

# Mesure de la performance thermique d'une enveloppe en période estivale

Hafsa Fares<sup>1</sup>, Arnaud Jay<sup>\*1</sup>, Jocelyn Anger<sup>1</sup>, Simon Thébault<sup>2</sup>, Mickaël Rabouille<sup>3</sup>, Pierre Oberlé<sup>3</sup>, Arnaud Challansonnex<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Univ Grenoble Alpes, CEA, LITEN, INES  
Le Bourget-du-Lac, France

\*arnaud.jay@cea.fr

<sup>2</sup> CSTB  
Grenoble/Champs-sur-Marne, France

<sup>3</sup> INES Plateforme Formation & Evaluation  
Le Bourget-du-Lac, France

---

## RÉSUMÉ.

*Le travail vise à évaluer la performance thermique de l'enveloppe d'un bâtiment. Les méthodes existantes se font par la mise en chauffe du bâtiment en maintenant un écart de températures de quelques degrés entre l'intérieur et l'extérieur. En période estivale, cet écart pourrait nuire à la pérennité du bâtiment. L'objectif de ce travail est d'explorer la possibilité de déterminer cette même performance en période estivale via un système de refroidissement et non plus de chauffage. Ce travail s'appuiera sur une expérimentation d'une cellule à échelle réduite d'environ 1 m<sup>3</sup> et explorera la faisabilité d'utiliser les méthodes de calibration développées pour le mode chauffage, avec les données générées par cette expérimentation en mode refroidissement.*

*MOTS-CLÉS. GPE, performance thermique, enveloppe, refroidissement, calibration.*

---

## ABSTRACT.

*This study aims to assess a building's envelope thermal performance. Existing methods put the buildings in heating conditions, thus creating a temperature difference between indoor and outdoor. This difference can be harmful to the building's sustainability in hot summer conditions. Ultimately, the aim of this study is to see if instead of heating the building but cooling it, we can retrieve the same building's envelope thermal performance. The study will lean on an experiment of a square meter scale cell and will explore the possibility to use the existing models developed for heating mode with the experimental data obtained from our cooling experiment.*

*KEYWORDS. Thermal performance, Building envelope, cooling, calibration.*

---

## 1 INTRODUCTION

S'assurer de la bonne performance thermique d'une enveloppe d'un bâtiment à réception d'un chantier, que ce soit dans le neuf ou en rénovation, est une étape importante dans le cycle de vie du bâtiment. Cela permet de s'assurer de la bonne cohérence entre la phase conception et la mise en œuvre au cours du chantier, afin d'envisager d'éventuelles actions correctives pour pouvoir

réduire son impact environnemental.

Plusieurs méthodes existent pour cela et continuent d'être améliorées comme les méthodes de co-heating, ISABELE [1] [2] [3] [4], EPILOG, QUB [5] ou encore SEREINE. Toutes ces méthodes présentent le point commun de solliciter sur une période donnée le bâtiment à l'aide d'un système de chauffage. Ces protocoles de mesures permettent de mesurer l'évolution dynamique des températures intérieures, des puissances thermiques injectées dans le bâtiment et des conditions extérieures. Pour la majorité de ces méthodes, ces données sont ensuite utilisées dans un algorithme de calibration de modèles RC pour déterminer, par une méthode inverse, les paramètres du modèle et ainsi en déduire une valeur de déperditions thermiques de type  $HLC$ [6]. Ces méthodes requièrent une température intérieure supérieure de quelques degrés à la température extérieure, écart qu'il n'est potentiellement plus possible d'atteindre en période estivale sans risque de dégrader le bâtiment mesuré.

Le travail réalisé a pour objectif de développer une méthodologie de test avec un système de refroidissement. Une première étape a consisté à concevoir et mettre en oeuvre une expérimentation à l'échelle d'une enceinte d'environ un mètre cube avec un échangeur thermique. Le test consiste à refroidir l'air à l'intérieur de l'enceinte en mesurant l'évolution dynamique de la puissance de froid injectée et de la température à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte. On estime ainsi la puissance nécessaire pour compenser les déperditions de l'enveloppe, laquelle conduit à l'obtention d'un indicateur  $H_{tr}$  [6] de l'enceinte grâce à une méthode de calibration. Des expérimentations en mode chauffage ont également été conduites et les résultats sont comparés avec les expérimentations menées en froid.

## 2 PRÉSENTATION DE L'EXPÉRIMENTATION

### 2.1 PRÉSENTATION DE L'ENCEINTE



FIGURE 1.

*Vue d'ensemble de l'enceinte*

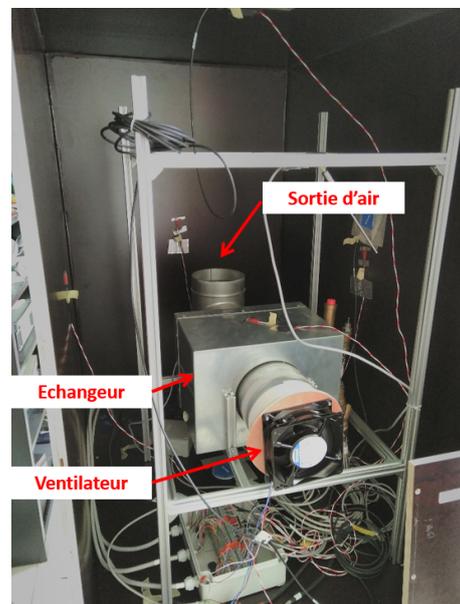


FIGURE 2.

*Vue intérieure de l'enceinte expérimentale*

Afin d'étudier la faisabilité d'une méthode d'évaluation de la performance intrinsèque de l'enveloppe par refroidissement, une première expérimentation avec une enceinte d'environ un mètre cube a été réalisée. L'enceinte expérimentale [Fig. 1] a une base rectangulaire de côtés  $L = 1,2$  m et  $l = 0,8$  m et une hauteur  $h = 1,2$  m. Ces parois sont composées de contre-plaqué filmé d'1,5 cm d'épaisseur. La paroi inférieure est quant à elle composée d'une couche extérieure

supplémentaire en polystyrène de 4 cm d'épaisseur. Ce choix d'enveloppe non isolée sur 5 faces a pour objectif d'avoir un ordre de grandeur en puissance injectée significatif au regard des incertitudes de mesures. La paroi avant est amovible pour permettre un accès à l'intérieur à tout moment. L'enceinte repose sur un socle métallique à roulettes, et est surélevée du sol d'environ 50 cm, pour privilégier les échanges convectifs air/parois. L'étanchéité à l'air est assurée par des joints en silicone sur 5 des faces, et par du ruban adhésif sur la face amovible.

A partir des conductivités thermiques et des épaisseurs du contre-plaqué filmé et du polystyrène ( $\lambda_{cp} = 0,13 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $\lambda_{pol} = 0,035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ) et des surfaces de chaque face, on estime un coefficient  $H_{tr}$  théorique de l'enveloppe à  $23,2 \text{ W.K}^{-1}$ .

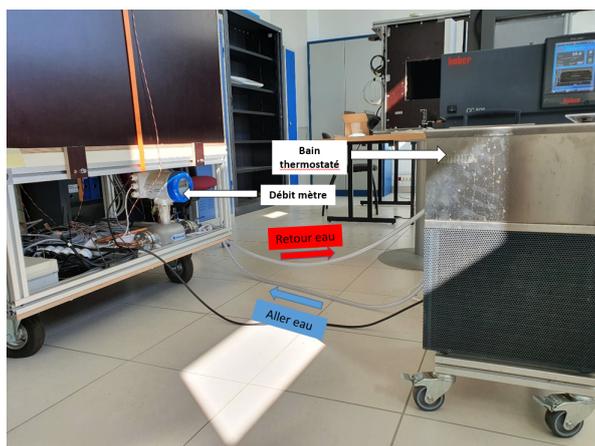


FIGURE 3.

*Partie basse de l'enceinte, débitmètre, bain thermostaté et circuit hydraulique*

L'émetteur de froid/chaud est un échangeur air/eau installé à l'intérieur de l'enceinte mesurée [Fig. 2]. L'eau qui circule dans cet échangeur est refroidie ou chauffée par un bain thermostaté [Fig. 3] disposant d'une pompe à débit variable pour faire circuler l'eau dans le circuit hydraulique. L'échangeur est couplé à un ventilateur électrique, dont la consommation électrique est définie en amont. Il a pour but de brasser l'air au niveau de l'échangeur et d'homogénéiser l'ambiance intérieure de l'enceinte [Fig.2].

## 2.2 CAPTEURS

Les grandeurs mesurées sont les températures d'air, de surface et d'eau, les flux sur certaines parois, l'humidité relative de l'air, ainsi que le débit de l'eau. La disposition des capteurs est récapitulée dans le tableau [1]. Les sondes de température ont été étalonnées en amont des essais avec leur chaîne d'acquisition complète.

Les données issues des capteurs sont pré-traitées pour alimenter l'algorithme présenté dans le paragraphe suivant. Une température d'air intérieur moyenne est calculée à partir des 4 capteurs mis en place. La température extérieure est donnée directement par le capteur de température d'air.

Dans les méthodes usuelles, des résistances électriques sont utilisées comme sources de chaleur. La puissance dissipée est alors mesurée directement en suivant les consommations électriques à l'aide de compteurs. L'un des enjeux en mode froid est de pouvoir mesurer avec une précision suffisante la puissance thermique injectée dans l'enceinte. Dans notre cas, celle-ci est calculée en additionnant la puissance calorifique apportée par le système hydraulique à la puissance apportée par le ventilateur. La puissance calorifique est calculée à l'aide du débit d'eau et des mesures de températures d'eau du circuit hydraulique prises à l'entrée et à la sortie de l'enceinte [eq(1)]. La formule est donc :

$$P_{injectee} = P_{calorifique} + P_{ventilateur} \text{ avec } P_{calorifique} = \dot{m}_{eau} \cdot c_p \cdot (T_{entree} - T_{sortie}) \quad (1)$$

| Type de capteurs        | Unité       | Position            | Disposition                 | Nombre |
|-------------------------|-------------|---------------------|-----------------------------|--------|
| Capteurs de température | °C          | Air intérieur       | Répartis dans le volume     | 4      |
|                         |             | Air extérieur       | Arrière de l'enceinte       | 1      |
|                         |             | Circuit hydraulique | Entrée de l'enceinte        | 1      |
| Sortie de l'enceinte    | 1           |                     |                             |        |
| Débitmètre              | $kg.h^{-1}$ | Circuit hydraulique | Entrée de l'enceinte        | 1      |
| Hygromètre              | %           | Air                 | Sortie d'air de l'échangeur | 1      |
|                         |             |                     | Arrière de l'enceinte       | 1      |
| Fluxmètres              | $W/m^2$     | Parois intérieures  | Haute                       | 1      |
|                         |             |                     | Basse                       | 1      |
|                         |             |                     | Droite                      | 1      |

TABLE 1:  
Tableau récapitulatif de la disposition des capteurs

La puissance du ventilateur a été calculée en amont des essais présentés en mesurant à l'aide d'un multimètre l'intensité du courant traversant le ventilateur pour différentes consignes de tension.

### 2.3 SCÉNARIOS MIS EN OEUVRE

Les essais ont été réalisés entre la fin du mois d'août et le début du mois de septembre. Deux types de tests ont été menés : en froid la journée et en chaud le soir (à l'exception de l'essai 4), pour pouvoir comparer l'évaluation du coefficient de déperditions thermiques. Les paramètres fixés pour un scénario sont la température d'eau du bain thermostaté, le débit de la pompe du circuit hydraulique, et le débit du ventilateur. Comme illustré sur le tableau [2], le même scénario a été mis en oeuvre à plusieurs reprises afin de vérifier la répétabilité de l'expérimentation. L'enceinte est positionnée dans une pièce d'un bâtiment tertiaire non climatisé. La température de la pièce qui sert de conditions aux limites extérieures à l'enceinte ne subit pas de fortes amplitudes au cours d'un même essai.

| Scénarios |         | Date de l'essai   | Durée de l'essai | T bain<br>°C | Débit d'eau<br>$kg.h^{-1}$ | Débit d'air<br>$m^3.h^{-1}$ |
|-----------|---------|-------------------|------------------|--------------|----------------------------|-----------------------------|
| Froid     | Essai 1 | 01/09/2020 08 :00 | 7h30             | 13           | 70                         | 372                         |
|           | Essai 2 | 02/09/2020 08 :45 | 7h15             |              |                            |                             |
|           | Essai 3 | 03/09/2020 08 :30 | 8h30             |              |                            |                             |
| Chaud     | Essai 4 | 31/08/2020 09 :00 | 7h20             | 42           | 70                         | 372                         |
|           | Essai 5 | 31/08/2020 17 :00 | 15h              |              |                            |                             |
|           | Essai 6 | 02/09/2020 16 :50 | 14h30            |              |                            |                             |

TABLE 2:  
Tableau récapitulatif des scénarios d'essais

### 2.4 PRÉSENTATION DE LA MÉTHODE DE CALIBRATION

L'algorithme d'optimisation pour la calibration a pour objectif de trouver le jeu de paramètres (du modèle RC retenu) qui minimise l'écart entre la température intérieure mesurée et celle simulée en se basant sur les sollicitations de l'essai (Puissance injectée dans l'enceinte et Température extérieure). L'algorithme utilisé provient du code numérique utilisé dans la méthode SEREINE, actuellement en cours de développement. Cet algorithme est une évolution des versions utilisées dans des méthodes antérieures (ISABELE [1] [2] [3] [4] et EPILOG), et se base en partie sur l'algorithme de propagation de l'incertitude pySIP [7].

La présente analyse consiste à calculer par méthode inverse le coefficient de déperdition thermique globale d'une enveloppe, à partir d'un modèle RC [8] [9] issu de l'outil SEREINE nommé TWTM (ou modèle M2\_TmTmiTi dans [1] et [8] avec un Rsi nul) [Fig. 4], où TW indique la présence d'une capacité associée à deux transmittances modélisant une paroi et TM indique la présence d'une capacité modélisant la masse interne. Dans notre cas, cette masse interne est représentée par l'échangeur. Elle nécessite en paramètres d'entrée uniquement la puissance fournie et les températures intérieure et extérieure équivalentes de l'enceinte.

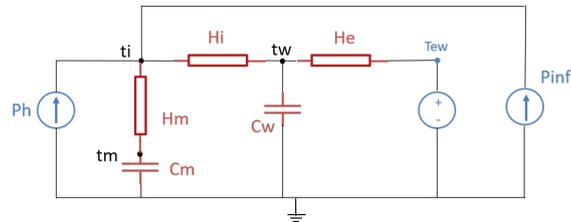


FIGURE 4.

*Schéma du modèle RC twtm utilisé pour l'analyse inverse*

L'incertitude du coefficient estimé ne se base que sur la propagation des erreurs de type aléatoires via l'algorithme pySIP et ne considère pas pour l'instant les incertitudes systématiques d'origine expérimentale (par exemple, le biais sur l'estimation de la puissance de refroidissement, de la température intérieure, etc.)

### 3 RÉSULTATS

#### 3.1 RÉSULTATS DES SOLLICITATIONS EN FROID

La figure [Fig. 5] illustre les mesures de l'essai 1 et représente, sur le graphe du haut, l'évolution des températures d'air intérieur des différents capteurs, des températures de l'eau en entrée et sortie de l'enceinte et de la température extérieure; en bas est tracée l'évolution des flux sur les parois haute, basse et droite de l'enceinte.

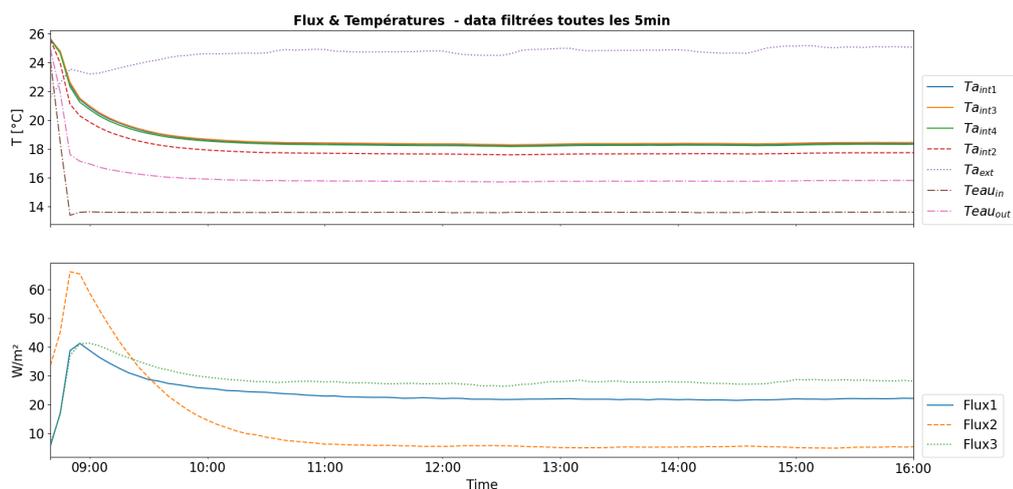


FIGURE 5.

*Évolution des températures et flux en sollicitation en froid, données au pas de temps 5 minutes*

On note pour les températures d'air intérieur une évolution exponentielle décroissante de 24 °C à une stabilisation autour de 19 °C. Le régime transitoire est environ d'une heure. Les

températures  $T_{a_{int}}$  1, 3 et 4 sont homogènes autour de  $18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , quant à la  $T_{a_{int}2}$ , elle est légèrement en dessous à  $17,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  car le capteur est situé au niveau de l'air soufflé à la sortie de l'échangeur. La température extérieure évolue entre  $21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $25,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En régime stabilisé, l'écart de température d'air entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte est en moyenne de  $6,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , et l'écart de température de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'enceinte est de  $2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Les flux sur les faces non isolées (faces haute et latérale) sont en régime établi de l'ordre de  $20\text{ W/m}^2$ , alors que le flux de la face inférieure isolée est logiquement inférieur autour de  $5\text{ W/m}^2$ .

La figure [Fig. 6] compare la température d'air mesurée à celle simulée avec les paramètres retenus après calibration du modèle twtm pour l'essai 2. La bande bleutée correspond à l'incertitude propagée sur cette sortie. La concordance entre les valeurs mesurées et simulées est un des critères pour s'assurer du bon fonctionnement de la méthode. Un autre indicateur utilisé dans le processus d'optimisation est la fonction de vraisemblance. A l'issue de l'analyse, nous obtenons une valeur du coefficient  $H_{tr}$  ainsi que l'incertitude aléatoire associée. Il est à noter qu'aucune adaptation du code de calibration n'a été nécessaire pour la sollicitation en froid.

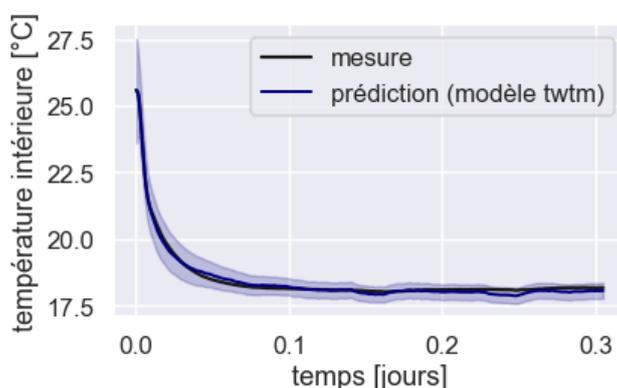


FIGURE 6.

*Comparaison entre température mesurée et température prédite par le modèle twtm.*

### 3.2 RÉSULTATS DES SOLLICITATIONS EN CHAUD

En ce qui concerne l'essai 6 en chaud, une consigne en température de  $42\text{ }^{\circ}\text{C}$  a été imposée à l'eau du bain thermostaté afin d'obtenir une température intérieure avoisinant  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Les consignes de débit d'eau et d'air sont les mêmes que celle des essais en froid. L'analogie de l'analyse des résultats est la même que pour les essais en froid. Les données sur les températures d'air, d'eau et les flux sont représentées sur la figure [Fig. 7]. Le but étant de comparer les valeurs du  $H_{tr}$  pour les deux configurations. La figure [Fig. 8] représente la coïncidence entre température intérieure mesurée et prédite par le modèle twtm après calibration. Ici encore, l'essai est répété 3 fois avec les mêmes consignes pour vérifier la répétabilité.

Le tableau [3] récapitule les valeurs du coefficient  $H_{tr}$  obtenues pour les 6 essais à l'issue de l'analyse RC inverse, ainsi que les incertitudes aléatoires associées. On voit ainsi que les valeurs de  $H_{tr}$  sont en moyenne à  $18,4\text{ W.K}^{-1}$  en sollicitation en froid et varient de  $18,0$  à  $20,1\text{ W.K}^{-1}$  en sollicitation en chaud. Les différences moyennes de température d'air entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte, et donc les puissances thermiques en jeu, sont plus importantes pour les sollicitations en chaud (de  $12$  à  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) que pour celles en froid (entre  $6$  et  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

## 4 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cet article vise au développement d'une méthodologie qui permette de mesurer le coefficient de déperditions thermiques global de l'enveloppe d'un bâtiment en période estivale, en mettant

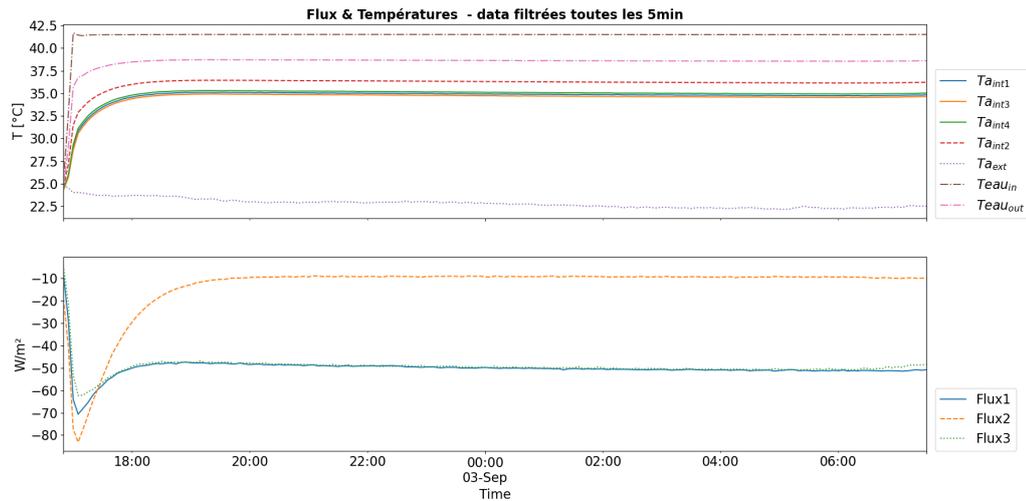


FIGURE 7.

Evolution des températures et flux en sollicitation en chaud, données au pas de temps 5 minutes

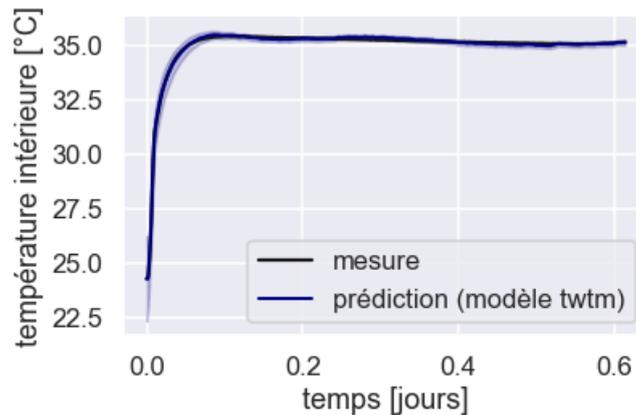


FIGURE 8.

Comparaison entre température mesurée et température prédite par le modèle twtm

celui-ci en condition de refroidissement. Pour cela une expérimentation à petite échelle a été mise en œuvre et a permis d'évaluer la faisabilité de la méthodologie allant jusqu'au processus de calibration du modèle RC pour obtenir un coefficient de déperditions global. Les premiers essais montrent que la configuration retenue (dimensions de l'enceinte et système de génération et d'émission de froid/chaud couplé à un ventilateur) permet de créer une ambiance intérieure homogène et stable, avec un écart suffisant entre les températures d'air extérieur et intérieur.

Les résultats obtenus dans cette première étape sont prometteurs. Les valeurs calculées du coefficient  $H_{tr}$  sont similaires pour les sollicitations en chaud et en froid, une légère différence de  $0,5 \text{ W.K}^{-1}$  demeurant. Aucune adaptation de l'algorithme de calibration développé pour la sollicitation en chaud n'a dans cette première phase été nécessaire pour déterminer le  $H_{tr}$  en sollicitation en froid.

Pour prolonger cette étude, d'autres paramètres devront être pris en compte pour mieux cerner le potentiel et les limites de la méthode envisagée, avant de passer à une échelle supérieure. Sur la partie expérimentale, des essais complémentaires en faisant varier les paramètres d'entrées que sont la température d'eau injectée, la température extérieure et le débit d'eau, permettront de quantifier leur impact sur les résultats des écarts de températures à la fois de l'eau du circuit hydraulique et de l'air. L'impact du taux de ventilation sur les coefficients d'échanges surfaciques

| Résultats |         | $H_{tr}$   | $\delta H_{tr}$ | $\Delta T_{eau}$ | $\Delta T_{air}$ | $T_{ext_{moy}}$ | $P_{injecte}$ | $P_{ventilateur}$ |
|-----------|---------|------------|-----------------|------------------|------------------|-----------------|---------------|-------------------|
|           |         | $W.K^{-1}$ | $W.K^{-1}$      | $^{\circ}C$      | $^{\circ}C$      | $^{\circ}C$     | $W$           | $W$               |
| Froid     | Essai 1 | 18,4       | 0,5             | -2,2             | -6,4             | 24,7            | -134,8        | 43,1              |
|           | Essai 2 | 18,4       | 0,7             | -2,4             | -6,5             | 25,1            | -140,1        | 43,1              |
|           | Essai 3 | 18,6       | 0,6             | -2,5             | -7,8             | 26,7            | -166,9        | 43,1              |
| Chaud     | Essai 4 | 19,5       | 0,09            | 3,0              | 13,3             | 21,6            | 288,2         | 43,1              |
|           | Essai 5 | 18,03      | 2,4             | 3,4              | 16,1             | 17,8            | 290,7         | 43,1              |
|           | Essai 6 | 20,1       | 0,07            | 2,9              | 12,6             | 22,6            | 257,4         | 43,1              |

TABLE 3:

*Tableau récapitulatif des résultats des sollicitations en chaud et froid*

intérieurs et donc sur les résultats pourra être étudié également. Une mesure de l'étanchéité de l'enceinte pourra par ailleurs compléter l'étude expérimentale pour valider le caractère négligeable de son impact, ou pour l'intégrer dans le calcul en évaluant les pertes par infiltration. De plus, les problématiques d'une condensation potentielle devront être étudiées. Ensuite, sur la partie modélisation, les incertitudes liées aux mesures pourront être intégrées et d'autres modèles RC testés.

## 5 REMERCIEMENTS

L'algorithme utilisé pour la calibration a été réalisé dans le cadre du projet SEREINE du programme PROFEEL.

## RÉFÉRENCES

- [1] Thébault S. Bouchié R. : Refinement of the isabele method regarding uncertainty quantification and thermal dynamics modelling, energy and buildings. 2018.
- [2] Bouchié R. Alzetto F. Brun A. Boisson P. Thébault S. : Short methodologies for in-situ assessment of the intrinsic thermal performance of the building envelope, proceedings of the sustainable places, nice. 2014.
- [3] Schetelat P. Bouchié R. : Isabele : a method for performance assessment at acceptance stage using bayesian calibration, in : Proceedings of the ninth international conference on system simulation building, liège. 2014.
- [4] Boisson P. Bouchié R. : Isabele method : in-situ assessment of the building envelope performances, in : Proceedings of the ninth international conference on system simulation building, liege. 2014.
- [5] Ahmad N. Ghiaus C. Thierry T. : Influence of initial and boundary conditions on the accuracy of the qub method to determine the overall heat loss coefficient of a building. 2020.
- [6] Thébault S. : Contribution à l'évaluation in situ des performances d'isolation thermique de l'enveloppe des bâtiments, insa de lyon – these de doctorat. page 79, 2017.
- [7] Raillon L. Rouchier S. Juricic S. : Pysip : an open-source tool for bayesian inference and prediction of heat transfer in buildings.
- [8] Thébault S. : Contribution à l'évaluation in situ des performances d'isolation thermique de l'enveloppe des bâtiments, insa de lyon – these de doctorat. 2017.
- [9] Rouchier S. Rabouille M. Oberlé P. : Calibration of simplified building energy models for parameter estimation and forecasting : Stochastic versus deterministic modelling. 2015.