilateur » placée en sortie de chaque rack et en aval de la bouche de reprise. Le débit d'air est fonction de la différence de pression dans le réseau aéraulique.

Dans ce modèle, plusieurs nœuds auxiliaires ont été introduits pour prendre en compte plusieurs phénomènes :

- la différence entre les débits de soufflage et de reprise

- les échanges dus aux infiltrations entre l'allée chaude et froide,

En effet, les bilans énergétiques du chapitre 3 ont montré que le débit de reprise en sortie de la baie devait être différent du débit de soufflage en entrée (Tableau 3.5).

Par ailleurs, les parois de confinement mises en place ne permettent pas d'assurer une étanchéité parfaite entre les deux allées. Il existe donc des fuites d'air à travers les parois de confinement qui s'avère très difficile à quantifier expérimentalement.

Un des objectifs du modèle est donc de vérifier cette hypothèse par des simulations numériques. Dans ce cas, des infiltrations sont prises en compte par des connexions de type « fissure » représentées par des flèches orange dans la vue de dessus de la Figure 4.2.

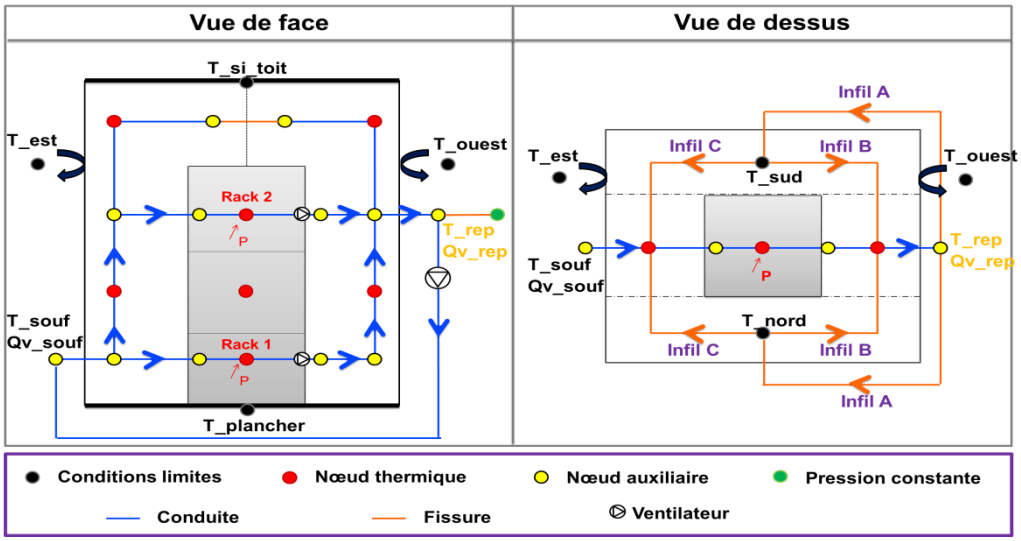
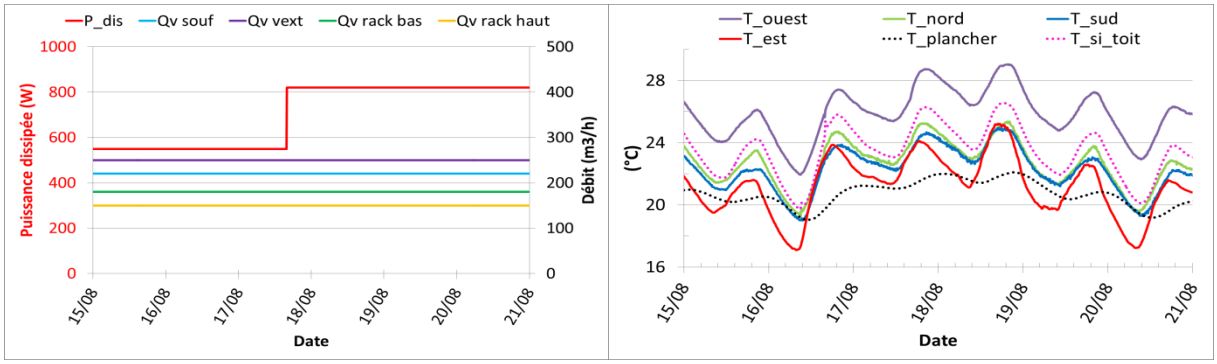


Figure 4.2 : Schéma du modèle numérique

4.2.2 Paramètres opératoires et conditions aux limites

Les simulations réalisées concernent la séquence de mesure présentée au paragraphe 3.3.2. La Figure 4.3.a rappelle les paramètres opératoires : deux puissances différentes sont dissipées et les débits d'air imposés sont constants.

Les évolutions des températures expérimentales utilisées comme conditions aux limites pour ce modèle à l'échelle d'une baie sont données Figure 4.3.b.



(a) (b)

Figure 4.3 : (a) paramètres opératoires (b) températures utilisées comme conditions limites

Pour affiner la valeur du débit d'air à la reprise, le paramètre relatif aux fuites est modifié (coefficient du débit massique) et le modèle calcule le débit des infiltrations ainsi que le débit d'air à la reprise afin de respecter la conservation de la masse. L'augmentation des fuites fait diminuer la perte de charge dans le réseau aéraulique du bâtiment et donc le débit d'air à la reprise augmente.

4.2.3 Confrontation simulation - expérience

Le résultat de trois simulations est présenté (Tableau 4.1). Les débits d'air traversant la baie et de soufflage restent constants. Cependant, les débits d'infiltrations varient d'une simulation à une autre conduisant à une variation du débit de reprise.

Tableau 4.1 : Valeurs des débits d'air correspondants à chaque simulation

	Qv_reprise (m^3/h)	Qv_soufflage (m^3/h)	Qv_baie (m^3/h)	∑ infil A (m^3/h)	∑ infil B (m^3/h)	∑ infil C (m^3/h)
Simulation 1	230	230	330	0	-100	100
Simulation 2	430	230	330	200	100	100
Simulation 3	630	230	330	400	300	100

La Figure 4.4 donne la confrontation entre la température de reprise simulée et mesurée pour les trois débits d'air à la reprise. Pour une meilleure lisibilité, les évolutions sont tracées uniquement sur trois jours. On constate une diminution de la température de reprise quand le débit de reprise augmente. On observe qu'un débit de 430 $m^3.h^{-1}$ permet d'obtenir une évolution simulée de la température de reprise très proche de l'expérience.

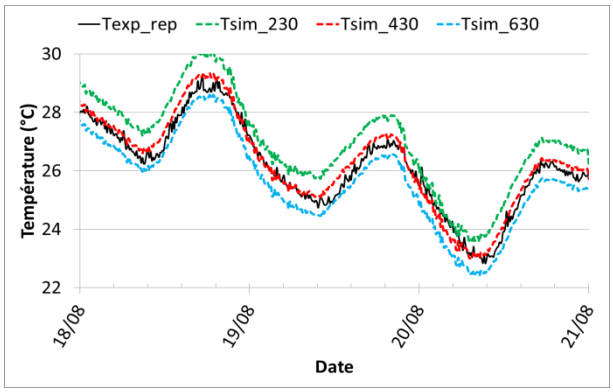


Figure 4.4 : Température de reprise simulée pour différents débits

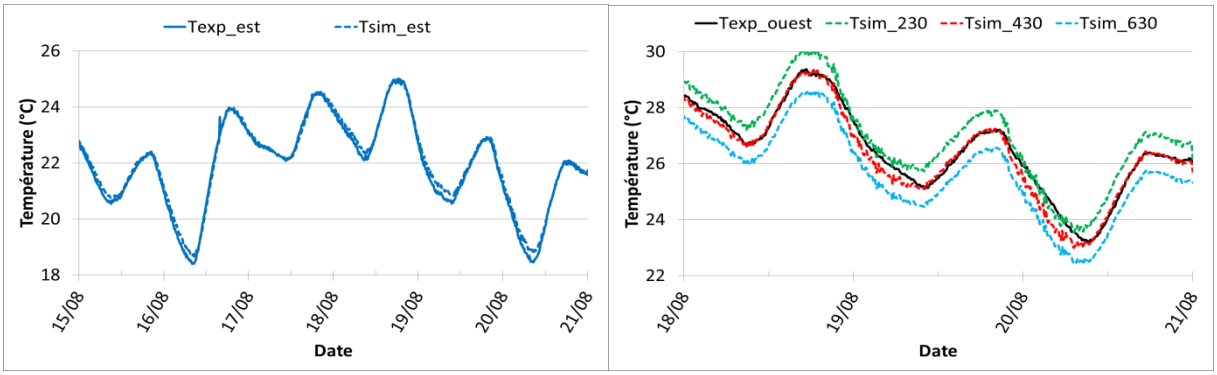
Avec ce débit de reprise de 430 $m^3.h^{-1}$, la puissance évacuée par la circulation intérieure est très proche de la puissance évacuée par la circulation extérieure (Tableau 3.5). Cette puissance évacuée représente environ 80% de la puissance dissipée.

La Figure 4.5 présente la comparaison entre les températures d'air mesurées et simulées au sein de l'allée froide et chaude.

On constate sur Figure 4.5.a que le débit de reprise a peu d'influence sur la température d'air dans l'allée froide. En effet, cette température dépend principalement de la température et du débit d'air au soufflage qui sont des paramètres d'entrée.

Le constat est différent pour l'allée chaude comme le montre la Figure 4.5.b. On observe l'influence du débit de reprise. La température de l'allée chaude diminue quand le débit de reprise augmente. L'augmentation du débit d'air provoque une augmentation des infiltrations via la paroi de confinement. Par conséquent, un débit de 430 $m^3.h^{-1}$ donne le meilleur résultat.

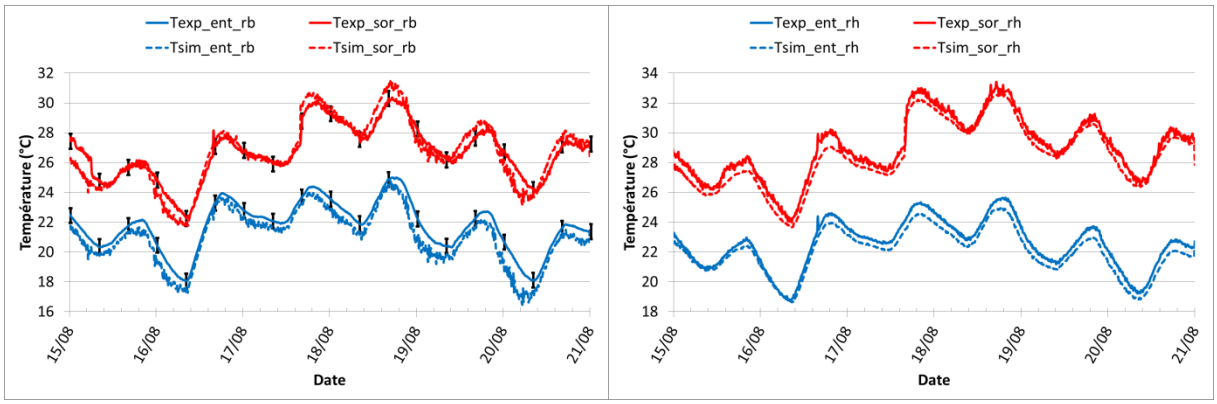
Les résultats sont présentés uniquement sur une période de trois jours pour une meilleure lisibilité du graphe.



(a) (b)

Figure 4.5 : Confrontation de températures dans : (a) l'allée froide (b) l'allée chaude

La Figure 4.6 présente les températures d'air en entrée et en sortie des deux racks. La comparaison entre la simulation et l'expérience est satisfaisante. Les températures d'air simulées en entrée et en sortie des racks ne varient pas en fonction du débit d'air à la reprise, le débit d'air traversant la baie reste toujours constant.



(a) (b)

Figure 4.6 : Températures d'entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut

La Figure 4.7 présente les températures des résistances mesurées et simulées. Les variations ponctuelles des températures mesurées sont dues à la puissance dissipée par les résistances qui peut varier avec la tension du réseau électrique (Figure 3.3).

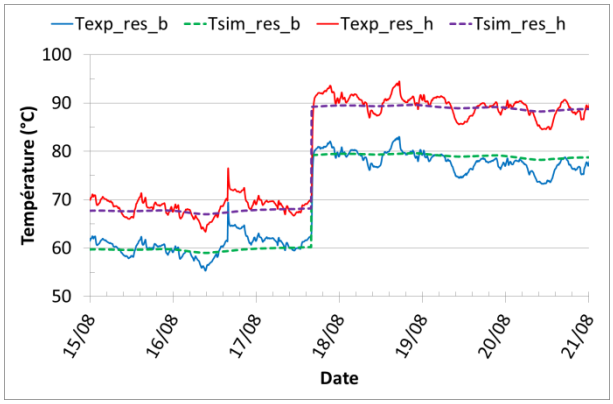


Figure 4.7 : Température des résistances

Ce premier modèle numérique a pour but de simuler le refroidissement d'une baie avec un flux d'air traversant. Les simulations ont permis de mieux appréhender la valeur du débit d'air à la reprise qui n'est pas mesuré.

4.3 Simulation de la réponse thermique d'une baie couplée au bâtiment

Dans cette partie, l'objectif est de simuler la réponse thermo-aéraulique de l'ensemble du bâtiment avec une baie installée à l'intérieur. Le refroidissement est assuré par les deux circuits d'air séparés (circulation d'air extérieure et intérieure).

4.3.1 Descriptif du modèle

Le modèle thermo-aéraulique global du bâtiment consiste à coupler le modèle de la baie avec le modèle du bâtiment développé au chapitre 2. On rappelle que pour représenter le volume intérieur du bâtiment une seule zone est retenue.

Le modèle mis en œuvre est présenté en Figure 4.8. Le volume intérieur du bâtiment est divisé en plusieurs zones. Une partie est dédiée au modèle de la baie avec les deux allées (trois zones). Le reste du volume intérieur est représenté par trois zones : deux zones adjacentes à la baie et une zone pour le volume intérieur restant Le vide sous plancher est également pris en compte par une zone. (Figure 4.8).

Les autres parties du bâtiment sont modélisées de la même manière qu'au chapitre 2. La veine d'air extérieure est décomposée en trois zones, chaque zone correspond à une paroi « Est », « Ouest » et « Sud ». Ce découpage permet de simuler l'écart de température entre l'entrée et la sortie. La veine d'air intérieure est traitée de la même façon, elle est décomposée en trois zones.

Les veines d'air (extérieure et intérieure) sont considérées comme étant des conduites rectangulaires. La circulation d'air au sein des deux veines est assurée grâce à la connexion de type « ventilateur ». Le débit d'air est calculé par le modèle aéraulique en fonction de la différence de pression. Le modèle thermique calcule ensuite la température du nœud thermique en fonction du débit d'air et des échanges thermiques.

L'étanchéité du bâtiment étant imparfaite, des fissures sont introduites dans le modèle au niveau de la porte, au niveau de la paroi métallique séparant les deux veines d'air et au niveau des parois de confinement.

Les sollicitations d'entrée de ce modèle sont : les conditions climatiques mesurées. La température du sol mesurée sous le plancher est une condition limite. La puissance dissipée par les résistances chauffantes est un apport interne dans chaque rack. Et enfin, les débits d'air.

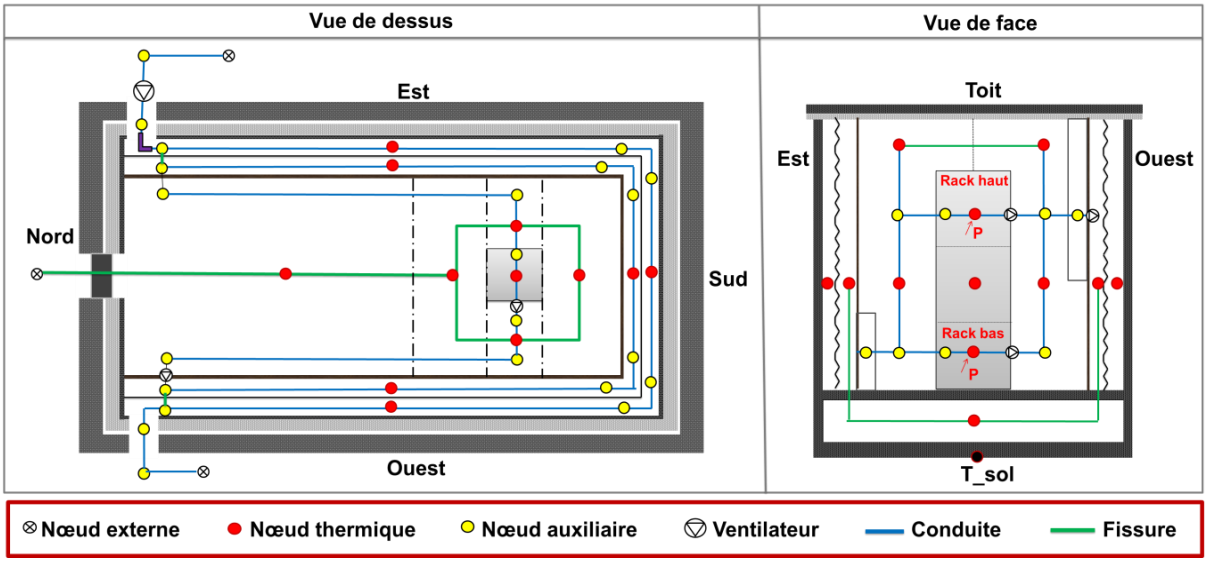


Figure 4.8 : Schéma du modèle numérique

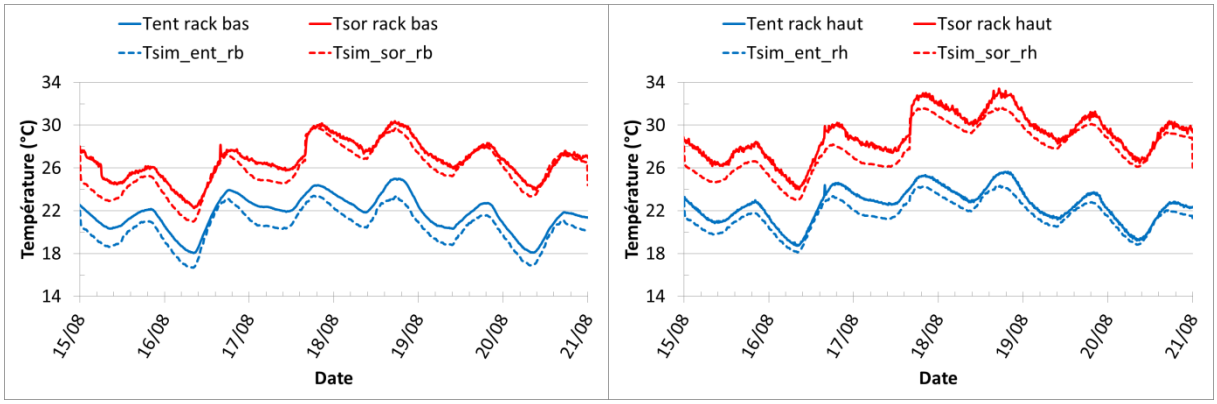
4.3.2 Confrontation simulation - expérience

4.3.2.1 Cas d'une puissance dissipée variable

La séquence de mesure utilisée précédemment pour le modèle d'une baie est exploitée. Les paramètres opératoires sont donnés dans la Figure 4.3.a. Le débit d'air au soufflage est de 230 $m^3.h^{-1}$ et le débit de reprise est égal à 430 $m^3.h^{-1}$. Par ailleurs, le débit de circulation d'air dans la veine extérieure est de 250 $m^3.h^{-1}$. Il s'agit d'une séquence de mesure réalisée en période estivale (Figure 3.15). Une variation importante de la température extérieure est enregistrée durant la journée du 16/08 (de 12 à 24 °C). L'orientation prédominante du vent est Ouest.

La simulation démarre le 15/08 à minuit et les valeurs initiales des températures sont fixées à partir des mesures. La Figure 4.9 présente les températures d'air à l'entrée et à la sortie de chacun des racks (bas et haut). On observe des évolutions simulées et mesurées en phase. En revanche, on constate des écarts de températures récurrents entre la simulation et la mesure qui peuvent atteindre 2°C sur toute la période étudiée. Ces écarts qui apparaissent dès le

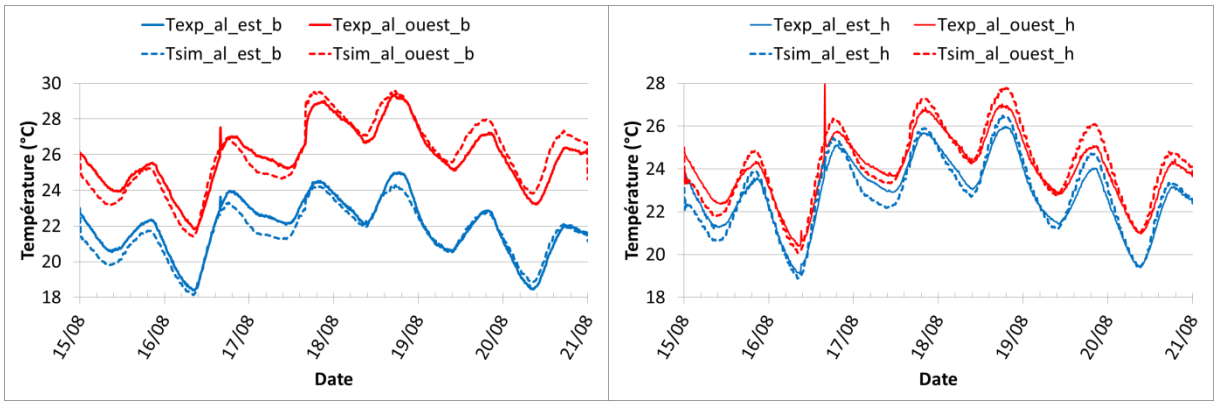
premier pas de simulation montrent la difficulté de fixer des conditions initiales dans le cadre d'étude « in-situ ».



(a) (b)

Figure 4.9 : Températures en entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut

La confrontation entre la simulation et l'expérience pour les températures des allées chaude et froide est donnée en Figure 4.10. Des écarts entre la simulation et l'expérience apparaissent durant certaines périodes. Notamment durant la journée du 17/08 cet écart atteint 1°C.

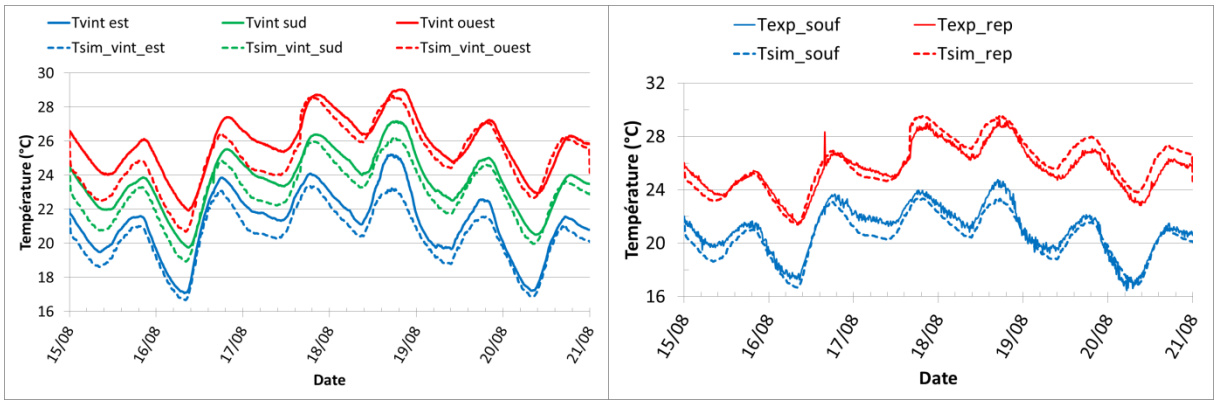


(a) (b)

Figure 4.10 : Température de l'allée froide et l'allée chaude (a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur

La Figure 4.11.a présente les évolutions simulées et mesurées pour les températures dans la veine d'air intérieure. On observe des évolutions en phase avec des écarts de température sur certaines périodes d'environ 1,5°C entre la simulation et l'expérience. On rappelle que dans le modèle exploité, uniquement 3 nœuds sont considérés pour chaque veine (intérieure et extérieure). La température est donc supposée homogène dans chaque zone. Un maillage plus fin apporterait une meilleure représentation des échanges.

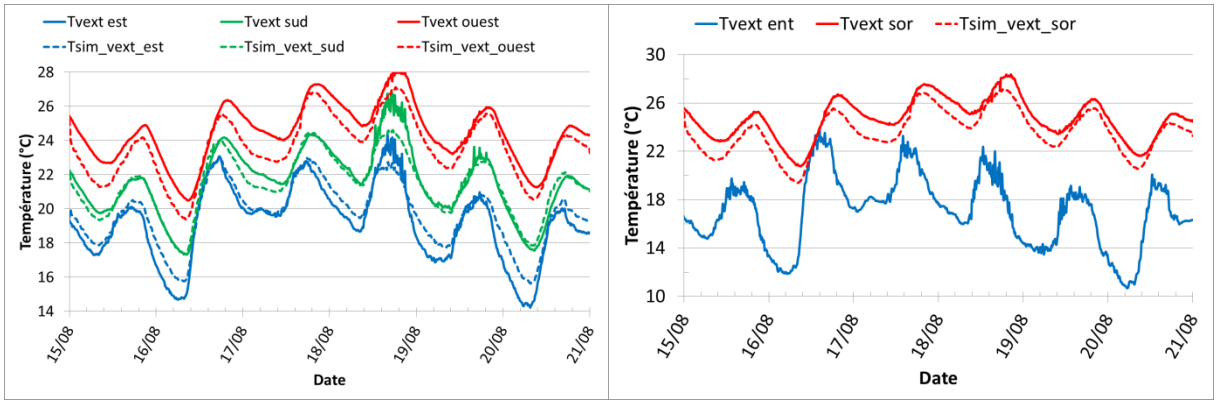
La Figure 4.11.b présente la comparaison entre la simulation et l'expérience des températures de soufflage et de reprise. Les écarts entre la simulation et l'expérience sont moins importants que dans les veines (inférieur à 1°C). Les résultats sont donc satisfaisants.



(a) (b)

Figure 4.11 : (a) Températures dans la veine d'air intérieure (b) température de soufflage et de reprise

L'observation de la Figure 4.12.a montre qu'on retrouve au sein de la veine d'air extérieure des écarts entre simulation et mesure similaires à ceux obtenus pour la veine intérieure. Le même constat peut être fait pour la température simulée et mesurée en sortie de la veine d'air extérieure (Figure 4.12.b).



(a) (b)

Figure 4.12 : Températures (a) dans la veine d'air extérieure (b) en entrée et sortie de la veine extérieure

La Figure 4.13 présente une confrontation entre simulation et expérience pour la température d'air sous le plancher. Les évolutions mesurées et simulées sont globalement en phase et les écarts de température restent faibles.

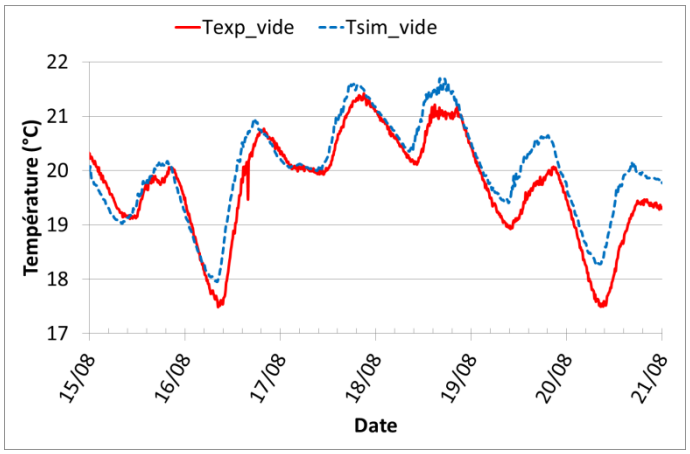


Figure 4.13 : Température d'air dans le vide sous-plancher

4.3.2.2 Etudes de sensibilité des paramètres du modèle

- **Influence des coefficients d'échange convectif dans les veines d'air**

La Figure 4.14 présente les températures d'air dans la veine intérieure pour deux valeurs du coefficient d'échange. La première simulation correspond au cas précédent avec un coefficient d'échange convectif de 16 $W.m^{-2}.K^{-1}$. La deuxième simulation est réalisée avec un coefficient de 10 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Abaisser le coefficient d'échange convectif signifie une diminution de la chaleur échangée avec la veine extérieure. Dans ce cas, on constate une légère augmentation des valeurs simulées qui se rapprochent des températures mesurées. Les températures d'air dans la veine extérieure ne sont pas présentées, car la différence entre les deux simulations est minime (environ 0,1°C).

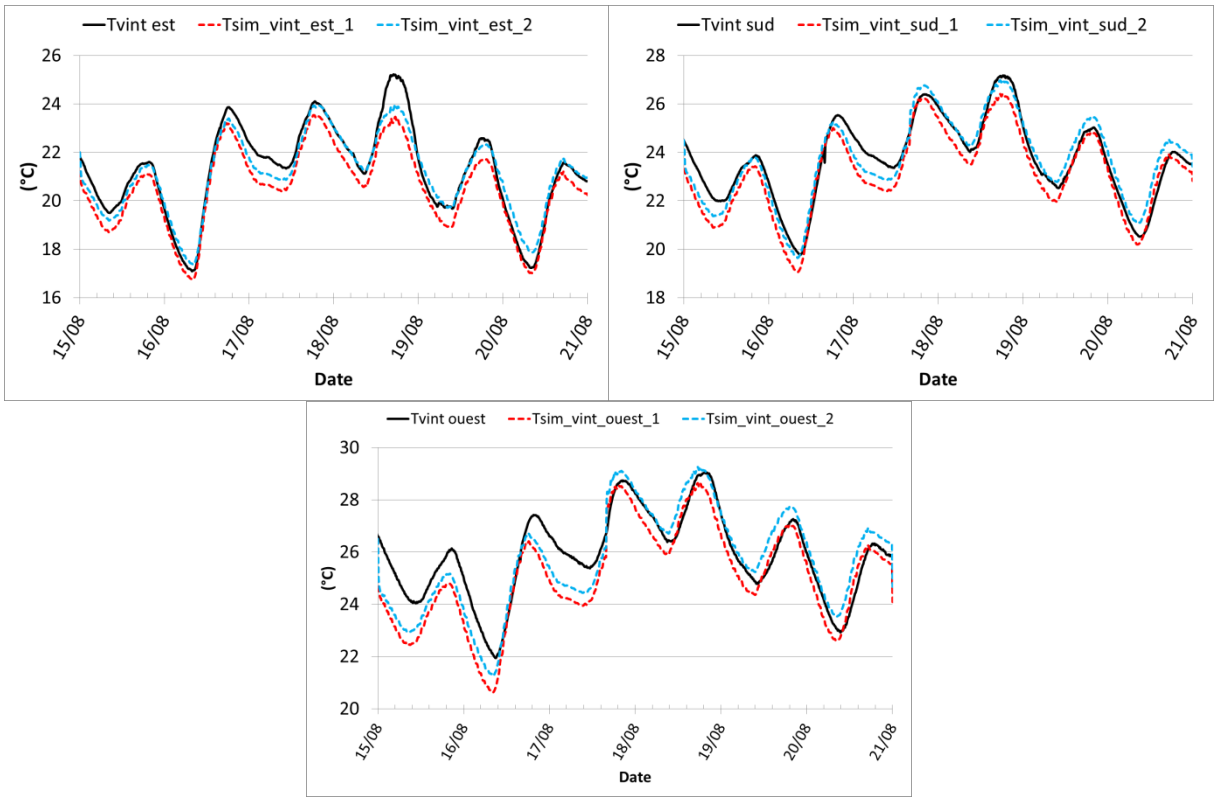
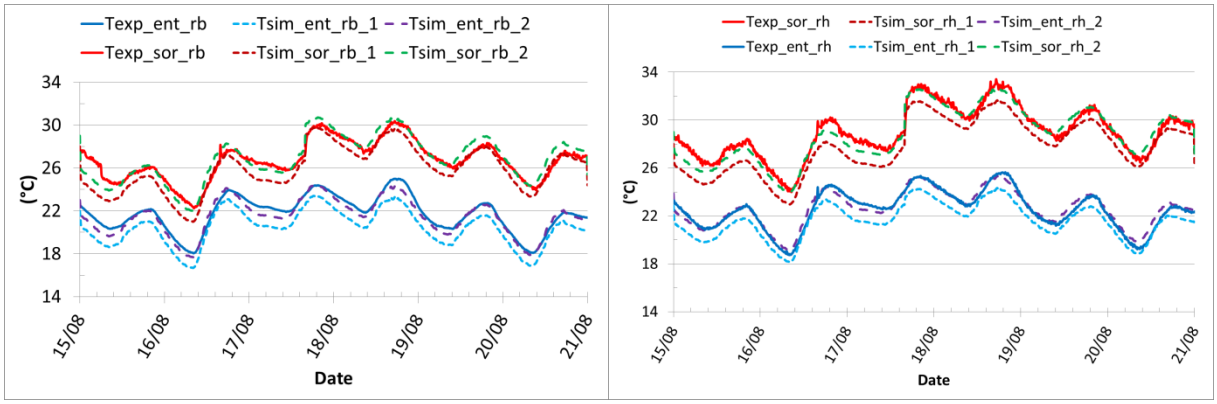


Figure 4.14 : Températures d'air dans la veine intérieure pour deux valeurs du coefficient d'échange convectif

La Figure 4.15 montre qu'une modification du coefficient d'échange convectif dans les deux veines d'air (intérieure et extérieure) a également une influence sur les températures d'air en entrée et en sortie des deux racks (haut et bas). Ces températures augmentent légèrement pour se rapprocher des valeurs mesurées ; c'est le même constat que pour la veine intérieure.



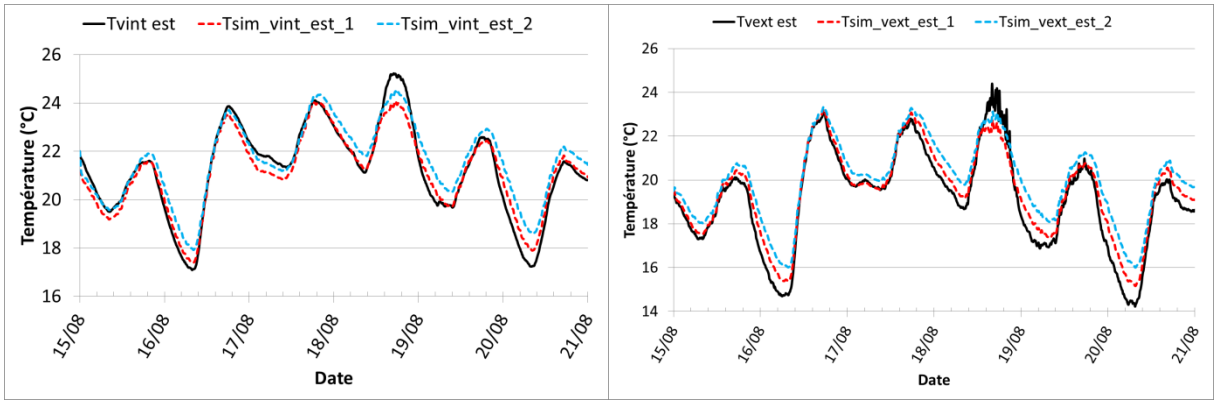
(a) (b)

Figure 4.15 : Températures en entrée et sortie du rack en fonction du coefficient d'échange convectif dans les veines (a) rack bas (b) rack haut

- **Influence du débit d'air dans la veine extérieure**

La Figure 4.16 présente une confrontation entre une première simulation menée avec un débit de 250 $m^3.h^{-1}$ (le même débit utilisé dans les simulations précédentes) et une deuxième simulation réalisée avec un débit de 200 $m^3.h^{-1}$. Les températures d'air dans la veine intérieure sont reportées sur les courbes de gauche et les températures dans la veine extérieure sur les courbes de droite.

La diminution du débit induit logiquement une augmentation des températures dans les deux veines. Dans ce cas, l'écart maximal t entre la simulation et la mesure est de 1,2°C au niveau de la veine intérieure Ouest ce qui est très acceptable compte tenu des incertitudes de mesure.



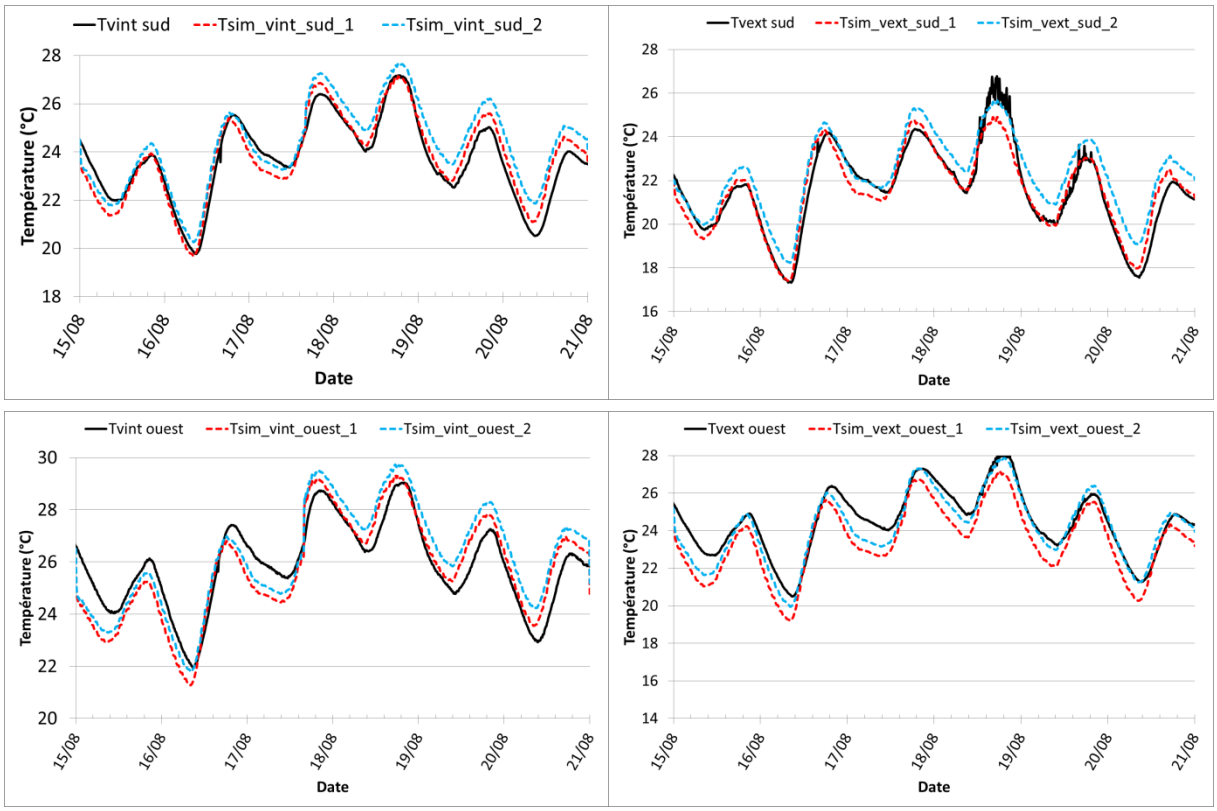


Figure 4.16 : Températures d'air dans les veines en fonction du débit dans la veine extérieure

- **Influence du coefficient convectif dans le vide sous-plancher**

La deuxième étude de sensibilité concerne le coefficient d'échange convectif entre le sol et le vide sous plancher. Une valeur de 3,5 $W.m^{-2}.K^{-1}$ est imposée dans la première simulation (convection naturelle) et une valeur de 5,5 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour la deuxième simulation. Cette valeur du coefficient convectif est plus élevée à cause de la présence d'infiltrations d'air dans le vide sous-plancher. La Figure 4.17 montre la diminution de la température simulée quand le coefficient d'échange convectif est plus grand (courbe bleue).

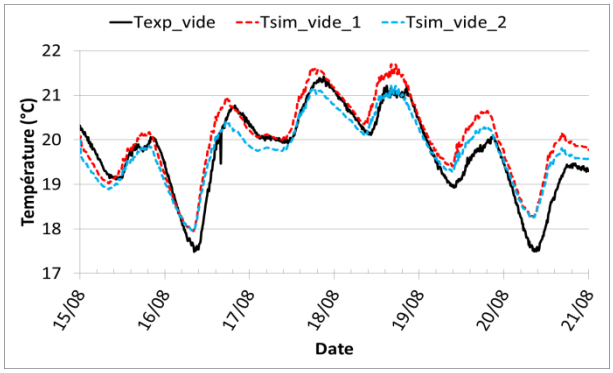
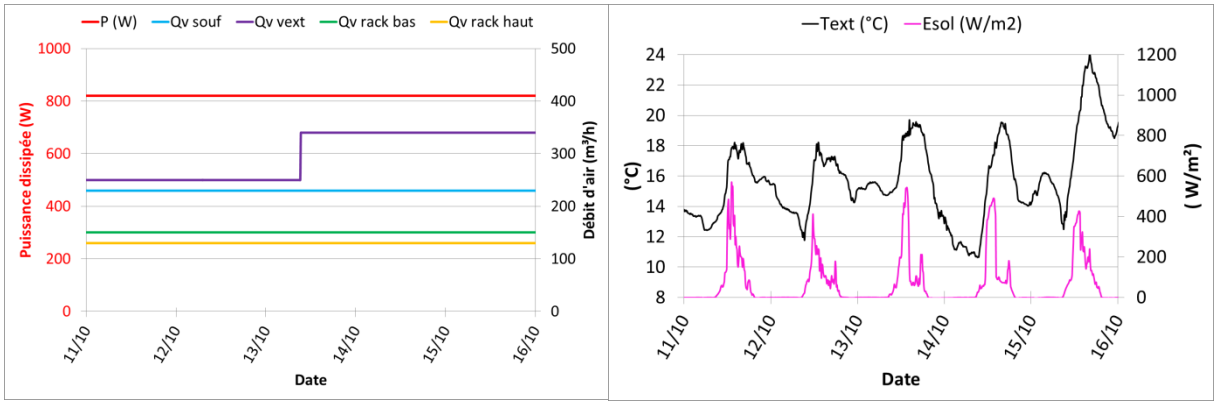


Figure 4.17 : Températures d'air dans le vide sous-plancher en fonction du coefficient d'échange convectif avec le sol

4.3.2.3 Simulation pour un débit d'air variable dans la veine extérieure

Une séquence de mesure réalisée en octobre avec deux débits d'air différents dans la veine extérieure est exploitée. Durant cette expérimentation les autres paramètres opératoires ne sont pas modifiés la puissance dissipée est de 820 W (Figure 4.18.a). La température

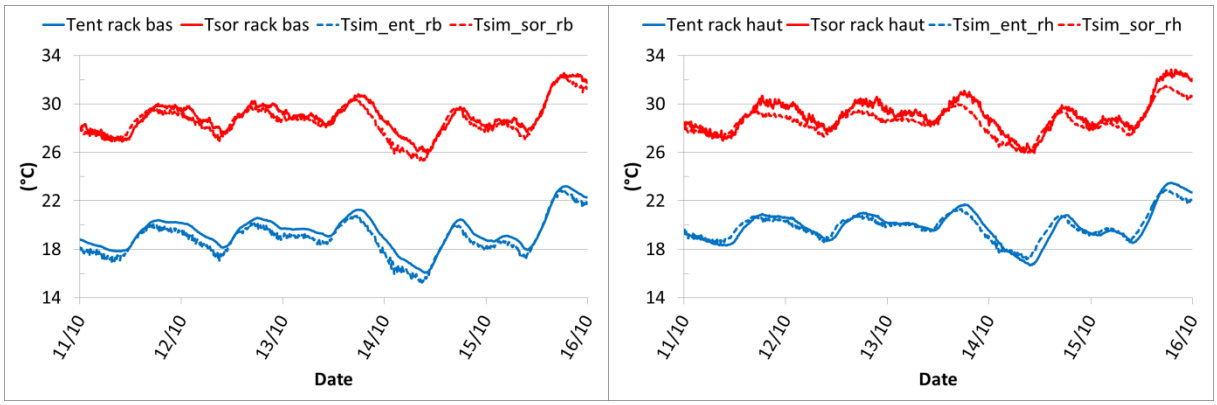
extérieure et l'éclairement solaire enregistrés durant cette séquence sont reportés en Figure 4.18.b.



(a) (b)

Figure 4.18 : (a) paramètres opératoires (b) conditions climatiques

La Figure 4.19 présente la confrontation simulation expérience pour les températures d'air en entrée et en sortie de chaque rack (bas et haut). La confrontation est satisfaisante, on n'observe pas de déphasage et les écarts de températures restent faibles.

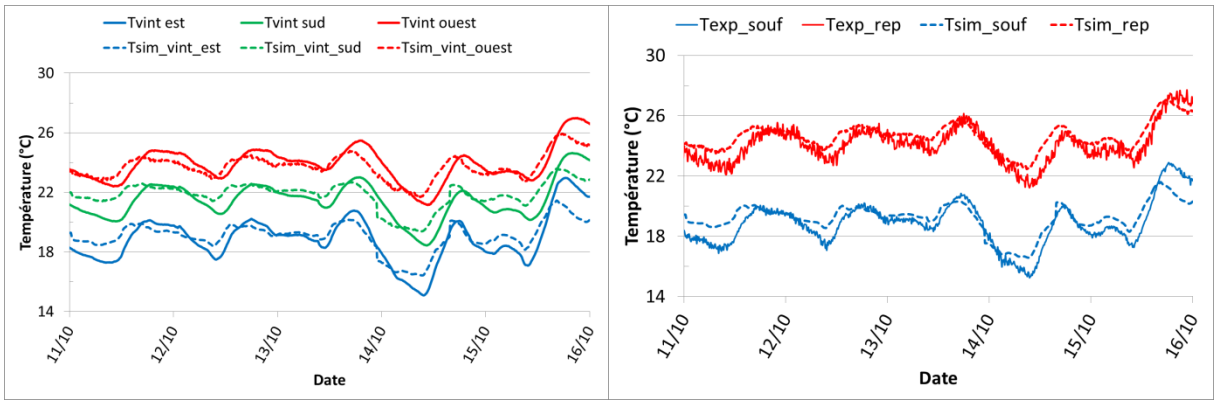


(a) (b)

Figure 4.19 : Températures en entrée et sortie du rack (a) rack bas (b) rack haut

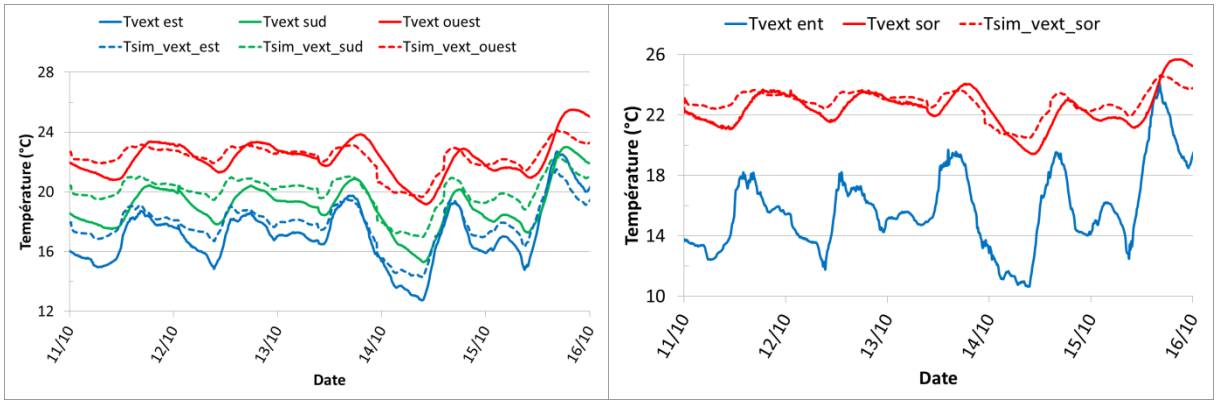
Les températures simulées et mesurées dans la veine d'air intérieur sont présentées sur la figure 4.20. On peut constater qu'il existe de légers déphasages entre la simulation et l'expérience avec toutefois des écarts de température qui ne dépassent pas 2°C. Le même constat peut être fait en ce qui concerne la température de soufflage et de reprise (Figure 4.20.b).

La Figure 4.21 présente la comparaison entre les températures simulées et mesurées au sein de la veine d'air extérieure. Les mêmes remarques que précédemment peuvent être faites avec des écarts qui peuvent être un peu plus conséquents entre les températures mesurées et simulées de l'ordre de 2°C.



(a) (b)

Figure 4.20 : (a) Températures dans la veine d'air intérieure (b) température de soufflage et de reprise



(a) (b)

Figure 4.21 : (a) Températures dans la veine d'air extérieure (b) température à l'entrée et sortie de la veine extérieure

La Figure 4.22 présente la comparaison entre la température simulée et la température mesurée dans le vide sous plancher. Un décalage temporel d'environ 1h30 est présent entre la simulation et la mesure. La différence entre les températures est plus importante sur certaines périodes, même si elle reste inférieure à 1°C.

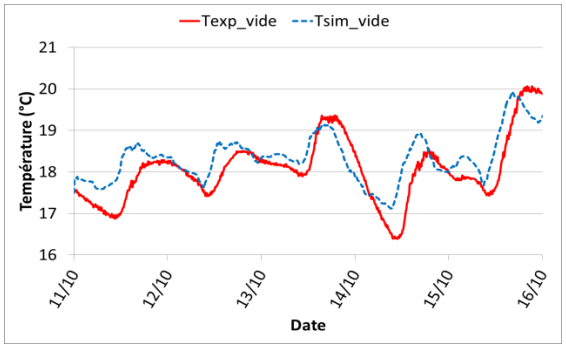


Figure 4.22 : Température d'air dans le vide sous-plancher

4.3.2.4 Influence du débit d'air dans la veine extérieure

Comme les températures d'air simulées dans les veines sont légèrement au-dessus des températures mesurées, le débit d'air dans la veine extérieur est augmenté de 10% par rapport à la simulation précédente. On passe ainsi de 275 $m^3.h^{-1}$ à 375 $m^3.h^{-1}$. La Figure 4.23 présente

une confrontation entre les températures mesurées et simulées dans les veines. On rappelle que les mesures des débits sont ponctuelles, les variations pouvant être dues aux effets du vent (variations de vitesse et direction) ne sont pas connues expérimentalement. On ignore également la valeur du débit d'infiltration d'air.

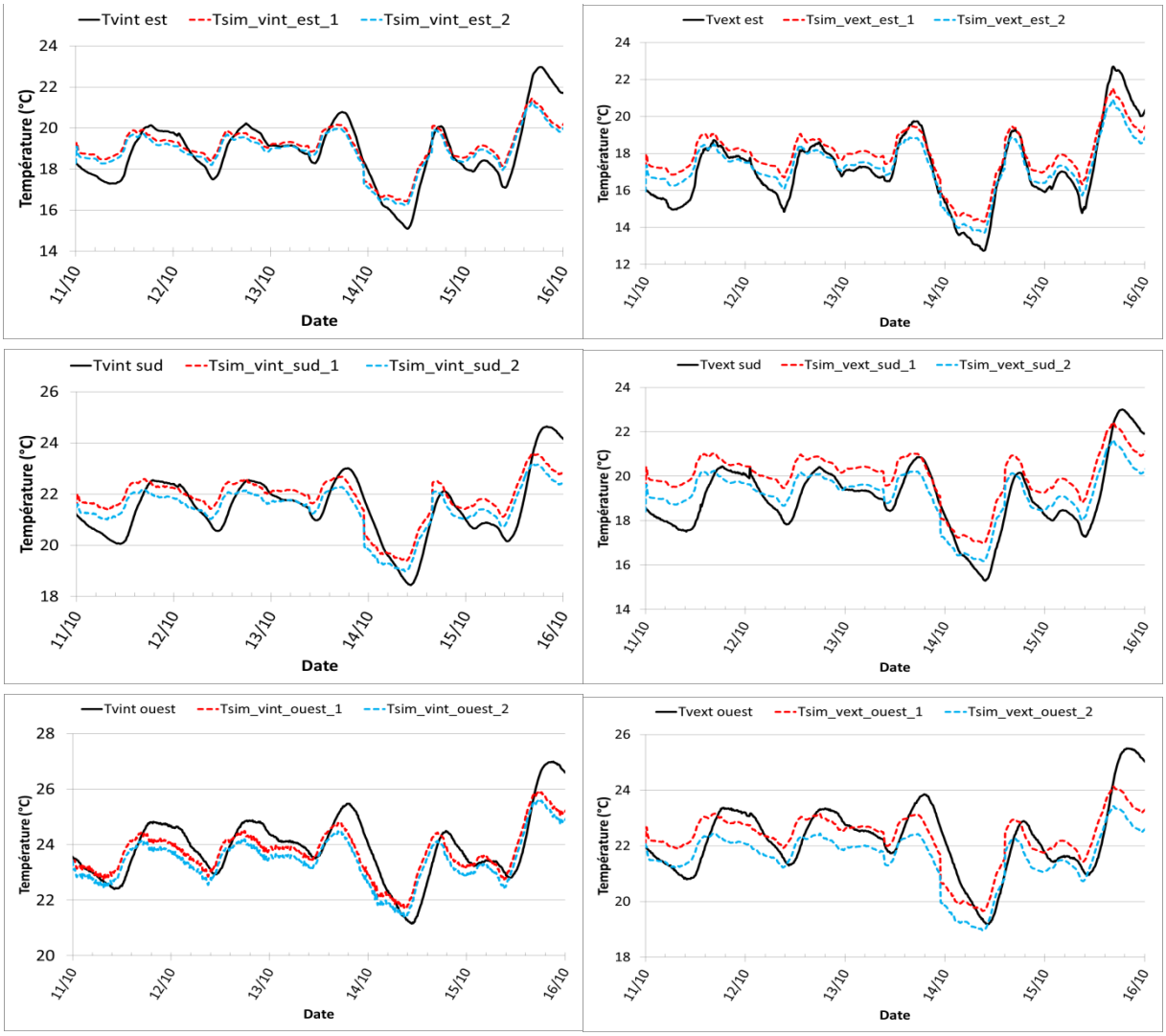


Figure 4.23 : Températures d'air dans les veines en fonction du débit dans la veine extérieure

4.4 Conclusion

Le premier modèle numérique développé dans ce chapitre a permis de simuler le refroidissement d'une baie avec un flux d'air traversant. On a ainsi pu étudier l'incidence des infiltrations au niveau des parois de confinement sur le débit d'air en sortie de baie (reprise). Il était en effet, impossible de quantifier expérimentalement le débit des infiltrations et le débit de reprise. La réalisation de plusieurs simulations et des confrontations à des mesures ont permis de valider le modèle pour un débit de reprise supérieur au débit de soufflage.

Le modèle de baie a ensuite été couplé au modèle du bâtiment afin de simuler l'aspect thermique et aéraulique de l'ensemble du bâtiment exothermique avec une baie installée à l'intérieur et refroidie par un flux d'air traversant. La comparaison entre la simulation et l'expérience a révélé quelques écarts qui restent acceptables au vu des incertitudes de mesure et de la complexité du système étudié.

5 Conclusion générale

Les objectifs de ces travaux de thèse étaient le développement de modèle numérique afin de décrire la réponse thermique et aéraulique d'une salle de télécommunication et de tester une solution particulière de refroidissement (free cooling indirect). Des travaux expérimentaux ont été réalisés au sein d'un petit bâtiment exothermique refroidi par free cooling indirect. Les mesures ont servi à évaluer la solution de refroidissement adoptée ainsi qu'à valider la démarche de modélisation.

L'étude bibliographique réalisée dans le chapitre 1 a montré que la consommation électrique des centres de données dans le monde ne cesse d'augmenter. Le système de refroidissement par free cooling est considéré comme l'une des solutions qui permet de baisser les consommations lors du refroidissement par air. Le free cooling indirect en particulier permet d'éviter l'apport de polluants et de poussières de l'extérieur. A l'intérieur des datacenters, la configuration la plus adoptée est celle d'installer les baies sur une allée. On obtient ainsi une succession d'allées chaudes et d'allées froides. L'inconvénient majeur de cette configuration se résume dans la présence des phénomènes de recirculation et de by-pass. Le confinement se présente comme l'une des solutions à ces phénomènes. Ces différentes solutions ont été adoptées au niveau de notre bâtiment exothermique pour les travaux expérimentaux.

On a également introduit dans ce chapitre 1 les différents modèles utilisés dans la littérature pour étudier les datacenters. Les modèles simplifiés se distinguent par leur besoin modéré de ressources de calculs. Cependant, les modèles « multizones » caractérisant les datacenters ne sont pas nombreux.

Les travaux expérimentaux dans le chapitre 2 ont été réalisés sur un bâtiment exothermique avec une dissipation de puissance à l'intérieur et un refroidissement assuré uniquement par une circulation d'air dans la veine extérieure. Les résultats ont montré l'intérêt du refroidissement par free cooling indirect même en absence d'une circulation d'air à l'intérieur. En parallèle, un modèle numérique a été implémenté sur TRNSYS/TRNFLOW afin de simuler la réponse thermique et aéraulique du bâtiment. Ce modèle a été validé par la confrontation de simulations numériques à des évolutions mesurées de températures sans et avec free cooling.

Le chapitre 3 a été dédié à plusieurs tests expérimentaux menés suite à la réalisation de modifications conséquentes sur le bâtiment exothermique. Une circulation de l'air en circuit fermé a été introduite à l'intérieur pour refroidir les baies par un flux d'air traversant. Les baies utilisées ont été configurées d'une façon afin de se rapprocher du fonctionnement thermique réel. Les premiers tests réalisés d'abord avec une seule baie ont montré l'intérêt du confinement pour réduire les phénomènes de recirculation et de by-pass. Même si des problèmes d'étanchéité au niveau des parois de confinement ont été relevés. Des tests expérimentaux ont ensuite été réalisés avec trois baies installées côte à côte. Cette configuration a permis de reproduire un fonctionnement similaire à celui d'un datacenter. L'étude de l'incidence des paramètres opératoires sur l'efficacité énergétique de l'installation a montré la nécessité de réduire la consommation électrique des ventilateurs. Ce dernier point serait réalisable par deux voies : en réduisant les débits d'air notamment quand la température extérieure baisse ou en élargissant les trappes d'entrées et de sorties d'air afin de réduire la perte de charge dans le circuit aéraulique.

Le dernier chapitre a été consacré à l'étude numérique du refroidissement d'une baie au sein du bâtiment. Un premier modèle a été développé pour modéliser uniquement la baie composée de deux racks avec un flux d'air traversant. Une étude paramétrique a été réalisée avec ce modèle sur le débit d'air de reprise. Cela a permis de définir les fuites d'air notamment au niveau des parois de confinement et également de retrouver la puissance évacuée par la circulation d'air intérieur. Ce modèle de baie a ensuite été couplé au modèle du bâtiment. La confrontation de simulation à des mesures pour différents scénarios a montré la pertinence de la démarche globale.

Cette thèse constitue une première étape pour disposer d'un outil expérimental et numérique pour l'étude d'un petit bâtiment avec un usage d'un datacenter. Différentes perspectives se dégagent :

- Simulations de scénarios réels de fonctionnement d'une baie (variations temporelles des puissances et débits).
- Etendre le modèle numérique afin de simuler un centre de données.
- Exploiter le modèle pour améliorer la conception et le pilotage de l'installation.

6 Références

[1] J. Collins, Efficiency and Density-Boosting Upgrades for the Modern Data Center, (2013).

[2] K. Ebrahimi, G.F. Jones, A.S. Fleischer, A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities, Renew. Sustain. Energy Rev. 31 (2014) 622–638.

[3] H. Zhang, S. Shao, H. Xu, H. Zou, C. Tian, Free cooling of data centers: A review, Renew. Sustain. Energy Rev. 35 (2014) 171–182.

[4] D. Nortershauser, S. Le Masson, J. Gautier, Exothermal building, 2010.

[5] H.S. Sun, S.E. Lee, Case study of data centers' energy performance, Energy Build. 38 (2006) 522–533.

[6] W.H. Whitted, G. Aigner, Modular data center, US7278273 B1, 2007.

[7] S. Le Masson, D. Nörtershäuser, B. Deddy, P. Glouannec, Thermal model for data centre cooling, in: Telecommun. Energy Conf. INTELEC 2011 IEEE 33rd Int., IEEE, 2011: pp. 1–6.

[8] K. Kant, Data center evolution, Comput. Netw. 53 (2009) 2939–2965.

[9] J.B. Marcinichen, J.A. Olivier, J.R. Thome, On-chip two-phase cooling of datacenters: Cooling system and energy recovery evaluation, Appl. Therm. Eng. 41 (2012) 36–51.

[10] R. Brown, others, Report to congress on server and data center energy efficiency: Public law 109-431, Lawrence Berkeley Natl. Lab. (2008).

[11] J. Rambo, Y. Joshi, Modeling of data center airflow and heat transfer: State of the art and future trends, Distrib. Parallel Databases. 21 (2007) 193–225.

[12] N.W. Rolander, An Approach for the Robust Design of Data Center Server Cabinets, (2005).

[13] A. Almoli, A. Thompson, N. Kapur, J. Summers, H. Thompson, G. Hannah, Computational fluid dynamic investigation of liquid rack cooling in data centres, Appl. Energy. 89 (2012) 150–155.

[14] Y. Fulpagare, A. Bhargav, Advances in data center thermal management, Renew. Sustain. Energy Rev. 43 (2015) 981–996.

[15] J. Koomey, Growth in data center electricity use 2005 to 2010, Rep. Anal. Press Complet. Req. N. Y. Times. (2011).

[16] J. Mitchell-Jackson, J.G. Koomey, M. Blazek, B. Nordman, National and regional implications of internet data center growth in the US, Resour. Conserv. Recycl. 36 (2002) 175–185.

[17] NRDC : Data Center Efficiency Assessment, (2014).

[18] P. Harriet, Energy efficient data centres, Alliance Trust Invest. (2013).

[19] Smart 2020 : Enabling the low carbon economy in the information age, Climate Groupe, 2008.

[20] D. Anderson, J. Dykes, E. Riedel, More Than an Interface-SCSI vs. ATA., in: FAST, 2003: p. 3.

[21] J. VERGE, What Will The Data Center of 2025 Look Like?, Data Cent. Knowl. (2014).

[22] J. Pouchet, I. Bitterlin, Data Center Density: Will it soar or stall?, (2015).

[23] T. ASHRAE, 9.9 (2011) Thermal guidelines for data processing environments–expanded data center classes and usage guidance, Whitepaper Prep. ASHRAE Tech. Comm. TC. 9 (2011).

[24] H.M. Daraghmeh, C.-C. Wang, A review of current status of free cooling in datacenters, Appl. Therm. Eng. 114 (2017) 1224–1239.

[25] D. Nortershauser, J. Gautier, S. Le Masson, A step towards green datacenters: Enlarging climatic ranges; studying the effects of the building, in: Telecommun. Energy Conf. 2008 INTELEC 2008 IEEE 30th Int., 2008: pp. 1–5.
[26] N. Wang, J. Zhang, X. Xia, Energy consumption of air conditioners at different temperature set points, Energy Build. 65 (2013) 412–418.
[27] D. Quirk, M. Patterson, AB-10-C021 The" Right" Temperature in Datacom Environments, ASHRAE Trans. 116 (2010) 192.
[28] M.K. Patterson, The effect of data center temperature on energy efficiency, in: IEEE, 2008: pp. 1167–1174.
[29] D.L. Beaty, D. Quirk, De-Risking Data Center Temperature Increases, Part 1, ASHRAE J. 58 (2016) 74–82.
[30] D.L. Beaty, D. Quirk, De-Risking Data Center Temperature Increases, Part 2, ASHRAE Journal, vol. 58, no. 3 , 2016.
[31] S.F. Hassan, M. Ali, U. Perwez, A. Sajid, Free Cooling Investigation of RCMS Data Center, Energy Procedia. 75 (2015) 1249–1254.
[32] H. Rong, H. Zhang, S. Xiao, C. Li, C. Hu, Optimizing energy consumption for data centers, Renew. Sustain. Energy Rev. 58 (2016) 674–691.
[33] J. Shuja, S.A. Madani, K. Bilal, K. Hayat, S.U. Khan, S. Sarwar, Energy-efficient data centers, Computing. 94 (2012) 973–994.
[34] ASHRAE, IT Equipment Thermal Management and Controls, (2012).
[35] E. Pakbaznia, M. Pedram, Minimizing data center cooling and server power costs, in: ACM, 2009: pp. 145–150.
[36] Harmonizing Global Metrics for Data Center Energy Efficiency, (2014).
[37] G. Grid, The Green Grid data center power efficiency metrics: PUE and DCiE, Green Grid Rep. (2007).
[38] ETSI - Welcome to the World of Standards, ETSI. (n.d.).
[39] J. Ni, X. Bai, A review of air conditioning energy performance in data centers, Renew. Sustain. Energy Rev. 67 (2017) 625–640.
[40] Efficacité : nos bonnes pratiques – Centres de données Google, (n.d.).
[41] Datacenters et développement durable : Etat de l'art et perspectives, (2011).
[42] F. Douchet, Optimisation énergétique de data centers par utilisation de liquides pour le refroidissement des baies informatiques, Université de Bretagne Sud Lorient, 2015.
[43] S. Zimmermann, I. Meijer, M.K. Tiwari, S. Paredes, B. Michel, D. Poulikakos, Aquasar: A hot water cooled data center with direct energy reuse, Energy. 43 (2012) 237–245.
[44] T. Brunschwiler, B. Smith, E. Ruetsche, B. Michel, Toward zero-emission data centers through direct reuse of thermal energy, IBM J. Res. Dev. 53 (2009) 11:1-11:13.
[45] M.-H. Kim, S.-W. Ham, J.-S. Park, J.-W. Jeong, Impact of integrated hot water cooling and desiccant-assisted evaporative cooling systems on energy savings in a data center, Energy. 78 (2014) 384–396.
[46] C. Nadjahi, H. Louahlia, A. Conte, S.L. Masson, Passive cooling and thermal management in data centers, in: 2017 IEEE Int. Telecommun. Energy Conf. INTELEC, 2017: pp. 85–90.
[47] M. DUMINIL, J.-P. DOMBLIDES, Théorie des machines frigorifiques - Généralités, Tech. Ing. Réf BE9730 V1. (2012).
[48] J. Kaiser, Survey results: Data center economizer use, Green Grid Rep. (2011).
[49] T. Harvey, M. Patterson, J. Bean, Updated air-side free cooling maps: The impact of ASHRAE 2011 allowable ranges, Green Grid Rep. 46 (2012).
[50] J. Niemann, J. Bean, V. Avelar, Economizer modes of data center cooling systems, Schneider Electr. Data Cent. Sci. Cent. Whitepaper. (2011).

[51] D. Atwood, J.G. Miner, Reducing data center cost with an air economizer, White Pap. Intel Corp. (2008).
[52] S.-W. Ham, M.-H. Kim, B.-N. Choi, J.-W. Jeong, Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center, Appl. Energy. 138 (2015) 258–275.
[53] S. Le Masson, D. Nortershauser, Complex wall for indirect freecooling in datacentres, in: Telecommun. Energy Conf. INTELEC 2012 IEEE 34th Int., 2012: pp. 1–6.
[54] D. Nörtershäuser, S. Le Masson, Using phase change materials and efficient coldless air conditioning systems to optimize the heat management in telecom shelters, in: Telecommun. Energy Conf. 2007 INTELEC 2007 29th Int., 2007: pp. 714–718.
[55] R.F. Sullivan, others, Alternating cold and hot aisles provides more reliable cooling for server farms, Uptime Inst. (2000) 1–2.
[56] K. Zhang, X. Zhang, S. Li, X. Jin, Experimental study on the characteristics of supply air for UFAD system with perforated tiles, Energy Build. 80 (2014) 1–6.
[57] Macy's Systems and Technology Saves Energy in Our Data Centers, Macys Green Living. (2015).
[58] C. Gaskins, Data Center Efficiency: The Benefits of RCI & RTI (Part 2 of 3), (n.d.).
[59] R.K. Sharma, C.E. Bash, C.D. Patel, Dimensionless parameters for evaluation of thermal design and performance of large-scale data centers, in: 8th ASMEAIAA Jt. Thermophys. Heat Transf. Conf., 2002: pp. 1–1.
[60] M.K. Herrlin, Airflow and cooling performance of data centers: two performance metrics, ASHRAE Trans. 114 (2008).
[61] T. Lu, X. Lü, M. Remes, M. Viljanen, Investigation of air management and energy performance in a data center in Finland: Case study, Energy Build. 43 (2011) 3360–3372.
[62] X. Zhang, T. Lindberg, N. Xiong, V. Vyatkin, A. Mousavi, Cooling Energy Consumption Investigation of Data Center IT Room with Vertical Placed Server, Energy Procedia. 105 (2017) 2047–2052.
[63] S. O'Donnell, Why do we try and keep columns of air in separate vertical columns - working against the laws of physics?, Hot Aisle. (2009).
[64] J. Niemann, K. Brown, V. Avelar, Hot-Aisle vs. Cold-Aisle Containment for Data Centers, Am. Power Convers. West Kingston RI White Pap. (2010).
[65] S.A. Nada, K.E. Elfeky, Experimental investigations of thermal managements solutions in data centers buildings for different arrangements of cold aisles containments, J. Build. Eng. 5 (2016) 41–49.
[66] J. Niemann, K. Brown, V. Avelar, Impact of hot and cold aisle containment on data center temperature and efficiency, Schneider Electr. Data Cent. Sci. Cent. White Pap. 135 (2011) 1–14.
[67] B. Muralidharan, S.K. Shrivastava, M. Ibrahim, S.A. Alkharabsheh, B.G. Sammakia, Impact of Cold Aisle Containment on Thermal Performance of Data Center, (2013) V002T09A016.
[68] M.G. Davies, Building heat transfer, John Wiley & Sons, 2004.
[69] J.A. Palyvos, A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling, Appl. Therm. Eng. 28 (2008) 801–808.
[70] G. Lefebvre, Comportement thermique dynamique des bâtiments: simulation et analyse, Tech. L'Ingénieur Traité Génie Énergétique B. 2 (1994) 041.
[71] M. Grosso, D. Marino, E. Parisi, A Wind Pressure Distribution Calculation Program For Multizone Akflow Models, (1995).
[72] M. Musy, Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments, La Rochelle, 1999.

[73] J.-B. Saulnier, A. Alexandre, La modélisation thermique par la méthode nodale: ses principes, ses succès et doses limites, Rev. Générale Therm. 24 (1985) 363–372.
[74] J.L. Auger, A. Alexandre, J. Martinet, Fonctionnement de capteurs solaires plans en régime variable, Rev. Générale Therm. 239 (1981) l–824.
[75] A.J. Chapman, Heat Transfer, 1984, Macmillan, New York, n.d.
[76] H. Boyer, J.P. Chabriat, B. Grondin-Perez, C. Tourrand, J. Brau, Thermal building simulation and computer generation of nodal models, Build. Environ. 31 (1996) 207–214.
[77] F. Douchet, D. Nortershauser, S. Le Masson, P. Glouannec, Experimental and numerical study of water-cooled datacom equipment, Appl. Therm. Eng. 84 (2015) 350–359.
[78] J. Brau, J.-J. ROUX, P. Depecker, J. Croizier, A. Gaignou, R. Finas, Micro-informatique et comportement thermique des bâtiments en régime dynamique: CODYBA, Génie Clim. (1987) 15–23.
[79] U. of W.-M.S.E. Laboratory, S.A. Klein, TRNSYS, a transient system simulation program, Solar Energy Laborataory, University of Wisconsin–Madison, 1979.
[80] D.B. Crawley, L.K. Lawrie, F.C. Winkelmann, W.F. Buhl, Y.J. Huang, C.O. Pedersen, R.K. Strand, R.J. Liesen, D.E. Fisher, M.J. Witte, others, EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program, Energy Build. 33 (2001) 319–331.
[81] V. Dorer, A. Weber, Air, contaminant and heat transport models: integration and application, Energy Build. 30 (1999) 97–104.
[82] F. Allard, V. Dorer, H.E. Feustel, E.R. Garcia, M. Grosso, M.K. Herrlin, L. Mingsheng, J.C. Phaff, Y. Utsumi, H. Yoshino, Fundamentals of the multizone air flow model-COMIS., Air Infiltration and Ventilation Centre Coventry, UK, 1990.
[83] T. Hong, S.K. Chou, T.Y. Bong, Building simulation: an overview of developments and information sources, Build. Environ. 35 (2000) 347–361.
[84] J. Sousa, Energy Simulation Software for Buildings: Review and Comparison, Inf. Technol. Energy Appl. Lisbone Port. (2012).
[85] Z.J. Zhai, Q.Y. Chen, Performance of coupled building energy and CFD simulations, Energy Build. 37 (2005) 333–344.
[86] B. Durand-Estebe, C. Le Bot, J.N. Mancos, E. Arquis, Simulation of a temperature adaptive control strategy for an IWSE economizer in a data center, Appl. Energy. 134 (2014) 45–56.
[87] M. Barbason, La simulation thermo-aéraulique du bâtiment : Validation et développement d'une approche couplée CFD-Multizone pour l'étude de la modélisation du phénomène de surchauffe estivale en Belgique, Université de Liège, Liège, Belgique, 2015.
[88] B. Deddy, Conception thermique d'une paroi complexe de datacentre pour une optimisation énergétique, Université européenne de Bretagne, 2012.
[89] E. Massaguer, A. Massaguer, L. Montoro, J.R. Gonzalez, Development and validation of a new TRNSYS type for the simulation of thermoelectric generators, Appl. Energy. 134 (2014) 65–74.
[90] S.N. Al-Saadi, Z. (John) Zhai, A new validated TRNSYS module for simulating latent heat storage walls, Energy Build. 109 (2015) 274–290.
[91] S.A. Kalogirou, Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid pv–thermal solar system for Cyprus, Renew. Energy. 23 (2001) 247–260.
[92] F. Bava, S. Furbo, Development and validation of a detailed TRNSYS-Matlab model for large solar collector fields for district heating applications, Energy. (2017).

[93] T. Sokhansefat, D. Mohammadi, A. Kasaeian, A.R. Mahmoudi, Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran, Energy Convers. Manag. 148 (2017) 339–351.
[94] M.-H. Kim, J.-Y. Park, M.-K. Sung, A.-S. Choi, J.-W. Jeong, Annual operating energy savings of liquid desiccant and evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system, Energy Build. 76 (2014) 538–550.
[95] M. Liu, W. Saman, F. Bruno, Computer simulation with TRNSYS for a mobile refrigeration system incorporating a phase change thermal storage unit, Appl. Energy. 132 (2014) 226–235.
[96] C. Flory-Celini, Modélisation et positionnement de solutions bioclimatiques dans le bâtiment résidentiel existant, Université Lyon 1 Claude Bernard, 2008.
[97] A. Weber, M. Koschenz, V. Dorer, M. Hiller, S. Holst, TRNFLOW, a new tool for the modeling of heat, air and pollutant transport in buildings within TRNSYS, in: Proc 7-Th IBPSA Conf., 2003: pp. 1363–1368.
[98] H. Elarga, A. Zarrella, M. De Carli, Dynamic energy evaluation and glazing layers optimization of façade building with innovative integration of PV modules, Energy Build. 111 (2016) 468–478.
[99] C. Aparicio-Fernández, J.-L. Vivancos, P. Ferrer-Gisbert, R. Royo-Pastor, Energy performance of a ventilated façade by simulation with experimental validation, Appl. Therm. Eng. 66 (2014) 563–570.
[100] F.P. López, R.L. Jensen, P. Heiselberg, M. Ruiz de Adana Santiago, Experimental analysis and model validation of an opaque ventilated facade, Build. Environ. 56 (2012) 265–275.
[101] M. Haase, F. Marques da Silva, A. Amato, Simulation of ventilated facades in hot and humid climates, Energy Build. 41 (2009) 361–373.
[102] A. Fluent, Ansys fluent theory guide, ANSYS Inc USA. 15317 (2011) 724–746.
[103] A.B. Comsol, COMSOL multiphysics user's guide, Version Sept. 10 (2005) 333.
[104] Real-Time Data Center Cooling Analysis, Electron. Cool. (2011).
[105] J. Cho, T. Lim, B.S. Kim, Measurements and predictions of the air distribution systems in high compute density (Internet) data centers, Energy Build. 41 (2009) 1107–1115.
[106] J. Cho, B.S. Kim, Evaluation of air management system's thermal performance for superior cooling efficiency in high-density data centers, Energy Build. 43 (2011) 2145–2155.
[107] N.M.S. Hassan, M.M.K. Khan, M.G. Rasul, Temperature Monitoring and CFD Analysis of Data Centre, Procedia Eng. 56 (2013) 551–559.
[108] C. Gao, Z. Yu, J. Wu, Investigation of Airflow Pattern of a Typical Data Center by CFD Simulation, Energy Procedia. 78 (2015) 2687–2693.
[109] S.A. Nada, M.A. Said, M.A. Rady, Numerical investigation and parametric study for thermal and energy management enhancements in data centers' buildings, Appl. Therm. Eng. 98 (2016) 110–128.
[110] S.A. Nada, M.A. Said, Effect of CRAC units layout on thermal management of data center, Appl. Therm. Eng. 118 (2017) 339–344.
[111] L. Silva-Llanca, A. Ortega, K. Fouladi, M. del Valle, V. Sundaralingam, Determining wasted energy in the airside of a perimeter-cooled data center via direct computation of the Exergy Destruction, Appl. Energy. 213 (2018) 235–246.
[112] J. Cho, T. Lim, B.S. Kim, Viability of datacenter cooling systems for energy efficiency in temperate or subtropical regions: Case study, Energy Build. 55 (2012) 189–197.
[113] L. Phan, C.-X. Lin, A multi-zone building energy simulation of a data center model with hot and cold aisles, Energy Build. 77 (2014) 364–376.

[114] V. Depoorter, E. Oró, J. Salom, The location as an energy efficiency and renewable energy supply measure for data centres in Europe, Appl. Energy. 140 (2015) 338–349.
[115] A. Carbó, E. Oró, J. Salom, M. Canuto, M. Macías, J. Guitart, Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres, Energy Convers. Manag. 112 (2016) 135–145.
[116] E. Oró, M. Codina, J. Salom, Energy model optimization for thermal energy storage system integration in data centres, J. Energy Storage. 8 (2016) 129–141.
[117] A. Agrawal, M. Khichar, S. Jain, Transient simulation of wet cooling strategies for a data center in worldwide climate zones, Energy Build. 127 (2016) 352–359.
[118] E. Oró, A. Garcia, J. Salom, Experimental and numerical analysis of the air management in a data centre in Spain, Energy Build. 116 (2016) 553–561.
[119] S.K. Shrivastava, B.G. Sammakia, R. Schmidt, M. Iyengar, J.W. VanGilder, Experimental-Numerical Comparison for a High-Density Data Center: Hot Spot Heat Fluxes in Excess of 500 W/FT2, in: Tenth Intersoc. Conf. Therm. Thermomechanical Phenom. Electron. Syst. 2006 ITHERM 06, 2006: pp. 402–411.
[120] V. Zavřel, M. Barták, J.L. Hensen, Simulation of a data center cooling system in an emergency situation, Future. 1 (2014).
[121] R. American Society of Heating, A.-C.E.T.G. on E.R. for Heating, Cooling, M. Lokmanhekim, Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerized Energy Calculations: algorithms for Building Heat Transfer Sub Routines, ASHRAE, 1971.
[122] M.G. Emmel, M.O. Abadie, N. Mendes, New external convective heat transfer coefficient correlations for isolated low-rise buildings, Energy Build. 39 (2007) 335–342.
[123] M. Grosso, D. Marino, E. Parisi, A Wind Pressure Distribution Calculation Program For Multizone Akflow Models, (1995).
[124] M. Martin, P. Berdahl, Characteristics of infrared sky radiation in the United States, Sol. Energy. 33 (1984) 321–336.
[125] A. Handbook, others, Fundamentals, Am. Soc. Heat. Refrig. Air Cond. Eng. Atlanta. 111 (2001).
[126] D.G. Stephenson, G.P. Mitalas, Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layers slabs, Air Cond Engrs TransUnited States. 77 (1971).
[127] B. Delcroix, M. Kummert, A. Daoud, M. Hiller, Improved conduction transfer function coefficients generation in TRNSYS multizone building model, in: Proc. 13th Conf. Int. Build. Perform. Simul. Assoc., 2013: pp. 2667–2674.
[128] TRNFLOW A module of an air flow network for coupled simulation with TYPE 56 (multi-zone building of TRNSYS), (2009).
[129] M. Orme, M.W. Liddament, A. Wilson, Numerical data for air infiltration and natural ventilation calculations, (1998).
[130] D. Garday, J. Housley, Thermal storage system provides emergency data center cooling, White Pap. Intel Inf. Technol. Intel Corp. (2007).

7 Annexe

Sommaire

7.1 Modélisation thermique et aéraulique 109
7.1.1 Modélisation thermique 109
7.1.2 Modélisation aéraulique 109
7.2 Caractéristiques du bâtiment exothermique 111
7.2.1 Environnement du bâtiment 111
7.2.2 Cloisons intérieures du bâtiment 111
7.2.3 Surface des murs 111
7.2.4 Caractéristiques des parois 112
7.3 Conductance du bâtiment 113
7.3.1 Résistances thermiques des parois 113
7.3.2 Conductance du bâtiment 113
7.3.3 Profils des températures dans les parois 114
7.4 Etude de sensibilité numérique 115
7.4.1 Etude sans circulation d'air dans la veine extérieure 115
7.4.2 Étude numérique avec circulation d'air dans la veine extérieure 116
7.5 Etudes expérimentales complémentaires d'une baie refroidie par free cooling 117
7.5.1 Effet de la canalisation du flux d'air à l'entrée du rack 117
7.5.2 Puissance consommée par les ventilateurs centrifuges 117
7.5.3 Effet du débit d'air traversant les racks dans le cas d'une seule baie 118
7.5.4 Arrêt des ventilateurs dans le cas d'une seule baie 121

7.1 Modélisation thermique et aéraulique

7.1.1 Modélisation thermique

La méthode des coefficients de fonction de transfert est utilisée dans Trnsys pour la modélisation de la conduction transitoire 1-D à travers les parois d'un local. Cette méthode a été introduite par Mitalas et Stephenson [126]. La méthode est basée sur le calcul des flux de chaleurs sur la paroi interne et externe (Figure 7.1) :

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{bs}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{cs}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{bs}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{cs}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k$$

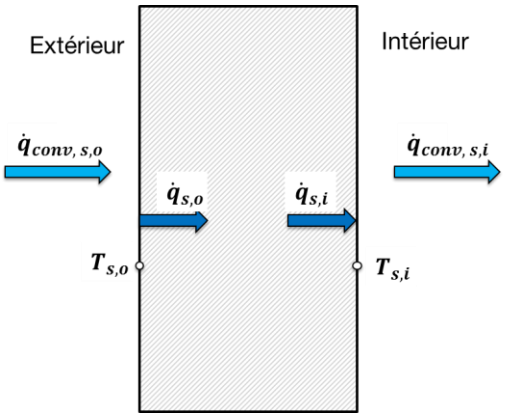


Figure 7.1 : Flux de chaleurs et températures des surfaces

Les coefficients $a_s, b_s, c_s \; et \; d_s$ permettent de décrire le comportement dynamique d'une paroi. La méthode de génération de ces coefficients utilisée dans la suite Trnbuild a été décrite dans la littérature [127].

7.1.2 Modélisation aéraulique

7.1.2.1 Types de nœuds dans TrnFlow

Il existe 4 types de nœuds sous trnflow :

- les Nœuds thermiques qui sont des températures de Trnsys.
- les Nœuds auxiliaires utilisés dans les systèmes de ventilation qui peuvent être une température définie par l'utilisateur ou calculée par le programme par une relation de la forme :

$$T_{mj} = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i \dot{m}_{ji}}{\sum_{i=1}^{n} \dot{m}_{ji}}$$

- les Nœuds externes pour prendre en compte la pression à l'extérieur du bâtiment (pression calculée en fonction de la vitesse et de l'orientation du vent).

7.1.2.2 Types de connexions aérauliques

Le réseau aéraulique est constitué de différents types de connexions (fissures, conduites, grandes ouvertures, etc.) [128]. Chaque type de connexion est caractérisé par une loi pour calculer le débit en fonction de la différence de pression.

Pour les fissures le débit d'air est calculé par la relation : $\dot{m} = Cs.(\Delta P)^n$

Les valeurs de Cs et n sont données par Orme [129]. Par exemple pour un mur, Cs = $1{,}8.10^{-8}$ et n = 0,6.

Pour le débit massique dans les conduites, une relation de la forme suivante est utilisée :

$$\dot{m} = A\sqrt{\frac{\Delta P.2\rho}{\frac{\lambda}{d}+\xi}}$$

Avec : A : Section de la conduite (m²), d : Diamètre hydraulique (m), ρ : Densité (kg/m3),

$\boldsymbol{\lambda}$: Facteur de friction et ξ : Coefficient de perte dynamique.

Pour les ventilateurs, les conditions sont données par l'utilisateur à partir des données du constructeur. Si la vitesse du ventilateur ou la densité de l'air sont différentes, ces équations seront utilisées pour recalculer les données actuelles :

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2\frac{N_1}{N_2}$$

$$\Delta P_1 = \Delta P_2\left(\frac{N_1}{N_2}\right)\frac{\rho_1}{\rho_2}$$

Enfin, les grandes ouvertures peuvent être utilisées uniquement pour des écoulements horizontaux. Le débit traversant la grande ouverture varie en fonction de la hauteur. Le débit du nœud 1 au nœud 2 est :

$$\boldsymbol{\dot{m}_{12} = C_d\int_0^H \sqrt{2.\rho(z).f_{12}(z)}\,.W(z).dz}$$

Avec : $f_{12}(z) = \begin{cases} \Delta P(z) & ,si\ \Delta P(z) > 0 \\ 0 & ,si\ \Delta P(z) < 0 \end{cases}$

Le débit du nœud 2 au nœud 1 est

$$\boldsymbol{\dot{m}_{21} = C_d\int_0^H \sqrt{2.\rho(z).f_{21}(z)}\,.W(z).dz}$$

Avec : $f_{21}(z) = \begin{cases} 0 & ,si\ \Delta P(z) > 0 \\ -\Delta P(z) & ,si\ \Delta P(z) < 0 \end{cases}$

Avec : C_d : Coefficient d'écoulement qui dépend de la forme de l'ouverture (des valeurs entre 0,61 et 0,98 peuvent être trouvées dans la littérature).

$W(z)$: Largeur de l'ouverture à la hauteur z, pour une ouverture rectangulaire : W(z)=W et H : Hauteur de l'ouverture.

On peut également renseigner directement une valeur de débit dans le cas où ce dernier est mesuré en fonction de la différence de pression.

7.2 Caractéristiques du bâtiment exothermique

7.2.1 Environnement du bâtiment

Le bâtiment est situé sur le site de Orange Labs à Lannion au nord-ouest de la France (48.76 de latitude, -3.45 de longitude et 91m d'altitude). La Figure 7.2 présente une vue aérienne de la zone.

Figure 7.2 : Vue aérienne du bâtiment

7.2.2 Cloisons intérieures du bâtiment

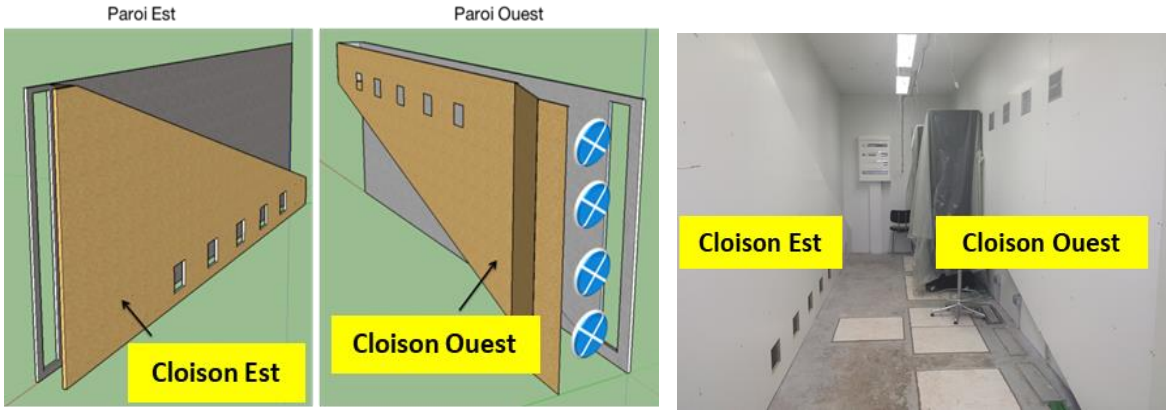


Figure 7.3 : Modification réalisée à l'intérieur du bâtiment sur les parois Est et Ouest

7.2.3 Surface des murs

Tableau 7.1 : Surfaces moyennes des différentes parois internes et externes (en m²)

	Horizontale	Verticale (est et ouest)	Verticale sud	Verticale nord
Plancher	15,7	/	/	/
Surfaces internes	/	20,8	5,3	5,3
Paroi métallique (surface totale paroi dépliée)	/	20,8 (réelle 62,69)	5,3 (réelle 16,41)	/
Parois externes	15,7 (moyenne)	22,44 (moyenne)	5,82 (moyenne)	/

7.2.4 Caractéristiques des parois

7.2.4.1 Propriétés thermo-optiques

Tableau 7.2 : Coefficient d'absorption solaire et émissivité dans l'infrarouge long

	Coef d'absorption solaire	Emissivité
Toit (feutre bitumé)	0,9	0,9
Murs (couleur claire)	0,5	0,9
Porte (Aluminium)	0,5	0,04

7.2.4.2 Propriétés thermo-physiques et épaisseurs

Tableau 7.3 : Propriétés thermo-physiques des parois

Parois	Matériaux	Epaisseur (cm)	Conductivité (W/m.K)	Masse volumique (kg/m^3)	Capacité thermique (J/kg.K)	U ($w/m^2.k$)
Murs extérieurs verticaux	Béton armé	8,5	1,80	2500	800	0,90
	polystyrène extrudé	4,5	0,044	25	1400	
	Plâtre	1	0,30	790	800	
Paroi métallique	Acier inoxydable	0,1	16	7900	510	-
Mélaminé	Bois mélaminé	1,5	0,14	1000	1880	9.33
Faux-plancher	Béton armé	13	1.8	2500	800	13.84
Toit	Béton armé	10	1,8	2500	800	0,48
	polystyrène extrudé	9	0,045	25	1400	
	Plâtre	1	0,30	790	800	

7.3 Conductance du bâtiment

7.3.1 Résistances thermiques des parois

Exemple de calcul de la résistance thermique dans l'une des parois (Sud-Ouest)

$$R_{paroi\ SO} = R_i + R_m + R_{ai} + R_{ae} + R_p + R_{pol} + R_b + R_e$$

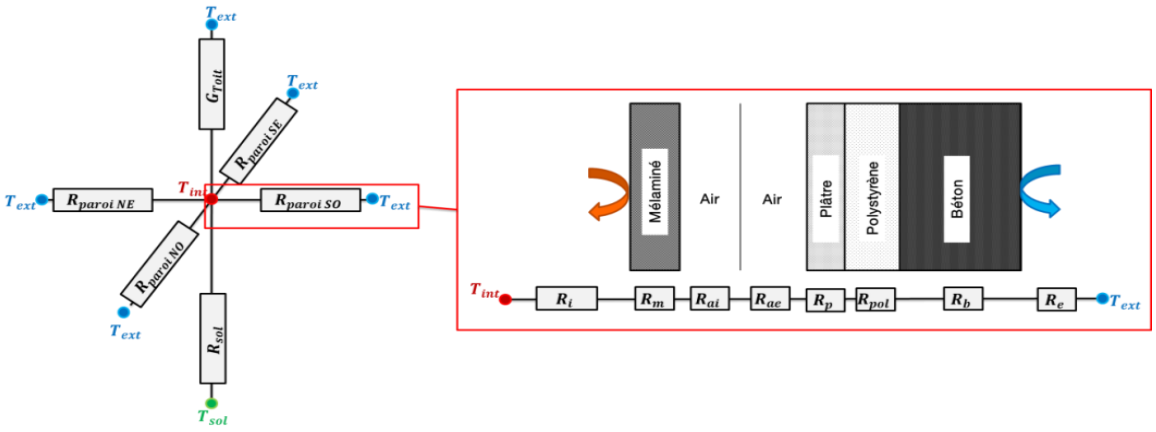


Figure 7.4 : Résistances thermiques du bâtiment sans vide sous plancher

7.3.2 Conductance du bâtiment

7.3.2.1 Calcul à partir des mesures

La conductance totale du bâtiment est estimée en régime quasi-stationnaire à partir des mesures de température intérieure et extérieure et de la puissance dissipée

La séquence de mesure avec brassage de l'air et sans free cooling du 26 au 31/05 est utilisée : $T_{\exp_int} = 32°C$ et $T_{\exp_ext} = 13°C$ et la puissance évacuée P = 1 kW.

$$P = U_{bat_total}\left(T_{\exp_int} - T_{\exp_ext}\right)$$

$$U_{bat_total} = \frac{P}{T_{\exp_int} - T_{\exp_ext}} = 52\ W.K^{-1}$$

7.3.2.2 Calcul à partir des résistances

La résistance thermique du bâtiment sans la prise en compte du vide sous-plancher est donnée par la relation suivante :

$$R_{bat} = \frac{1}{\frac{1}{R_{paroi\ NE}} + \frac{1}{R_{paroi\ SE}} + \frac{1}{R_{paroi\ SO}} + \frac{1}{R_{paroi\ NO}} + \frac{1}{R_{toit}}}$$

Vu que la température du sol est différente de la température de l'extérieur ($T_{sol} = 21°C$), alors on écrit :

$$P = \frac{1}{R_{bat}}(T_{int} - T_{ext}) + \frac{1}{R_{sol}}(T_{int} - T_{sol})$$

Donc :

$$P = U_{bat}(T_{int} - T_{ext}) + U_{sol}(T_{int} - T_{sol})$$

Avec :

$$U_{bat} = \frac{1}{R_{bat}} = 41{,}2\ W.K^{-1}$$

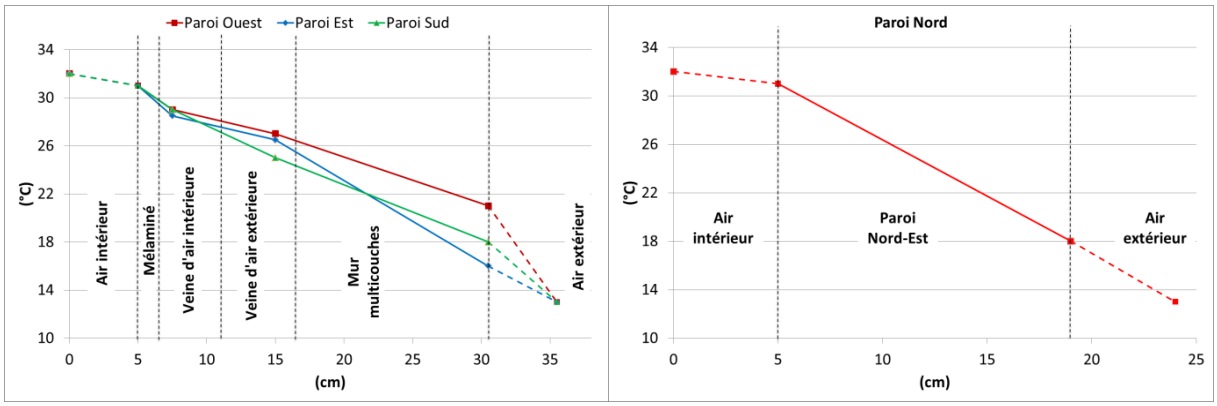
On obtient donc la conductance du sol :

$$U_{sol} = 10{,}40\ W.K^{-1}$$

7.3.3 Profils des températures dans les parois

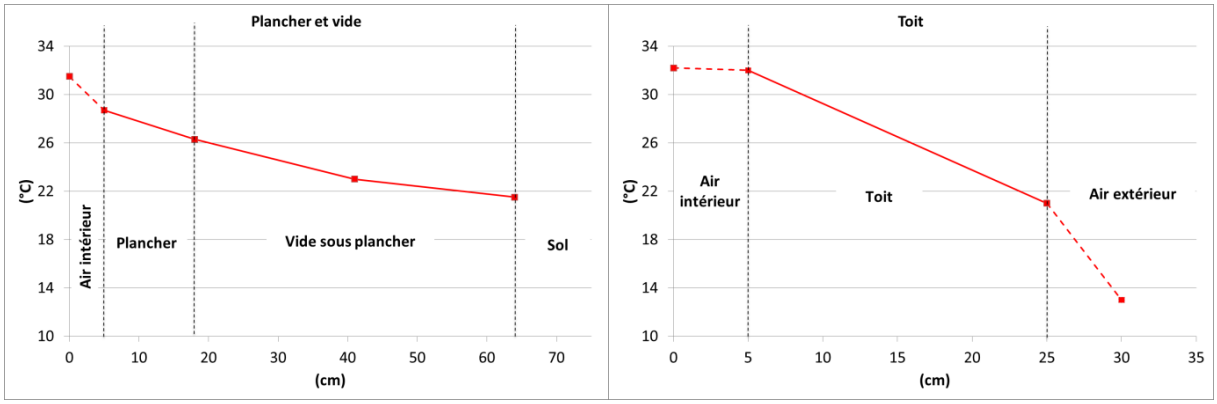
La Figure 7.5 présente le profil des températures dans les différentes parois pour la séquence de mesure avec brassage d'air à l'intérieur et sans free cooling entre le 26 et le 31/05

Les températures reportées pour chaque position sont des valeurs moyennes calculées pour une période allant du 24/05 au 31/05. On remarque que les températures des surfaces internes sont similaires. Et les températures d'air le long de la veine intérieure se rapprochent. Dans la veine d'air extérieure, la température du côté ouest est plus élevée à cause de l'ensoleillement reçu par cette paroi durant la deuxième partie de la journée (cela explique aussi la température surfacique externe qui est plus élevée sur cette paroi). Par contre, la température de l'air du côté sud est plus faible à cause de la présence d'ombrage sur cette façade. Pour cette orientation, l'écart de température entre la veine d'air intérieure et extérieure est plus important.



(a) (b)

Figure 7.5 : Profil des températures : (a) Paroi ouest, est et sud (b) Paroi nord



(a) (b)

Figure 7.6 : Profil des températures (a) Plancher et vide sous-plancher (b) toit

7.4 Etude de sensibilité numérique

L'étude de sensibilité du modèle numérique du bâtiment avec uniquement une circulation d'air extérieur est présentée dans cette partie. Les résultats numériques de l'étude de sensibilité sont comparés aux mesures réalisées entre le 20/05 et le 31/05 (sans free cooling).

7.4.1 Etude sans circulation d'air dans la veine extérieure

7.4.1.1 Influence de l'absorptivité solaire

La Figure 7.7 présente une confrontation entre les températures mesurées dans les surfaces extérieures et les températures numériques pour deux valeurs du coefficient d'absorptivité solaire. Une valeur d'absorptivité solaire de 0,5 permet d'obtenir des résultats plus proches des valeurs expérimentales notamment en mi-journées (pics de températures). Cette valeur est utilisée dans le modèle numérique présenté dans le chapitre 2.

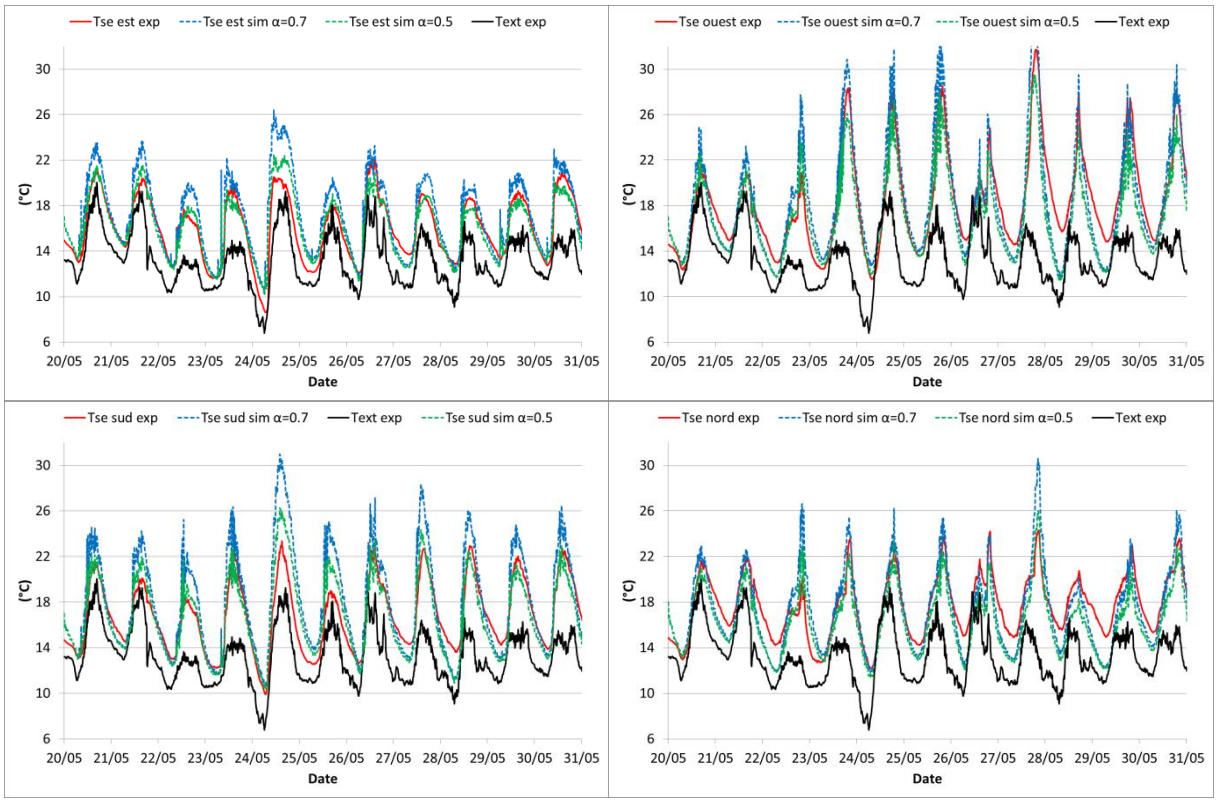


Figure 7.7 : Effet d'absorptivité sur les températures des surfaces extérieures verticales

7.4.1.2 Influence de l'émissivité

La Figure 7.9 et la Figure 7.9 présentent une confrontation entre les températures des surfaces extérieures mesurées et simulées pour deux émissivités différentes. De légères différences sont observées notamment sur la paroi Est et Sud. Une émissivité de 0,9 aboutit à une température calculée plus proche des mesures (la journée du 24/05 par exemple).

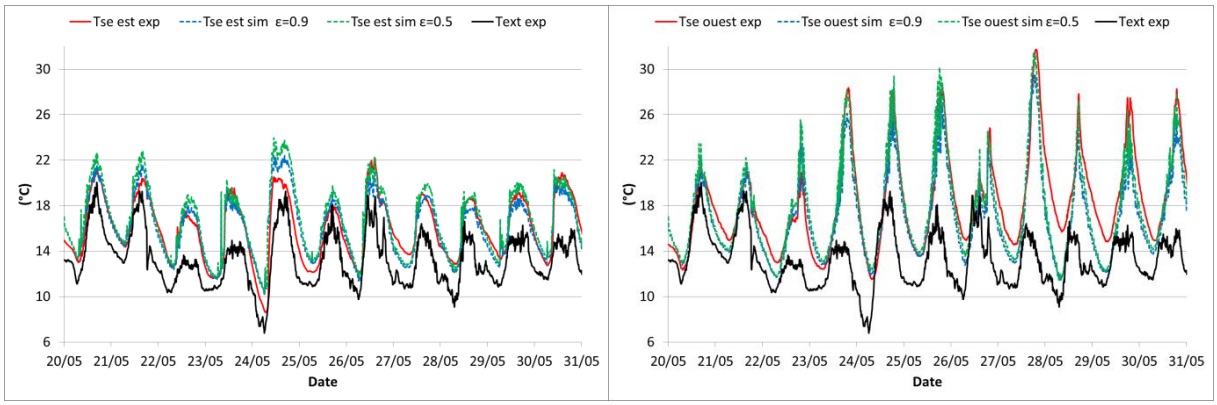


Figure 7.8 : Effet de l'émissivité sur les températures des surfaces extérieures verticales Est et Ouest

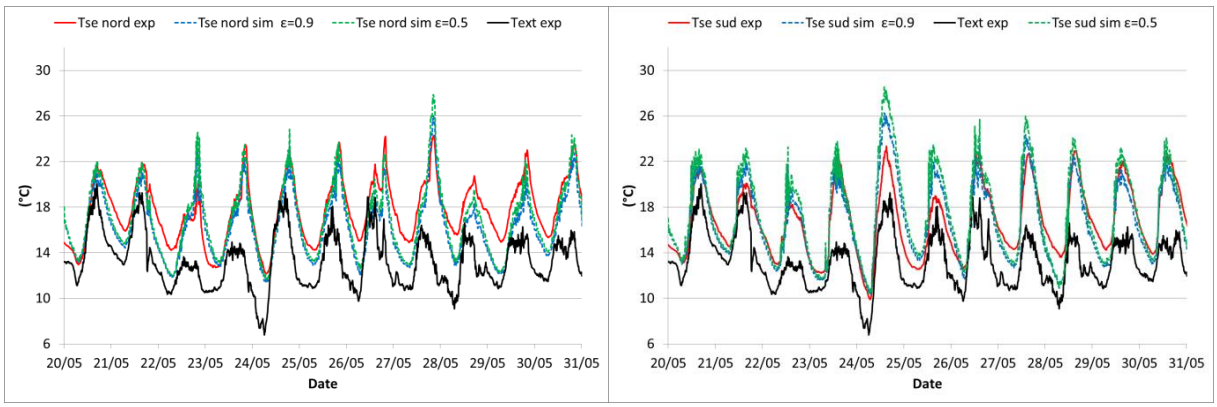


Figure 7.9 : Effet de l'émissivité sur les températures des surfaces extérieures verticales Nord et Sud

7.4.2 Étude numérique avec circulation d'air dans la veine extérieure

La Figure 7.10 présente une confrontation entre la simulation et l'expérience des températures surfaciques de la paroi nord et de la porte dans le cas avec circulation d'air dans la veine extérieure. L'écart reste inférieur à 2°C au niveau la paroi nord.

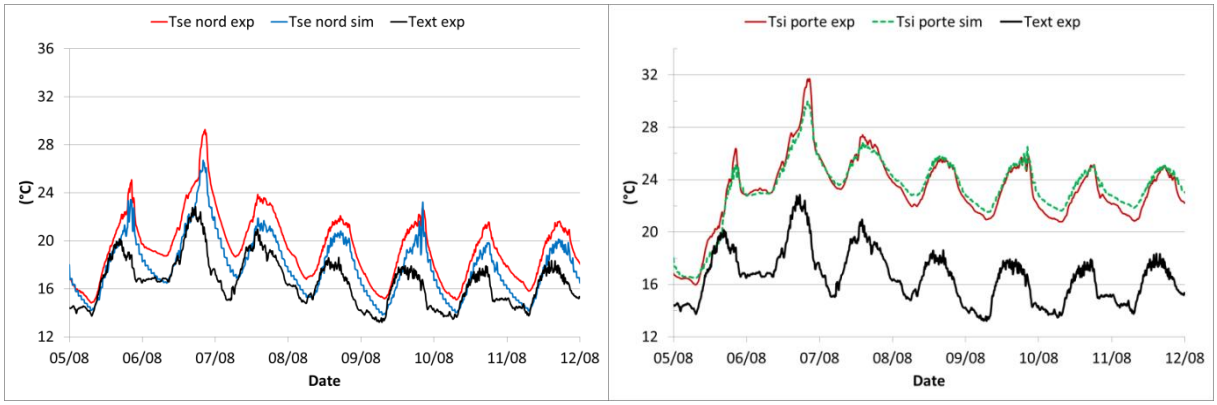


Figure 7.10 : Température de la surface extérieure nord et la surface intérieure de la porte

7.5 Etudes expérimentales complémentaires d'une baie refroidie par free cooling

Des études expérimentales complémentaires sont présentées dans cette annexe.

7.5.1 Effet de la canalisation du flux d'air à l'entrée du rack

L'objectif de ce test est d'étudier l'effet de canalisation d'air à l'entrée du rack sur la température des résistances. Deux racks sont utilisés. Dans le premier rack, l'air est canalisé à l'entrée vers les résistances chauffantes en utilisant un convergent. Pour le second rack, aucun convergent n'est installé.

La première partie du test est réalisé avec des ventilateurs de racks éteints (sans ventilation). Les températures de chaque résistance augmentent de la même manière et elles sont pratiquement équivalentes.

La deuxième partie du test est réalisé avec les ventilateurs en fonctionnement. L'effet du convergent est intéressant, il permet d'obtenir une différence de température de 20°C.

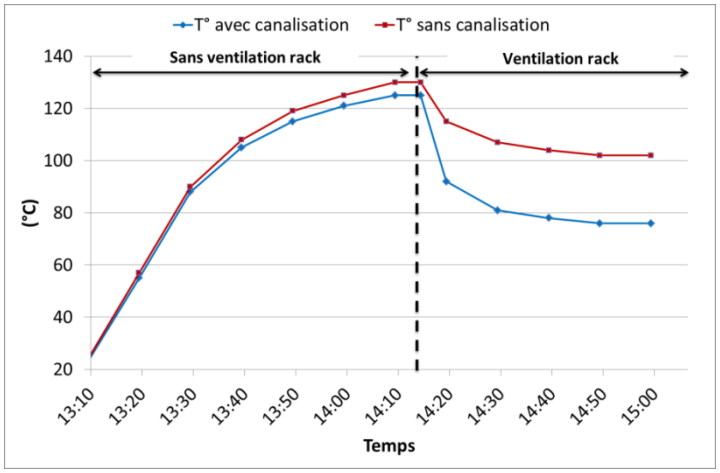


Figure 7.11 : Températures de deux résistances dans deux racks différents

7.5.2 Puissance consommée par les ventilateurs centrifuges

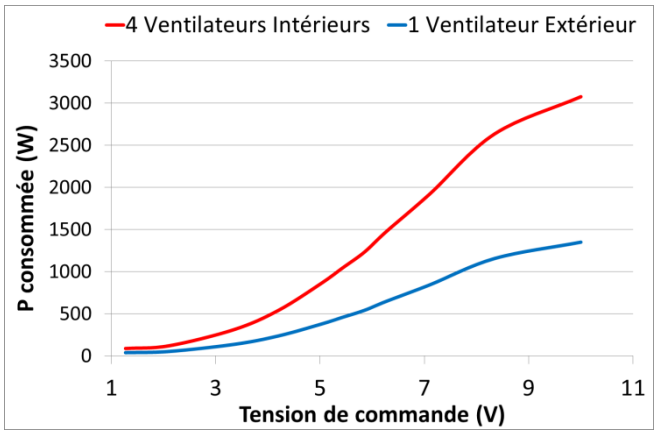


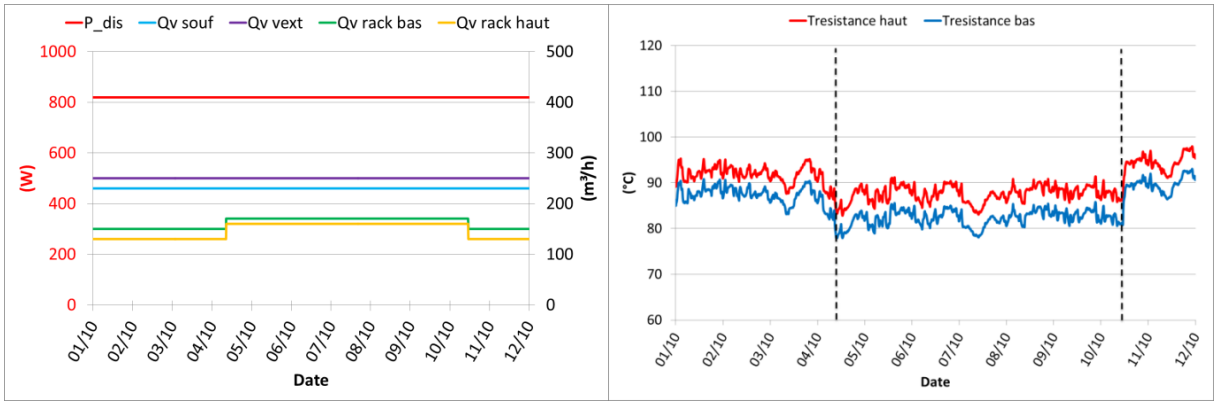
Figure 7.12 : Puissance consommée par les 4 ventilateurs centrifuges intérieurs ainsi que le ventilateur centrifuge extérieur

7.5.3 Effet du débit d'air traversant les racks dans le cas d'une seule baie

7.5.3.1 Paramètres opératoires et conditions climatiques

Cette étude est réalisée pour deux débits d'air traversant chaque rack (grâce aux ventilateurs de rack). Les autres paramètres opératoires sont constants (Figure 7.13.a). Le débit d'air traversant les racks est toujours supérieur au débit d'air au soufflage (entrée de baie).

L'augmentation du débit d'air traversant les racks favorise les échanges de chaleur convectifs ce qui se traduit par une diminution de la température des résistances chauffantes d'environ 10 °C (Figure 7.13.b).



(a) (b)

Figure 7.13 : (a) Protocole de test « puissance dissipée, débit de circulation extérieure, débit de circulation intérieure, débit d'air dans chaque rack » (b) Température de résistance de chaque rack

Les conditions climatiques (température extérieure, ensoleillement et données du vent) sont présentées à la Figure 7.14.

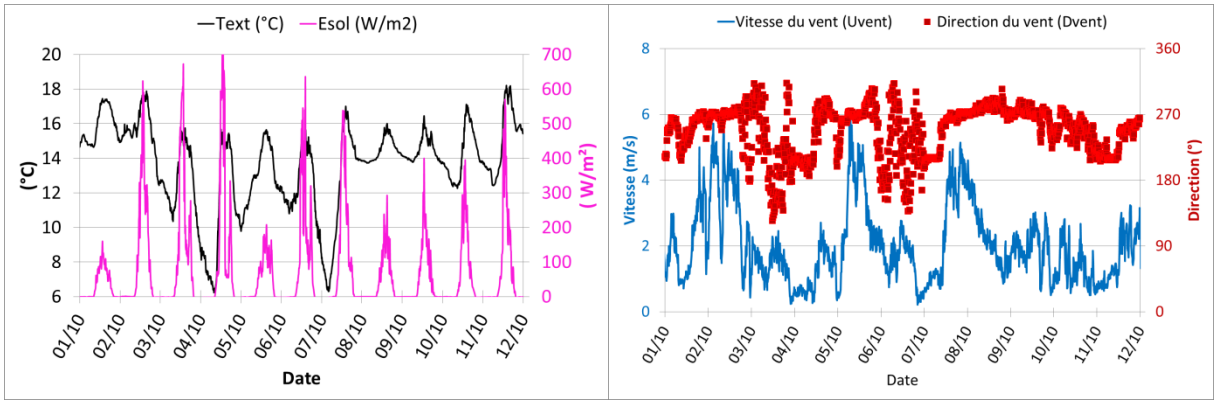


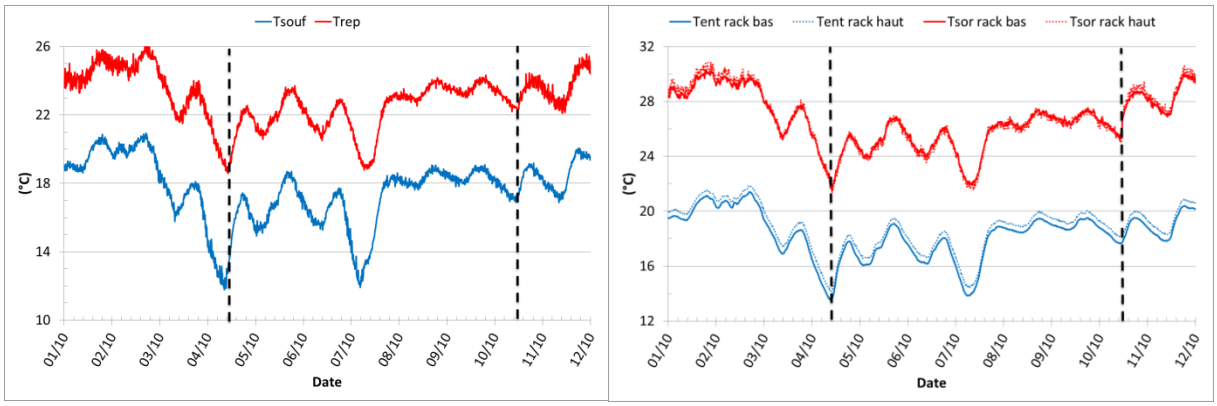
Figure 7.14 : Conditions climatiques

7.5.3.2 Analyse des températures

- **Températures à l'intérieur du bâtiment**

La Figure 7.15.a montre qu'une faible augmentation du débit d'air dans les racks n'a aucune influence sur les températures d'air au soufflage et à la reprise. La variation de ces températures est seulement fonction de l'évolution de la température extérieure. Par conséquent, la différence de température entre le soufflage et la reprise reste constante.

La Figure 7.15.b présente la température d'air à l'entrée et à la sortie de chaque rack. L'écart de température diminue avec une augmentation du débit d'air (Tableau 7.5).



(a) (b)

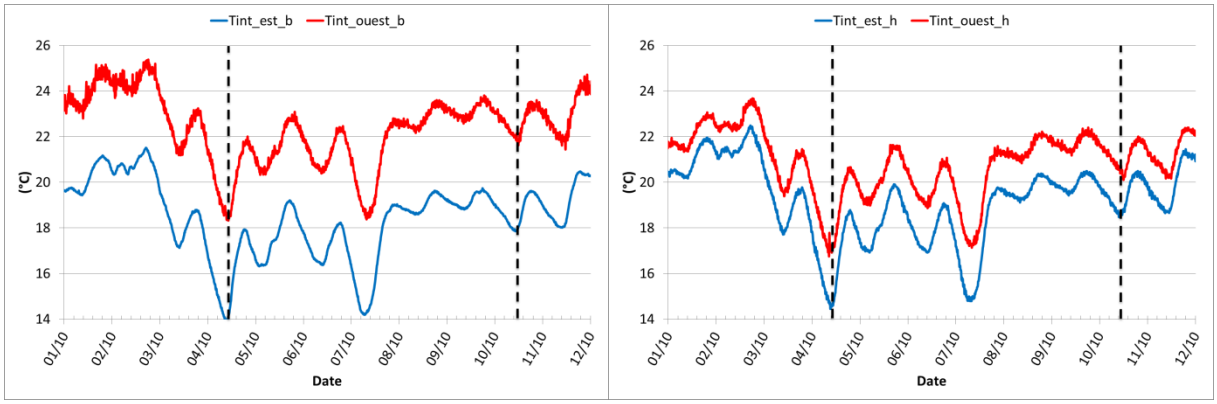
Figure 7.15 : (a) Températures de soufflage et de reprise (b) Températures en entrée et sortie de chaque rack

Le Tableau 7.4 présente les valeurs du RTI (Return Temperature Index) calculées en fonction du débit d'air traversant la baie. On constate que l'augmentation du débit diminue l'effet du by-pass.

Tableau 7.4 : Valeurs du RTI en fonction du débit d'air traversant la baie

	Qv_{baie} = 280 $m^3.h^{-1}$	Qv_{baie} = 330 $m^3.h^{-1}$
RTI	58%	70%

La Figure 7.16 présente la température d'air dans l'allée froide et dans l'allée chaude. L'écart de température entre l'allée chaude et l'allée froide est toujours plus important en position basse. Cet écart diminue à hauteur du plafond



(a) (b)

Figure 7.16 : Température de l'allée chaude et froide(a) à 1m de hauteur (b) à 2,3m de hauteur

La Figure 7.17 présente les températures de surface du plafond (T_{si_toit}), de la face supérieure et inférieure du plancher ($T_{_pl}$) et la température d'air dans le vide sous plancher ($T_{_vide}$). Le débit d'air traversant la baie n'a pas un impact visible sur ces températures.

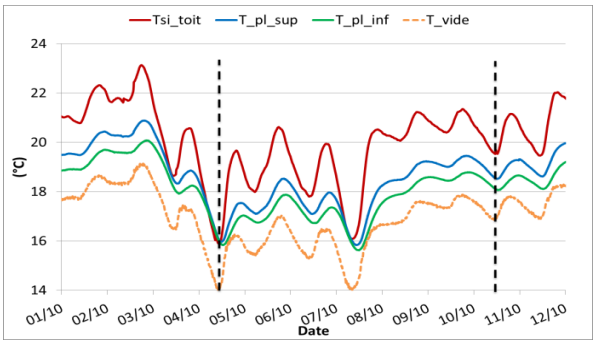
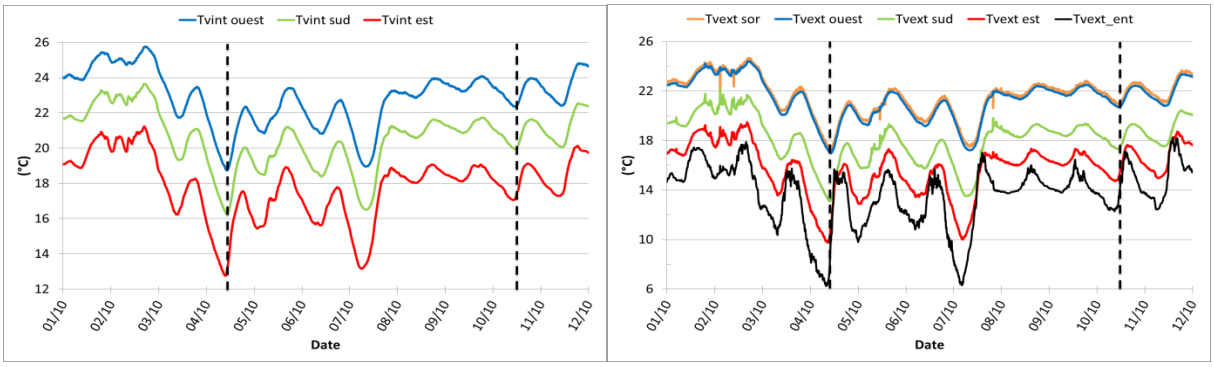


Figure 7.17 : Températures du plafond, plancher et du vide sous-plancher

- **Températures dans les veines d'air**

La Figure 7.18 présente les températures d'air dans la veine intérieure et dans la veine extérieure. La variation du débit d'air traversant la baie n'a pas d'influence sur l'écart de température.



(a) (b)

Figure 7.18 : (a) Températures d'air dans la veine intérieure (b) Températures d'air dans la veine extérieure

7.5.3.3 Bilan énergétique

Le Tableau 7.5 présente les températures moyennées pour deux valeurs de débit traversant les deux racks. Pour un débit de 280 $m^3.h^{-1}$, les températures sont moyennées sur la période allant du 01/10 au 04/10. Et pour un débit de 330 $m^3.h^{-1}$, les températures sont moyennées sur la période allant du 05 au 10/10.

L'observation de la Figure 7.19 montre que la puissance évacuée par la baie augmente très légèrement. Par ailleurs, la légère augmentation du débit d'air dans les racks n'a aucune incidence sur le bilan dans les deux veines d'air (intérieure et extérieure).

Tableau 7.5 : Températures moyennes pour différents débits d'air dans les racks

Débit racks	Tsouf (°C)	Trep (°C)	Tent rack bas (°C)	Tsor rack bas (°C)	Tent rack haut (°C)	Tsor rack haut (°C)
Qv_1 = 280 $m^3.h^{-1}$	19,0	24,2	19,6	28,4	20,1	28,7
	ΔT = 5,2		**ΔT = 8,9**		**ΔT = 8,8**	
Qv_2 = 330 $m^3.h^{-1}$	17,1	22,4	17,8	25,5	18,2	25,5
	ΔT = 5,2		**ΔT = 7,7**		**ΔT = 7,3**	
Qv_1 = 280 $m^3.h^{-1}$	18,5	23,7	19,0	28,4	19,6	28,6
	ΔT = 5,2		**ΔT = 9,0**		**ΔT = 9,0**	

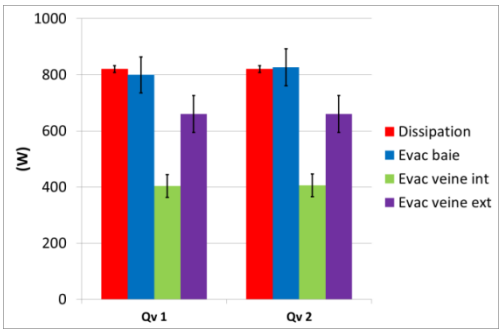


Figure 7.19 : Bilan des puissances

7.5.4 Arrêt des ventilateurs dans le cas d'une seule baie

Ces tests ont été réalisés après la mise en place de la circulation d'air en circuit fermé à l'intérieur du bâtiment. Les pannes de ventilation dans les centres de données sont possibles. Elles doivent avoir des courtes durées afin d'assurer la pérennité des équipements informatiques [130].

7.5.4.1 Arrêt du ventilateur dans la veine extérieure

Lors de cette séquence de mesure, un arrêt de la ventilation extérieure est réalisé entre le 23/10 et le 25/10 (Figure 7.20.a). Les autres paramètres opératoires restent constants.

La Figure 7.20.b présente les températures d'air de soufflage, de reprise et la température extérieure. Pendant la période d'arrêt, la température de soufflage augmente, car il y'a moins d'échange thermique entre la veine intérieure et extérieure. Le Tableau 7.6 montre que l'écart de température entre la reprise et le soufflage diminue ainsi que la puissance évacuée par la circulation d'air dans la veine intérieure (Figure 7.21).

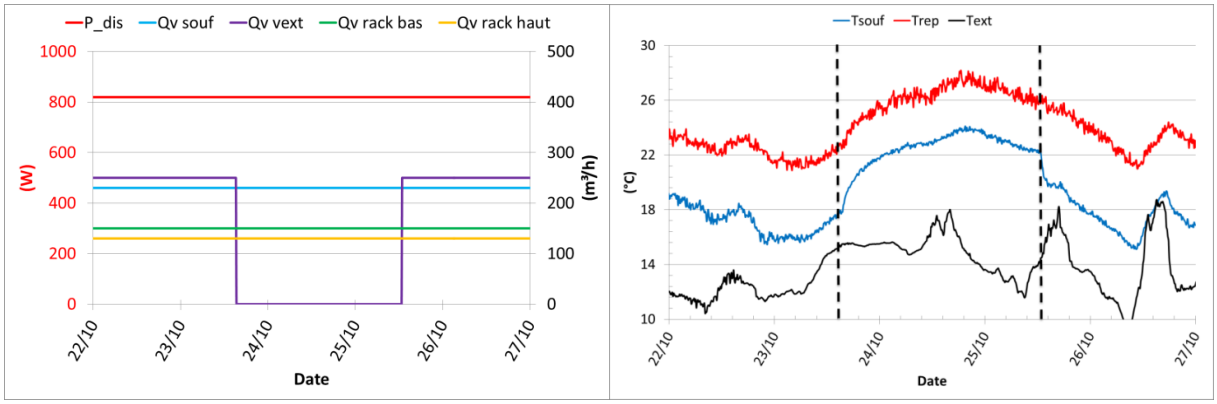


Figure 7.20 : (a) Paramètres opératoires (b) Température de soufflage et de reprise

Tableau 7.6 : Températures moyennes pour deux niveaux de débits d'air extérieur (panne)

Débit veine extérieure	Tsouf (°C)	Trep (°C)
Qv_1 (250 m^3/h)	17,1	22,3
	ΔT = 5,2	
Qv_2 (0 m^3/h)	22,5	26,2
	ΔT = 3,7	

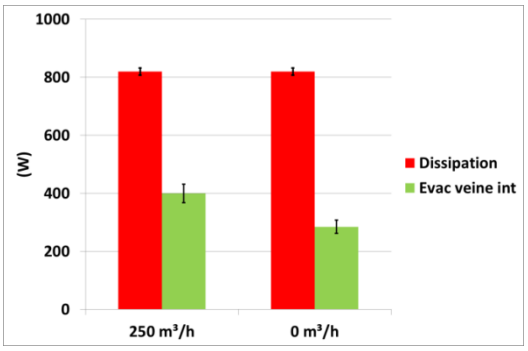


Figure 7.21 : Bilan des puissances

7.5.4.2 Arrêt des ventilateurs dans la veine intérieure

Un autre test de panne est réalisé en simulant cette fois un arrêt des ventilateurs de la veine intérieure. Une première panne réalisée le 31/10 avec une puissance totale dissipée de 820 W n'a duré que 7 minutes. En effet dans ce cas le dépassement du seuil de température des résistances fixé à 110°C est rapidement dépassé.

Un second test est effectué avec une puissance moins importante de 550W. Après 48h de fonctionnement normal, la circulation d'air dans la veine intérieure est arrêtée. Toutefois, il y'a toujours un faible débit d'air circulant dans la veine intérieure grâce notamment aux ventilateurs des racks.

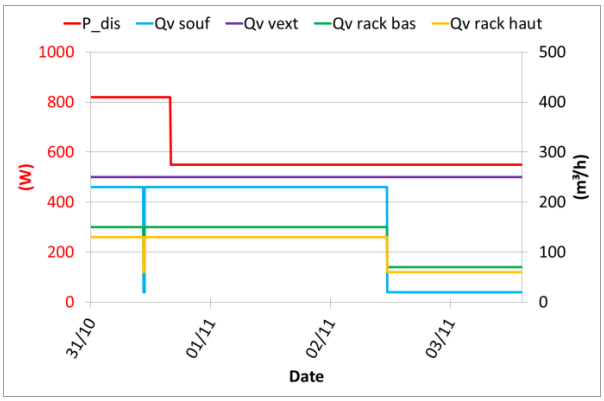


Figure 7.22 : Paramètres opératoires (panne de circulation intérieure)

On constate que la première panne qui n'a duré que quelques minutes a induit une augmentation rapide de la température des résistances (Figure 7.23). Les températures diminuent lors de la diminution de la puissance dissipée. Le deuxième test de panne survenu le 02/11 fait augmenter la température des résistances.

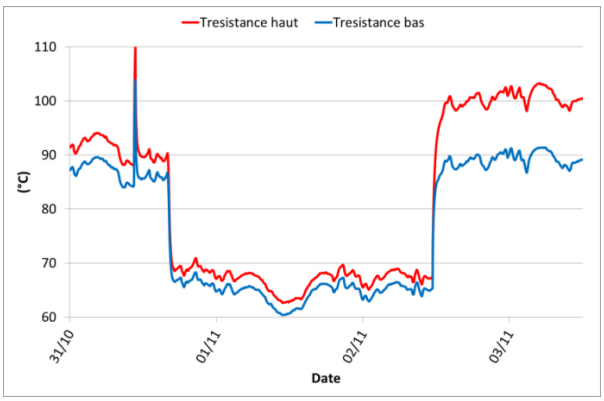
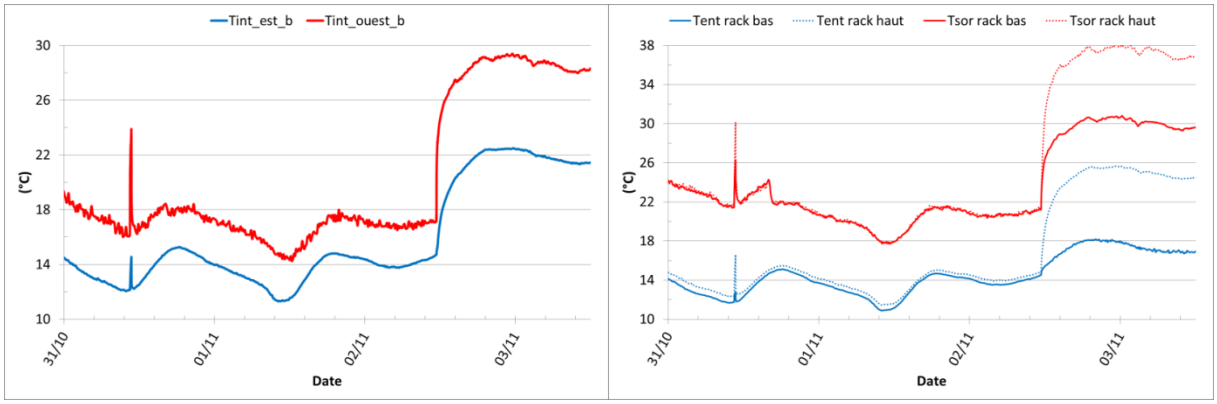


Figure 7.23 : Températures des résistances

La Figure 7.24.a présente la température de l'allée froide (zone Est) et l'allée chaude (zone Ouest) et la Figure 7.24.b présente les températures à l'entrée et à la sortie de chaque rack. L'arrêt des ventilateurs cause une augmentation rapide et importante de la température d'air. Cette augmentation est due également au confinement.



(a) (b)

Figure 7.24 : (a) Températures des allées (b) Températures à l'entrée et sortie de chaque rack

En absence de la circulation intérieure, on constate que l'évacuation de la puissance par la circulation d'air dans la veine extérieure diminue (Figure 7.25).

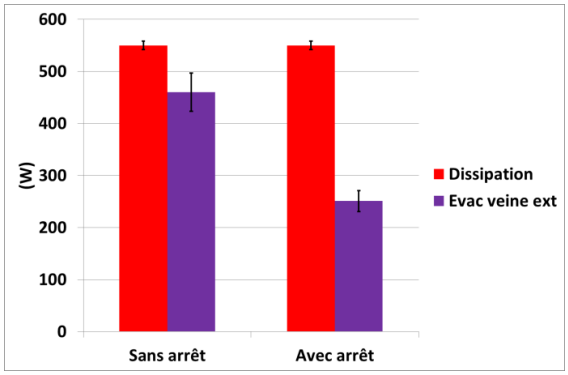


Figure 7.25 : Bilan des puissances