



HAL
open science

Elaboration de travaux pratiques sur le thème de l'habitat du futur

Salim Chaarani, Björn Pelissier

► **To cite this version:**

Salim Chaarani, Björn Pelissier. Elaboration de travaux pratiques sur le thème de l'habitat du futur. Sciences de l'ingénieur [physics]. 2012. hal-01873257

HAL Id: hal-01873257

<https://hal.univ-lorraine.fr/hal-01873257>

Submitted on 13 Sep 2018

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-memoires-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



Ecole Nationale Supérieure des Technologies et Industries du Bois

Projet de fin
d'étude

Elaboration de
travaux pratiques
sur le thème de
l'habitat du futur

Salim CHAARANI

ENSTIB 3

Björn PELISSIER

2012

Enseignant responsable : Marie-Christine Trouy-Triboulot

Encadrant : Pierre Girods

Lecteur : Damien Schmutz

Remerciements

Nous tenons premièrement à remercier notre responsable de projet Pierre Girods. Il a su nous guider durant tout le projet et rester disponible pour toutes nos questions.

Merci également à l'équipe technique de l'école, et à l'ensemble des personnes qui ont contribuées à la réalisation de la maquette, toujours présentes pour nous aider et nous conseiller.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS**INTRODUCTION**

PARTIE 1 : PRESENTATION.....	1
1. <i>Contexte.....</i>	<i>1</i>
1.1 L'habitat.....	1
1.2 La formation des futurs ingénieurs	2
2. <i>Dispositifs</i>	<i>4</i>
2.1 La ventilation mécanique contrôlée (VMC)	4
2.2 Le puits canadien.....	8
3. <i>Choix des systèmes à modéliser.....</i>	<i>9</i>
PARTIE 2 : DIMENSIONNEMENT	11
1. <i>Théorie</i>	<i>11</i>
1.1 Bilan du module d'habitation	11
1.2 Dimensionnement de la VMC double flux	13
1.3 Dimensionnement du puits canadien.....	17
2. <i>Modélisation.....</i>	<i>21</i>
2.1 Stabilisation de la température du « module d'habitation ».....	21
2.2 Efficacité de la VMC double flux	23
2.3 Longueur du puits canadien	24
PARTIE 3 : REALISATION.....	27
1. <i>Définition de la maquette</i>	<i>27</i>
2. <i>Choix de l'instrumentation.....</i>	<i>28</i>
3. <i>Calcul du coût de fabrication de la maquette</i>	<i>28</i>
4. <i>Montage</i>	<i>29</i>
5. <i>Interface logiciel.....</i>	<i>33</i>
PARTIE 4 : ESSAIS.....	35
1. <i>VMC simple flux</i>	<i>35</i>
2. <i>VMC double flux</i>	<i>37</i>
2.1 Notions Elémentaires.....	38
2.2 Résultats expérimentaux	39
2.3 <i>Analyse des résultats</i>	<i>41</i>
PARTIE 5 : ENONCE DU TP	43
CONCLUSION	
BIBLIOGRAPHIE	
ANNEXES	

INTRODUCTION

La formation d'ingénieur à l'ENSTIB inclue dans son cursus un module d'enseignement consacré à la mécanique des fluides (MFL1) dont l'objectif est d'apporter des notions de base pour la compréhension et les calculs simples de dispositifs utilisant des fluides [1]. Une autre unité d'enseignement se concentre quant à elle sur les transferts thermiques afin d'étudier les modes de transferts thermiques en relation avec les applications liées à des dispositifs rencontrés dans l'industrie du bois [1]. Des travaux pratiques communs aux deux modules permettent ensuite aux étudiants d'obtenir des résultats expérimentaux et de les mettre en relation avec les connaissances théoriques enseignées en amont.

D'autre part l'amélioration constante de l'habitat, et la mise en place de nouvelles réglementations, ont amené des changements majeurs concernant la gestion de la ventilation au sein des constructions. Il est en effet nécessaire de renouveler de façon contrôlée l'air de nos habitations. Afin de réduire les pertes énergétiques liées au renouvellement d'air, de nouveaux systèmes ont vu le jour. La ventilation mécanique contrôlée (VMC) double flux et les puits canadiens en sont le parfait exemple.

On voit donc ici apparaître tout l'enjeu de ce projet de fin d'étude : Comment mettre en place une simulation expérimentale permettant aux élèves de mieux s'approprier les sciences des fluides et de la thermique, au travers de processus concrètement utilisés dans l'habitat d'aujourd'hui et de demain ? En effet, l'école souhaite faire évoluer son enseignement dans cette voie.

Le but est d'aller, à terme, vers la construction complète d'une maquette de maison accompagnée de ces deux systèmes, sur laquelle il serait possible d'établir des résultats expérimentaux mettant en pratique les cours de transfert thermiques.

PARTIE 1 : Présentation

1. Contexte

1.1 L'habitat

Nous passons la majorité de notre temps à l'intérieur que ce soit au travail ou à la maison. Alors que depuis longtemps on connaît l'influence des polluants de l'air extérieur (transports, déchets, industries) sur notre santé, la qualité de l'air intérieur (QAI) a longtemps été négligée. Depuis le début des années 2000¹, a eu lieu une prise de conscience générale quant à la qualité de l'air que nous respirons. Afin de diminuer la quantité de polluants que nous respirons, il existe deux solutions : la réduction des émanations à la source ou la ventilation.

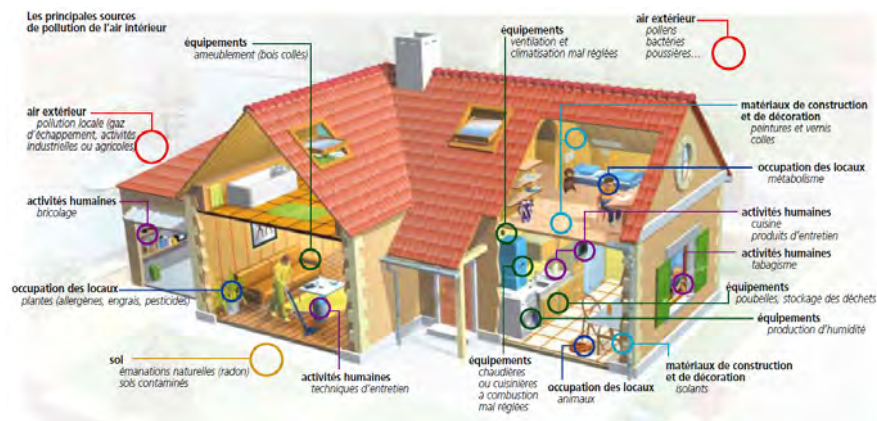


Figure 1 : Les principales sources de pollution de l'air intérieur [2]

Alors que par le passé la ventilation des habitations s'effectuait de façon naturelle, il est maintenant indispensable de contrôler le renouvellement d'air. Depuis la première crise pétrolière de 1973, l'augmentation du prix de l'énergie nous a amené à isoler nos habitations. De nouveaux problèmes sont alors apparus dus à l'isolation des maisons qui empêchait leur ventilation. Il a donc fallu ventiler artificiellement nos habitations.

Les exigences environnementales de plus en plus importantes nous imposent de réguler les pertes thermiques dans nos habitations. Ces exigences vont encore augmenter avec la mise en application de la RT2012² qui exige des normes encore plus strictes en matière de pertes énergétiques.

¹ Création de l'observatoire sur l'air intérieur en 2001

² Mise en application prévu pour tous les bâtiments à usage d'habitation en janvier 2013 au plus tard

C'est dans ce contexte qu'il faut considérer deux éléments à première vue contradictoires : la ventilation et les économies d'énergies. Pour ce faire, il existe de nombreux systèmes qui sont à l'heure actuelle en plein développement. La ventilation mécanique contrôlée et les puits canadiens permettent par exemple de diminuer les apports énergétiques liés aux réchauffements de l'air intérieur en le préchauffant avant son entrée dans l'habitation.

1.2 La formation des futurs ingénieurs

Les travaux pratiques en lien avec la mécanique de fluides et le transfert thermique n'ont à l'heure actuelle, à quelques exceptions près, qu'un lien lointain avec des applications à échelle réelle. L'idée de ce projet de fin d'étude est donc de mettre en place des expérimentations qui en plus de mettre en pratique les connaissances théoriques acquises au cours des enseignements, permettront aux futurs étudiants de se familiariser avec des dispositifs existant dans les constructions. Il nous est donc apparu intéressant de mettre en relation la recherche de solutions pour diminuer le coût énergétique de la ventilation avec le souhait de moderniser les séances de travaux pratiques. Nous souhaitons aller, à terme, vers la construction complète d'une maquette de maison accompagnée de deux systèmes : VMC double flux et puits canadien, sur laquelle il serait possible d'établir des résultats expérimentaux mettant en pratique les cours de transferts thermiques.

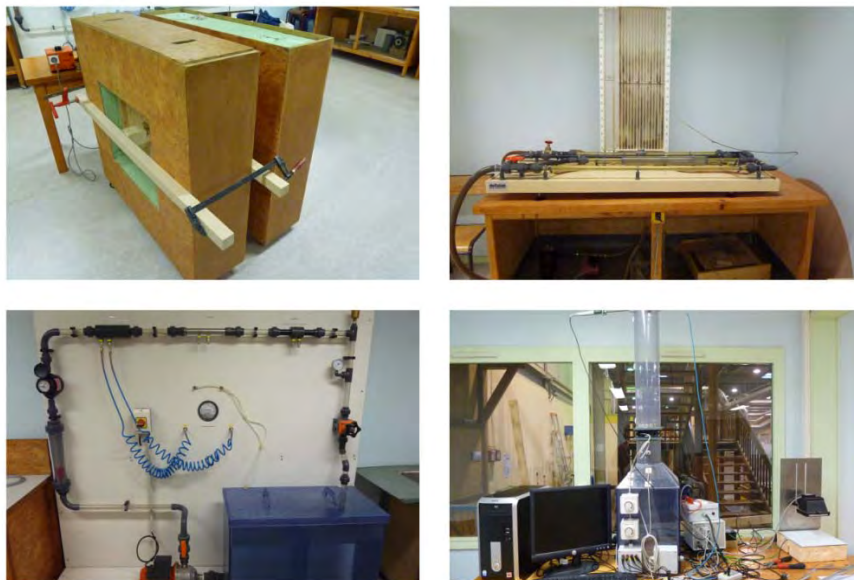


Figure 2 : Les différents travaux pratiques actuels

A l'heure actuelle, six manipulations sont proposées aux étudiants : les étudiants par groupe de trois ou quatre vont travailler à chaque séance sur un sujet différent. A l'issue des quatre heures de travaux pratiques, ils doivent remettre un compte rendu de la séance qui répond aux questions posées par le sujet. Notre projet vise à remplacer l'une de ces expériences.

2. Dispositifs

2.1 La ventilation mécanique contrôlée (VMC)

On regroupe sous le terme VMC, « l'ensemble des dispositifs destinés à assurer le renouvellement de l'air à l'intérieur des bâtiments » [3]. La VMC permet, en forçant l'extraction de l'air, d'assurer la maîtrise de l'humidité et le renouvellement de l'air à l'intérieur des constructions. Le principe de fonctionnement est simple : l'air vicié est évacué par des bouches situées dans les pièces humides (cuisine, salle de bains, W.C) alors que les entrées d'air frais se situent dans les pièces principales (chambre, séjour). L'air circule ensuite entre les pièces grâce à des passages d'air sous les portes. Cette circulation d'air est lente et silencieuse et la ventilation fonctionne en permanence. Il existe deux grands types de VMC : les VMC simple flux et les VMC double flux.

2.1.1 Les VMC simple flux

Les VMC simple flux sont les systèmes les plus utilisés et les plus anciens. Un ventilateur placé généralement dans les combles permet, en extrayant l'air vicié, de mettre l'intérieur de l'habitation en légère dépression. Cette dépression force l'air extérieur à entrer dans le bâtiment.

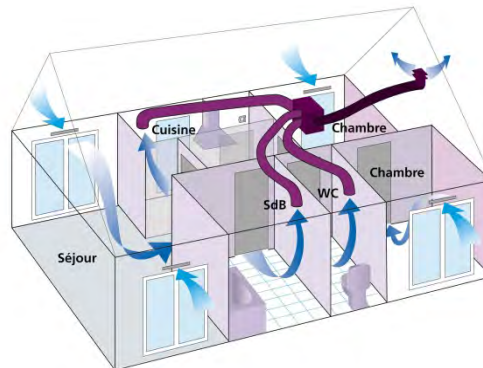


Figure 3 : Schéma de fonctionnement d'une VMC simple flux [4]

Le débit de l'extraction de l'air ainsi que le débit de l'air neuf distribué sont assurés de façon automatique, quelles que soient les conditions atmosphériques et climatiques extérieures et quel que soit le nombre d'occupants de la pièce. Toutefois les VMC simple flux de type hydroréglable sont équipés de capteurs d'humidité, permettant ainsi de réguler les débits d'air entrant et sortant en fonction de l'humidité de la pièce. L'inconvénient majeur de ce type de VMC est qu'elle utilise directement l'air extérieur quelle que soit sa température. La VMC va donc refroidir la maison en hiver et la réchauffer en été.

2.1.2 Les VMC double flux

Un second système plus récent permet de pallier cet inconvénient, il s'agit de la VMC double flux. Le principe est de préchauffer l'air neuf à l'aide de l'air vicié en le faisant transiter dans un échangeur. Une fois réchauffé l'air neuf est insufflé dans les pièces à vivre.

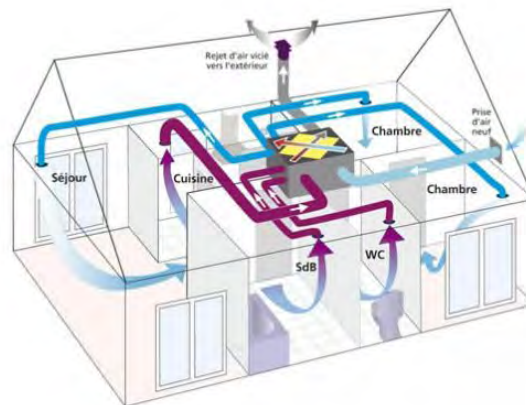


Figure 4 : Schéma de fonctionnement d'une VMC double flux [4]

Les échangeurs peuvent être de trois types : échangeur à plaques à courant croisés, échangeur à plaques à contre-courant, échangeur rotatif.

Echangeur à plaques et à courants croisés



Figure 5 : Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques [5]

L'échangeur de chaleur est constitué d'un grand nombre de plaques de faibles épaisseurs (0,1 et 2 mm) qui séparent les veines d'air. Les plaques peuvent être en verre, en aluminium, en acier inoxydable ou en PVC. Les plaques sont assemblées par collage ou soudage et placées dans

un châssis rigide. La distance entre les plaques est comprise entre 2 et 10 mm. Le fluide circule en flux croisés, c'est à dire que l'air vicié s'écoule du coin supérieur gauche vers le coin inférieur droit, alors que l'air neuf passe du coin supérieur droit vers le coin inférieur gauche. L'air vicié et l'air neuf ne se mélangent pas car la circulation s'effectue un espace sur deux (voir Figure 5).

Avantages
Simple et fiable
Grande durée de vie et pratiquement pas de panne (absence de pièces en mouvement, peu de maintenance nécessaire)
Faible risque de contamination de l'air frais en cas de bonne conception
Exécution en divers matériaux et nombreuses combinaisons possibles
La solution la plus adaptée aux petits débits d'air
Désavantages
Disposition Air neuf/Air rejeté proche
Sans by-pass, il n'y a pas de régulation de température et donc un risque de surchauffe en été,
Danger de givre par température extérieure basse et par dépassement du point de rosée
L'échangeur présente une perte de charge relativement importante

Tableau 1 : Avantages et inconvénients des échangeurs à plaques [5]

Echangeur à plaques et à contre-courant

L'échangeur à contre-courant est construit sur le même modèle que l'échangeur à courants croisés sauf que cette fois les flux ne sont pas simplement croisés. Sur une partie du trajet les flux se retrouvent à contre-courant, ce qui permet d'augmenter le rendement d'échange.



Figure 6 : Comparaison échangeur à courant croisé (à gauche) et à contre-courant (à droite) [6]

Echangeur rotatif

Un matériau accumulateur cylindrique en rotation (5 à 20 tours/min) est traversé dans une direction par l'air rejeté et dans l'autre par l'air neuf. La roue est constituée d'aluminium, d'acier inoxydable ou d'un matériau synthétique formant de très nombreux petits canaux.

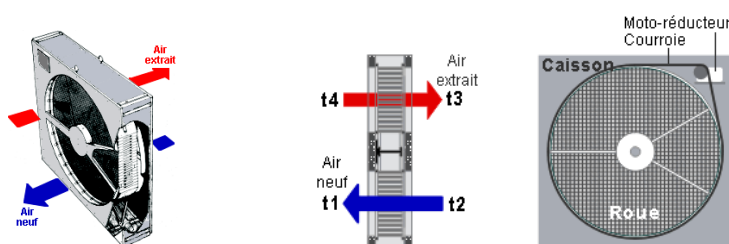


Figure 7 : Principe de fonctionnement d'un échangeur rotatif [5]

Le matériau accumulateur est alternativement traversé par l'air chaud rejeté où il se charge d'énergie, et l'air neuf froid où il se décharge. L'échange s'effectue donc à contre-courant. Afin d'éviter le mélange d'air neuf et d'air vicié un secteur de nettoyage permet de chasser l'air rejeté et de le remplacer par l'air neuf, toutefois une légère contamination est inévitable. Les pertes de charge sont assez faibles mais l'entraînement de la roue nécessite l'apport d'énergie électrique.

Avantages
Rendement très élevé (de 75 à 95%),
Perte de charge relativement faible en comparaison de l'efficacité
Faible encombrement pour la roue
Pas d'évacuation de condensats
Inconvénients
Contamination de l'air neuf possible
Consommation d'énergie pour l'entraînement de la roue

Tableau 2 : Avantages et inconvénients des échangeurs rotatif [5]

2.1.3 Comparaison des différents systèmes de VMC

Type de ventilation	Avantages	Inconvénients	Prix
VMC simple-flux	Débit d'air entrant constant	Ne prend pas en compte l'humidité intérieure	Environ 400 €
VMC simple-flux hygroréglable	Débit d'air entrant variable en fonction de l'humidité, donc de l'occupation et des activités Economies d'énergie par rapport à la précédente	Système plus coûteux à l'achat qu'une VMC simple-flux classique	Environ 700 €
VMC double-flux	Economies d'énergie par récupération de calories Filtration de l'air entrant Sensation de courant d'air froid supprimée Préchauffage ou rafraîchissement de l'air entrant	Système le plus coûteux à l'achat	Environ 2000 €

Tableau 3 : Avantages et inconvénients des différents types de VMC [7]

Les VMC simple flux sont aujourd'hui présentes dans la majorité des habitations, mais les systèmes double flux, sont restés longtemps marginaux. Le développement de ce type de dispositif est freiné par son coût élevé et de plus il nécessite, pour être efficace, d'équiper le logement avec des menuiseries haut de gamme afin de bien maîtriser les flux d'air dans la maison. Le surcoût est donc très important pour le particulier mais l'évolution des réglementations, et l'augmentation des coûts de l'énergie sont des moteurs de la démocratisation de ce type d'équipement.

2.2 Le puits canadien

2.2.1 Fonctionnement de base

L'idée de départ est d'utiliser l'énergie contenue dans le sol qui, du fait de sa grande inertie, varie plus lentement en température et avec moins d'amplitude. Cette énergie est récupérée par l'intermédiaire d'un tuyau souterrain horizontal, ou puits, et transmise à de l'air en circulation vers l'habitat : c'est le puits canadien. Bien sûr, le processus est inversible : il est possible d'utiliser la fraîcheur du sol afin d'adoucir les températures à l'intérieur de la maison en été ; en ce cas le dispositif est aussi connu sous le nom de puits provençal.

Les puits canadiens peuvent faire circuler l'air de deux manières :

- Soit de façon passive. On va jouer ici sur les différences de pression, en installant par exemple l'entrée en surpression, à l'extérieur, du côté des vents dominants, ou au contraire en installant la sortie en dépression avec une cheminée provençale par exemple, qui évacuera l'air chaud vers le haut, aspirant ainsi l'air frais dans le puits.
- Soit de façon mécanique, avec une ventilation simple ou double flux, comme vu plus haut.

2.2.2 Son utilisation dans l'habitat d'aujourd'hui

Le puits canadien, appelé « puits français » au Québec, est utilisé depuis longtemps aux Etats-Unis pour maintenir hors-gel les maisons l'hiver, au cas où il n'y aurait pas d'habitants.

Il s'inscrit aujourd'hui dans une démarche bioclimatique de construction de l'habitat. Il permet d'économiser énormément d'énergie, et on le trouve dans presque tous les bâtiments à « énergie positive ». Evidemment, il est nettement plus efficace dans les régions aux saisons bien marquées.

Son installation reste cependant contraignante. L'étanchéité du puits doit être assurée, ainsi que celle de la maison. Il faut disposer d'un grand jardin (le tube doit pouvoir faire au moins une vingtaine de mètres), sans arbres (à cause des racines), et sans installations de type terrasse. Il faut également pouvoir creuser. Il faut pouvoir prévoir à l'avance le nettoyage des tubes enterrés, très difficile à gérer si cela n'a pas été prévu dès le début. Il faut éviter l'encrassage, filtrer l'air du

pollen et des champignons, et grillager, afin d'éviter que de petits animaux viennent y mourir, viciant de fait l'air qui entre dans la maison.

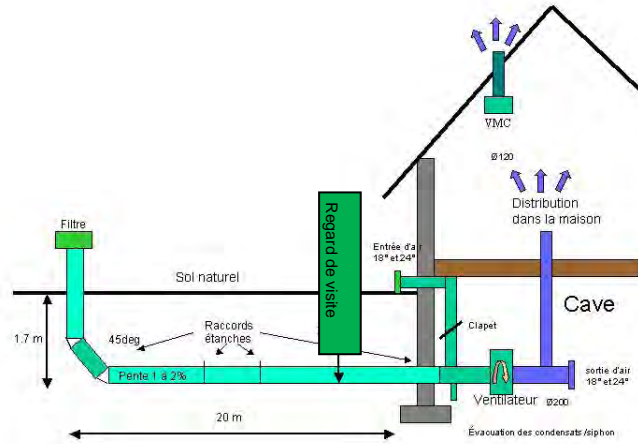


Figure 8 Schéma illustrant le fonctionnement d'un puits canadien [8]

L'installation nécessite que le tube enterré ait une légère pente (1 à 2%), afin de permettre à l'eau de s'écouler vers le regard de visite, où l'on aura installé une pompe permettant d'évacuer les condensats. Le by-pass permet, en intersaison, de court-circuiter le puits canadien lorsque les températures sont comprises dans la plage de confort 18-24°C.

3. Choix des systèmes à modéliser

L'idée directrice du projet étant l'étude de dispositifs présent dans les habitations au cours de travaux pratiques de mécanique des fluides et de transferts thermiques, nous avons décidé de réaliser une maquette.

Après étude des différents systèmes existants, la décision de modéliser une VMC double flux et un puits canadien autour d'un module d'habitation a été prise.

De nombreuses contraintes ont dû être intégrées dans nos choix de modélisation. En effet la totalité de la maquette doit occuper une surface restreinte à l'intérieur de la salle de travaux pratiques. L'air entrant dans notre maquette est à température ambiante (autours de 20°C), car il est difficile de refroidir de l'air et il était impossible de récupérer directement de l'air extérieur. Afin de modéliser la différence de température réelle entre l'intérieur et l'extérieur d'une habitation nous avons décidé de fixer la température intérieure à environ 50°C.

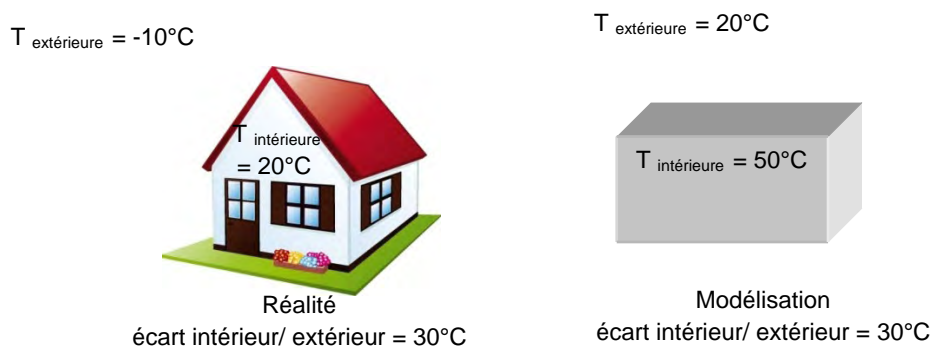


Figure 9 : Modélisation des écarts de température

L'intégration de ces deux principales contraintes ont permis de concevoir un module d'habitation. Il s'agit d'une boîte en polyméthacrylate de méthyle (plexiglass®) de 50 cm de côté pour une hauteur de 30 cm³.

Le choix de modéliser une VMC double flux s'est fait naturellement car il s'agit du dispositif le plus intéressant en termes de transfert thermique. Les étudiants pourront ainsi au travers de l'étude d'un système en plein essor dans l'habitat s'initier aux notions vues en cours. De plus il est facile de transformer une VMC double flux en VMC simple flux, en déconnectant l'échangeur. Ils pourront ainsi comparer les deux systèmes et mettre en évidence l'intérêt de la récupération de chaleur. Le choix de l'échangeur a été principalement dicté par la facilité de réalisation. En effet l'échangeur à plaques à courants croisés est un dispositif compact fiable et facilement réalisable.

Concernant le puits canadien, l'idée initiale était de modéliser un tube en PVC passant dans un bain thermostaté à une température intermédiaire entre la température de l'air et celle intérieure (soit 30°C), et ainsi de réchauffer l'air à l'intérieur du tube de la même manière que l'aurait fait un véritable puits enterré qui récupère la chaleur intermédiaire de la terre. Les étudiants, à l'aide de ce dispositif, pourront alors effectuer les calculs de convection au sein du tube cylindrique. La donnée à connaître est donc la longueur de tuyau baignant dans le thermostat, tout en sachant que pour des raisons évidentes de place, elle ne pourra pas dépasser quelques mètres.

³ Ces dimensions ont été choisies afin de pouvoir poser le module sur une table classique

PARTIE 2 : Dimensionnement

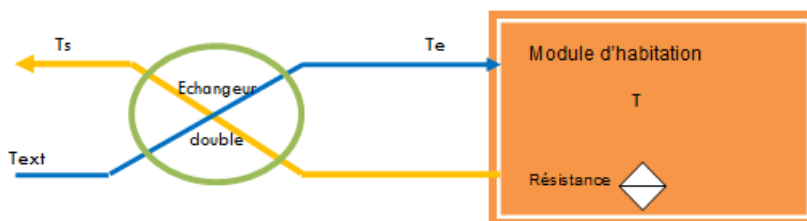
Après avoir choisi les dispositifs à modéliser, nous avons poursuivi notre projet par une étude théorique afin de pouvoir dimensionner les différents systèmes qui constitueront la future maquette.

1. Théorie

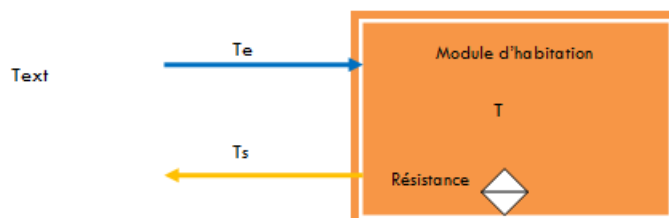
1.1 Bilan du module d'habitation

Dans un premier temps nous nous sommes intéressés au bilan thermique du « module d'habitation ». Dans une première approche le module décrit dans « Choix des systèmes à modéliser » est constitué de plaques de plexiglas® et est isolé par du polystyrène extrudé. Une résistance se trouve à l'intérieur du module. Les systèmes considérés sont décrits dans la

Système avec VMC double flux



Système avec VMC simple flux



Système avec VMC et puits canadien

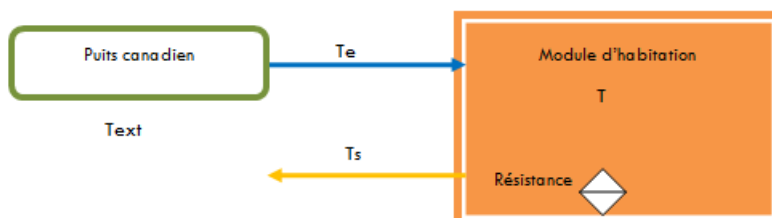
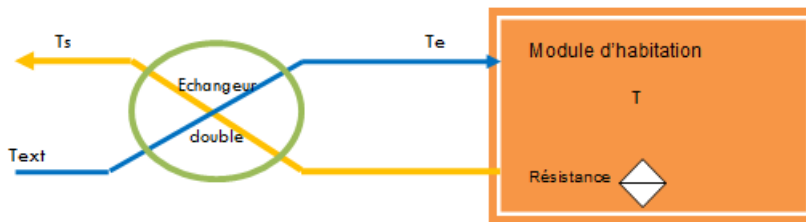
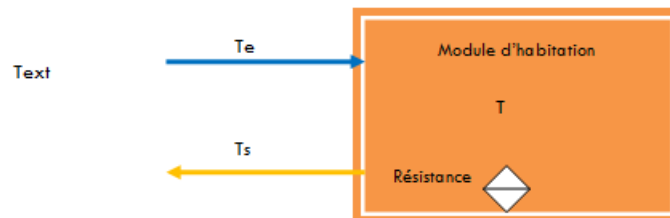


Figure 10 *Systèmes considérés*

Système avec VMC double flux



Système avec VMC simple flux



Système avec VMC et puits canadien

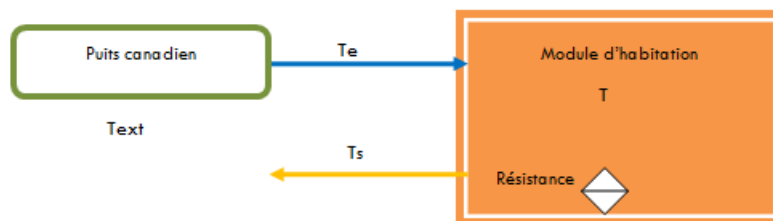


Figure 10 Systèmes considérés

Le bilan d'énergie se présente de la façon suivante :

Débit d'énergie entrant – Débit d'énergie sortant + Energie thermique et mécanique = Débit d'accumulation d'énergie

Cela peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{m}_e \left(C_{p_{air}} \times T_e + \frac{U_e^2}{2} + g \times z_e \right) - \dot{m}_s \left(C_{p_{air}} \times T_s + \frac{U_s^2}{2} + g \times z_s \right) + \dot{q} + \dot{w} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$$

Équation 1

Avec \dot{m}_e débit massique d'air entrant, \dot{m}_s débit massique d'air sortant

$C_{p_{air}}$ La capacité thermique massique de l'air

T_e Température d'entrée de l'air dans le module et T_s température l'air à la sortie.

U Vitesse

z Altitude

\dot{q} Puissance de la résistance – les pertes aux parois

\dot{w} Travail mécanique, nul dans notre cas

Le terme $\frac{d}{dt}(MC_p T)$ est détaillé par la suite

Dans notre cas : $\dot{m}_e = \dot{m}_s$, $U_e = U_s$, $z_e = z_s$

L'équation peut alors se simplifier : $\dot{m} C_{p_{air}}(T_e - T_s) + \dot{q} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$ *Équation 1.1*

$\frac{d}{dt}(MC_p T)$ représente l'énergie accumulée dans le module d'habitation.

M est la masse et C_p la capacité thermique massique. Dans notre cas on a :

$$MC_p = M_{air}C_{p_{air}} + M_{p_{ext}}C_{p_{p_{ext}}} + M_{isolant}C_{p_{isolant}} = \text{Constante}$$

On peut donc écrire

$$\dot{m}_e \left(C_{p_{air}} \times T_e + \frac{U_e^2}{2} + g \times z_e \right) - \dot{m}_s \left(C_{p_{air}} \times T_s + \frac{U_s^2}{2} + g \times z_s \right) + \dot{q} + \dot{w} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$$

Équation 1 de la façon suivante :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\text{Pertes VMC} + \text{Puissance radiateur} + \text{Pertes parois}}{M_{air}C_{p_{air}} + M_{p_{ext}}C_{p_{p_{ext}}} + M_{isolant}C_{p_{isolant}}} \quad \text{Équation 1.2}$$

1.1.1 Calcul des pertes par la VMC

$$\text{Pertes VMC} = \dot{m} C_{p_{air}}(T - T_e) \quad \text{Équation 2}$$

La formule précédente est valable pour les trois systèmes étudiés. Seul change le lieu de mesure de la température T_e .

1.1.2 Calcul des pertes aux parois

$$Pertes\ parois = h_v S_v + h_h \frac{S_h}{2} \quad \text{Équation 3}$$

Avec

$$h_v = \frac{1}{h_{int,v}} + \frac{\epsilon_{plexi}}{\lambda_{plexi}} + \frac{\epsilon_{isolant}}{\lambda_{isolant}} + \frac{1}{h_{ext,v}} \quad \text{Équation 4,}$$

coefficient d'échange pour les parois verticales

$$h_h = \frac{1}{h_{int,h}} + \frac{\epsilon_{plexi}}{\lambda_{plexi}} + \frac{\epsilon_{isolant}}{\lambda_{isolant}} + \frac{1}{h_{ext,h}} \quad \text{Équation 5,}$$

coefficient d'échange pour les parois horizontales

S_v surface des parois verticales,

S_h surface des parois horizontales. On prend $\frac{S_h}{2}$ car le fond de la boîte repose sur une table et on fait l'hypothèse que les pertes par cette surface sont négligeables.

Le calcul du temps de stabilisation se fait ensuite par calcul itératif à partir de l'

$$\dot{m}_e \left(c_{p,air} \times T_e + \frac{U_e^2}{2} + g \times z_e \right) - \dot{m}_s \left(c_{p,air} \times T_s + \frac{U_s^2}{2} + g \times z_s \right) + \dot{q} + \dot{w} = \frac{d}{dt} (MC_p T)$$

Équation 1. Ceci sera développé dans la partie Modélisation.

1.2 Dimensionnement de la VMC double flux

Le dimensionnement de la VMC double flux passe par l'étude de l'échangeur. Dans l'étude d'un échangeur on cherche à obtenir le meilleur coût d'investissement et d'exploitation, c'est-à-dire pour une puissance d'échange donnée, on souhaite avoir la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possibles. Mais d'autres contraintes interviennent, elles sont parfois contradictoires ou arbitraires. A partir du choix fait dans la partie « Choix des systèmes à modéliser », nous allons maintenant pouvoir dimensionner notre échangeur à plaques et à courants croisés.

Il existe principalement deux méthodes de calcul : celle de la moyenne logarithmique des températures ou DTML et celle du nombre d'unités de transfert ou méthode NUT. Dans notre cas les températures d'entrée sont connues et les débits entrants et sortants seront fixés. De plus les contraintes techniques et économiques nous ont poussés à fixer les caractéristiques de

l'échangeur. Dans notre cas la méthode NUT apparait comme la plus adaptée car un calcul de DTML nécessiterait une approche itérative alors que la méthode du nombre d'unités de transfert permet un calcul direct.

L'échangeur a donc été dimensionné à partir de la méthode NUT décrite dans *Initiation aux transferts thermiques* de J.F Sacadura [9].

1.2.1 Calcul du coefficient d'échange global

Le transfert de chaleur entre air vicié et air neuf peut être décomposé en trois parties :

- Convection entre l'air chaud et la paroi (coefficient de convection h_c)
- Conduction à l'intérieur de la plaque d'acier
- Convection entre la paroi et le fluide froid (coefficient de convection h_f)

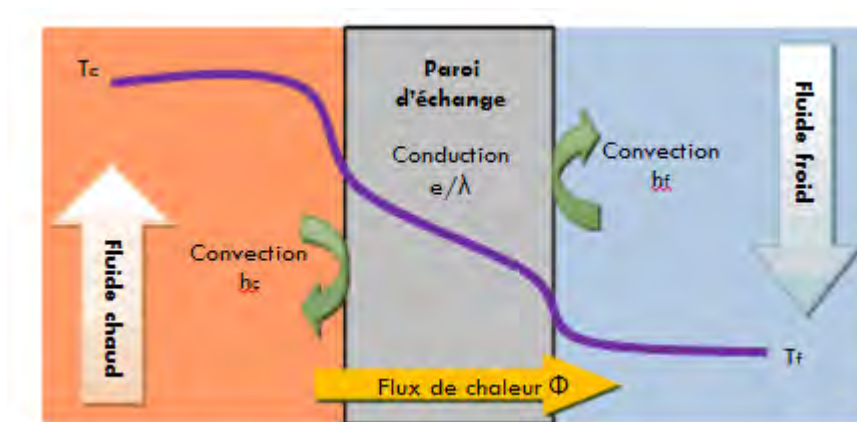


Figure 11 : Echange entre deux fluides séparés par une paroi plane
Inspiré de [9]

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}}$$

Dans notre cas le flux de chaleur s'écrit :

Ou encore $\Phi = KS(T_c - T_f)$

Avec $K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$, coefficient d'échange global.

En connaissant les débits entrant et sortant supposés identiques on obtient le débit massique $\dot{m} = \rho_{air} \times Q$, avec Q débit volumique, on en déduit ensuite la vitesse massique du fluide $G = \frac{\dot{m}}{A}$ (avec $A = s \times L$ section de passage du fluide).

On peut maintenant calculer le nombre de Reynolds. En connaissant le périmètre baigné par le fluide $p = 2L$. On peut en déduire le diamètre hydraulique $D_h = \frac{4A}{p}$

D'où $Re = G \times \frac{D_h}{\mu_{air}}$ Équation 6

On calcule ensuite le nombre de Prandtl $Pr = \mu_{air} \times \frac{c_{p,air}}{\lambda_{air}}$

D'après le nombre de Reynolds, on peut déterminer le régime d'écoulement du fluide. Pour un nombre de Reynolds inférieur à 2000, le régime d'écoulement est laminaire. Au-dessus, le régime est turbulent.

Le calcul du nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement :

- En laminaire $Nu = 1,86 \times \left(Re \times Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$
- En turbulent $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{4}}$ (Corrélation de Colbrun)

Or, $Nu = \frac{h \times D_h}{\lambda_{air}}$, on peut donc en déduire h coefficient d'échange convectif

Dans notre cas on a $h = h_f = h_c = \frac{Nu \times \lambda_{air}}{D_h}$

On peut donc maintenant obtenir le coefficient d'échange global K :

$$K = \frac{1}{\frac{2}{h} + \frac{1}{\lambda_{acier}}} \quad \text{Équation 7}$$

1.2.2 Calcul du nombre d'unité de transfert (NUT)

Le calcul du nombre d'unités de transfert nécessite de connaître les débits de capacité entrant et sortant. Les débits volumiques entrant et sortant étant égaux, il en est de même pour les débits de capacité.

D'où $\dot{Q} = C_{p,air} \times \dot{m}$,

On peut ainsi déterminer le nombre d'unités de transfert $NUT = \frac{K \times S}{\dot{C}}$ Équation 8

1.2.3 Calcul de l'efficacité

Le calcul de l'efficacité nécessite de connaître le rapport $R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{\dot{C}}{\dot{C}} = 1$

L'efficacité de l'échangeur se calcul ensuite à l'aide de la formule suivante [10] :

$$E = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{R}\right)NUT^{0,22}\left(\exp(-R \times NUT^{0,78}) - 1\right)\right) \text{ Équation 9}$$

1.2.4 Puissance et températures de sortie

Une fois l'efficacité calculée on retrouve la puissance de l'échangeur :

$$\Phi = \dot{C}(T2f - T1f) \text{ Équation 10}$$

Avec $T2f$, la température de l'air vicié à la sortie de la boîte et $T1f$, température de l'air neuf (dans la salle de TP).

On peut ensuite en déduire :

- La température de l'air neuf après passage dans l'échangeur : $T1f = \frac{\Phi}{\dot{C}} + T1f$ Équation 11

- La température de l'air vicié à la sortie de la VMC : $T2f = \frac{\Phi}{\dot{C}} + T2f$ Équation 12

1.3 Dimensionnement du puits canadien

Afin de pouvoir dimensionner le puits canadien, nous avons également établi une feuille de calcul qui se devait d'être d'une grande flexibilité, afin de permettre la variation d'un grand nombre de paramètres.

1.3.1 Température du sol

Afin de partir sur des valeurs cohérentes, des températures moyennes ont été calculées pour la ville de Nancy de 1960 à aujourd'hui. Ce sont les moyennes des maxima, des minima et des températures moyennes pour 12 divisions de l'année [11].

La température de l'air est alors déterminée par l'équation 13[12]. Il est ensuite nécessaire d'avoir la température du sol en fonction de la période de l'année, et de la profondeur. Cette température est donnée par l'équation 14[12].

Les valeurs en gras sont des valeurs employées pour l'exemple.

$$T_{air}(t) = T_{moy} + A \times \cos\left(2\pi \frac{t}{t_0}\right) \quad \text{Équation 13}$$

$$T_{sol}(x, t) = T_{moy} + A \times e^{-x \sqrt{\frac{C}{t_0}}} \times \cos\left(\frac{2\pi t}{t_0} - x \sqrt{\frac{\pi}{C t_0}}\right) \quad \text{Équation 14}$$

Avec :

x et t , respectivement la profondeur au sol (**3 m**) et la période de l'année (**mois n°6 ou décembre**)

T_{moy} , la température moyenne à la période considérée (**9,6 °C**)

A , la différence entre température maximale et minimale (**14 - 5,2 = 8,2 °C**)

C , la diffusivité thermique du sol [12] (**1x10⁻⁶ m².s⁻¹**)

t_0 , la durée d'un cycle complet (un an, soit **12** douzièmes)

Avec les valeurs d'exemple, on obtient $T_{air} = 0,8 \text{ °C}$ et $T_{sol} = 7,8 \text{ °C}$

1.3.2 Température de l'air à l'intérieur du puits

Résistance thermique

Le but est ici de déterminer la résistance thermique qu'il existe entre l'air du cylindre et la terre. Il existe une importante convection à l'intérieur du tuyau, ainsi qu'une certaine conduction au sein de la paroi du tuyau. On suppose que la terre agit comme un milieu thermostaté, et bien que très souvent, celle-ci est humide, on considérera qu'il n'y a pas de convection entre elle et le puits, de toute façon négligeable même si l'on remplace toute la terre par de l'eau, et complexe à modéliser.

Il convenait tout d'abord de déterminer le coefficient convectif h à l'intérieur du puits. En effet, ainsi que nous allons le voir, la convection à l'intérieur du puits est un facteur très impactant quant à la transmission de chaleur du sol à l'air.

Au préalable, il a été nécessaire de déterminer les valeurs de masse volumique, capacité thermique, conductivité thermique, viscosité cinématique et diffusivité relatives à l'air en fonction de la température, puisque celles-ci sont susceptibles de varier significativement tandis que l'air se réchauffe le long du puits canadien. C'est aussi pour ça que ces valeurs ne sont pas prises comme constantes, et que le calcul s'effectue par itération (voir

$\frac{-dT}{(T - T_{sol})} = \frac{2k}{C_{p,v}} dx$ Équation). Les formules suivantes sont issues de *Heat and Mass transfer* [13].

- La masse volumique :

$$\rho = \frac{1}{287,06 \times (T + 273,15)} \times \left(1,03 \times 10^8 - 230,617 \times H \times \exp \left(17,5043 \times \frac{T}{241,2 + T} \right) \right)$$

Avec H l'humidité

- La capacité thermique :

$$C_p = 1,9327 \times 10^{-10} \times (T + 273,15)^4 - 7,9999 \times 10^{-7} \times (T + 273,15)^3 + 1,1407 \times (T + 273,15)^2 - 4,489 \times$$

- La conductivité thermique :

$$\lambda = 1,5207 \times 10^{-11} \times (T + 273,15)^3 - 4,857 \times 10^{-8} \times (T + 273,15)^2 + 1,0184 \times 10^{-4} \times (T + 273,15) - 3,933$$

- La viscosité cinématique :

$$\nu = -1363528 \times 10^{-14} \times (T + 273,15)^3 + 1,00881778 \times 10^{-10} \times (T + 273,15)^2 + 3,452139 \times 10^{-8} \times (T + 273,15) + 1,48 \times 10^{-6}$$

Calcul du nombre de Reynolds Re

$$Re = D \frac{u}{\nu}$$

Avec D, le diamètre du puits

u , la vitesse du fluide dans le puits

$$\alpha, \text{ la diffusivité thermique } \alpha = \frac{\lambda}{\rho \times C_p}$$

Calcul du nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \rho \nu}{\lambda}$$

Calcul du nombre de Nusselt

Ce nombre se calcul différemment en fonction de la turbulence du régime.

- Si $Re > 2000$, le régime est turbulent :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3}$$

- Si $Re < 2000$, le régime est laminaire :

Si $L/D > 0,1 Re Pr$: $Nu = 3,66$

$$\text{Si } L/D < 0,1 Re Pr : Nu = 1,86 \times \left(Re \times Pr \times \frac{D}{L} \right)^{0,33} \times \left(\frac{\nu}{\nu_{paroi}} \right)^{0,14} \quad [9]$$

La viscosité à la paroi ν_{paroi} se calcule tout comme la viscosité un peu plus, à la différence qu'on va utiliser comme valeur de température celle de la paroi, donc une valeur constante.

Dans le cas d'un régime laminaire

Calcul de h

On commence par calculer le coefficient convectif pour tubes lisses : $h = \frac{\lambda Nu}{D}$

Puis le coefficient de Blasius : $Bl = 0,168 \times Re^{-0,25}$

Et celui de McAdams : $McA = 0,007 + 0,528 \times Re^{-0,42}$

Ainsi : $h_{\text{rugueux}} = MCA \times \frac{h}{Bl}$

Calcul de la Résistance

$$R = \frac{1}{\pi D \times h_{\text{rugueux}}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{\frac{D}{2}}\right)}{2\pi\lambda_{\text{tube}}}$$

Equation

Equation générale

On cherche ici la température de l'air à l'intérieur du puits en fonction de la distance qu'il

a parcouru. L' $\begin{cases} dQ = (T - T_{\text{sol}}) \times k \times 2\pi r \times dx dt \\ dT = \frac{dQ}{C\rho dV} \end{cases}$ *Equation 15* donne les deux équations de mise en forme.

$$\begin{cases} dQ = (T - T_{\text{sol}}) \times k \times 2\pi r \times dx dt \\ dT = \frac{dQ}{C\rho dV} \end{cases} \quad \text{Equation 15}$$

Avec : dQ , la petite variation de chaleur

k , l'inverse de la résistance thermique

r , le rayon du cylindre

dx , la petite variation de distance le long du cylindre

dt , la petite variation de temps

C , la capacité calorifique de l'air

ρ , la masse volumique de l'air

dV , la petite variation de volume

On pose dès lors $dt = \frac{dx}{v}$ avec v la vitesse de l'air dans le cylindre, ainsi que $dV = \pi r^2 dx$, et on obtient, après résolution :

$$\frac{-dT}{(T - T_{sat})} = \frac{2k}{C_{prv}} dx \quad \text{Équation 19}$$

Cette dernière équation est intégrable directement et facilement si l'on considère que $\frac{2k}{C_{prv}}$ est une constante. Malheureusement, la capacité calorifique de l'air, sa masse volumique ainsi que la résistance thermique, sont des grandeurs qui sont susceptibles de varier de manière non négligeable avec la température (voir Résistance thermique). C'est pourquoi, dans le doute, nous avons délaissé l'intégration directe au profit d'une résolution itérative.

2. Modélisation

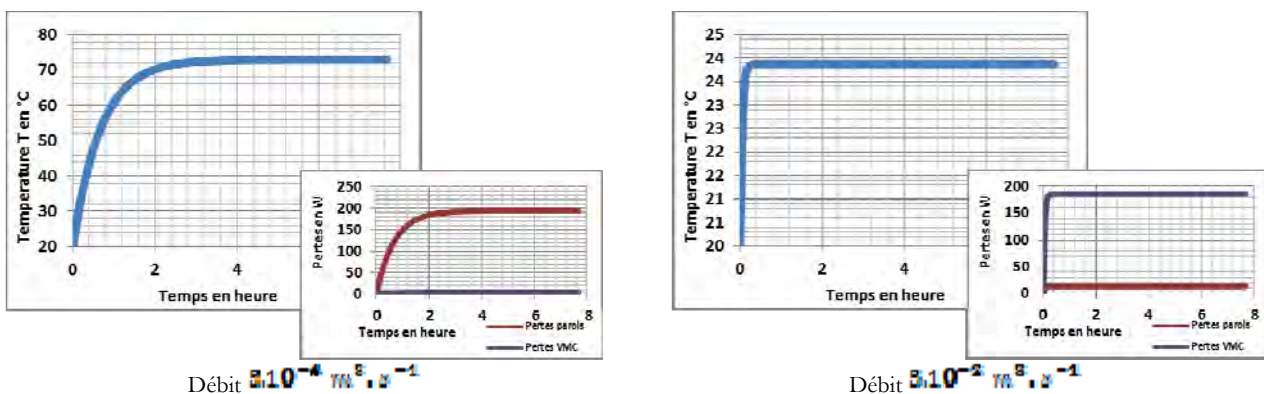
D'après les équations vues dans la partie « Théorie », 3 feuilles de calcul ont été réalisées dont les copies d'écran sont disponibles en annexe. Elles sont conçues dans un souci de grande flexibilité. Afin de déterminer toutes les caractéristiques de la maquette, plusieurs modélisations ont été testées. Le choix final s'est porté sur celle qui présentait les meilleures propriétés en fonction des contraintes qui été imposées, à savoir : un temps de stabilisation de la température dans le module d'habitation inférieur à deux heures, et une efficacité de la VMC supérieure à 50 %. De plus il a fallu tenir compte du schéma des températures défini dans la Figure 9 : *Modélisation des écarts de température*

Nous allons donc présenter ici les facteurs influents ainsi que les valeurs retenues.

2.1 Stabilisation de la température du « module d'habitation »

2.1.1 Influence du débit de renouvellement d'air

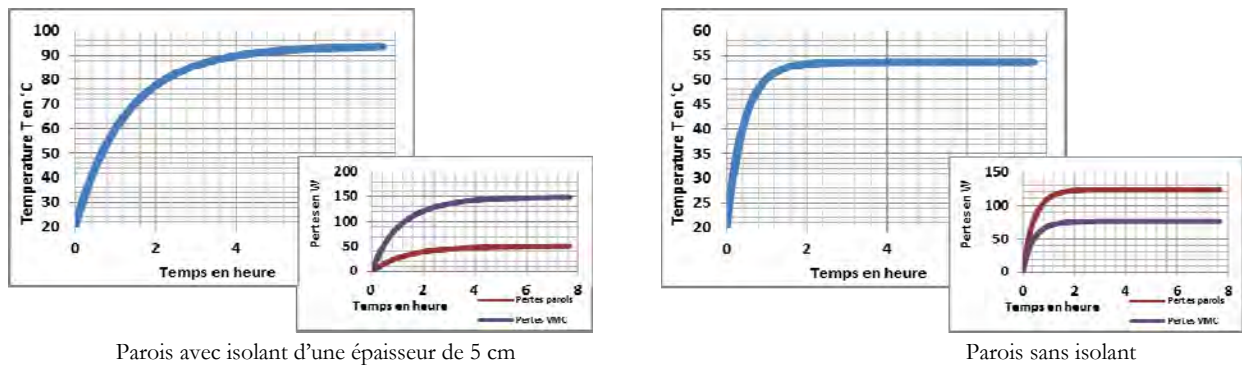
L'augmentation du débit conduit à une diminution du temps et de la température de stabilisation. Cela entraîne aussi à une diminution des pertes aux parois au profit des pertes par la VMC. Le compromis qui doit être trouvé doit permettre de limiter le temps de stabilisation à 2 heures, de limiter la température de stabilisation entre 40 et 50 °C. De plus le rapport entre les pertes aux parois et les pertes par la VMC doit être de l'ordre de un.



Graphique 1 et 2: Influence du débit

2.1.2 Influence de la composition et de l'épaisseur des parois

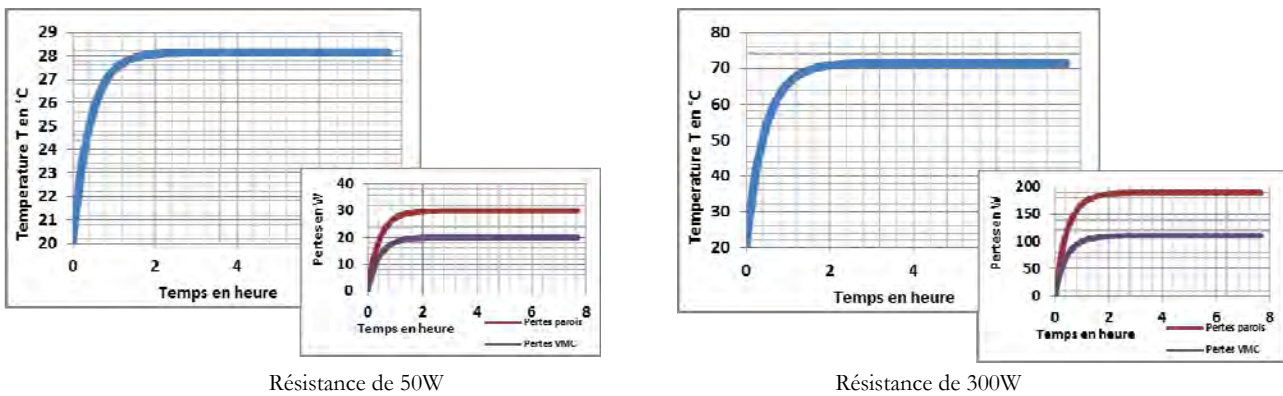
Initialement, nous souhaitons isoler les parois de la maquette. Une maquette isolée aurait alors été plus représentative de ce qu'est une maison bioclimatique, et cela aurait permis de diminuer les pertes de chaleur aux parois. Mais ce que l'on voit sur la graphique 3, c'est que l'ajout d'un isolant (ici modélisation avec du polystyrène extrudé) augmente de beaucoup le temps de stabilisation de la température. Ceci paraît cohérent, en effet, si l'on ajoute de l'isolant, la quantité de matière à stabiliser en température est plus grande, ce qui augmente du même coup le temps de stabilisation. Ce temps est pour nous un facteur limitant, car le TP doit être faisable pour les étudiants en moins de quatre heures, c'est pourquoi, le module ne sera pas isolé.



Graphique 3 et 4: Influence de la composition de la paroi

2.1.3 Influence de la puissance de la résistance

Ce qu'on remarque ici est ce qui a été supposé ci-dessus : une résistance de plus grande puissance n'augmente pas le temps de stabilisation, seulement la température finale maximale qu'il est possible d'atteindre à l'intérieur de la maquette (Figure 14). Comme la température finale devait avoisiner les 50°C, il a été facile grâce à la feuille de calcul de déterminer la puissance nécessaire.



Graphique 5 et 6: Influence de la résistance

2.1.4 Conclusion et choix

Les deux facteurs influant sur le temps de stabilisation, sont donc le débit d'air, et la quantité de matière à stabiliser. Pour diminuer ce temps il fallait donc :

- Augmenter le débit vers de grandes valeurs
- Diminuer la quantité de matière à stabiliser
- Adapter la résistance pour atteindre la température souhaitée

Un compromis était donc essentiel ici, et il aurait probablement été possible d'installer de l'isolant, toutefois le débit nécessaire aurait été beaucoup trop grand, ce qui aurait créé des incohérences avec l'efficacité de la VMC, ce que nous allons voir dans la partie qui suit.

C'est pourquoi le débit Q retenu est de $5 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, ce qui correspond à un débit massique \dot{m} de $5,9 \cdot 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, associé à une résistance de 200W. Nous avons Les parois auront une épaisseur de 5 mm, compromis entre peu de matière et une rigidité suffisante, et ne seront pas isolées. Avec cette configuration le rapport entre pertes aux parois et pertes par la VMC est de 0,6.

2.2 Efficacité de la VMC double flux

2.2.1 Influence de la géométrie de l'échangeur

Deux paramètres influencent l'efficacité : la surface d'échange et la section de passage de l'air.

La section de passage de l'air influe directement sur la vitesse de l'air dans l'échangeur et donc sur le nombre de Nusselt. Celui-ci intervient dans le calcul du coefficient de convection et donc dans le calcul du coefficient global d'échange

$$K = \frac{1}{\frac{2}{h} + \frac{e}{\lambda_{acier}}}$$

Équation 7). Ainsi plus la section de passage est petite, meilleure est l'efficacité. Cependant il est difficile de réduire la hauteur de passage de l'air en dessous de 2 mm

car les plaques risqueraient de se toucher. C'est cette épaisseur qui a été retenue lors de la modélisation.

La surface d'échange intervient quant à elle directement dans le calcul du nombre d'unité de transfert. On *peut* ainsi déterminer le nombre d'unités de transfert $NUT = \frac{K \times S}{C}$ (Équation 8). Ainsi plus la surface d'échange est grande plus le NUT est élevé et donc meilleure est l'efficacité. Toutefois, il a fallu se limiter à des plaques de 150 mm par 150 mm, pour des raisons d'encombrement. Au final la surface d'échange est de 1,08 m².

2.2.2 Influence du débit

On remarque (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.** que plus le débit est grand plus l'efficacité est faible. Or, il est souhaitable d'avoir la plus grande efficacité possible, Ce qui rentre en contradiction avec le fort débit demandé pour la stabilisation de la température dans la maquette.

Débit (m ³ /s)	0,05	0,005	0,001
Efficacité	0,16	0,51	0,72

Tableau 4 : Relation entrée débit et efficacité

2.2.3 Conclusion et choix

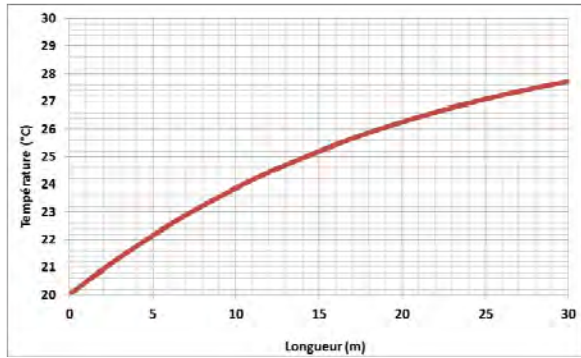
Tout comme précédemment, le compromis est nécessaire. C'est donc le débit intermédiaire présent dans le tableau 4 qui a été retenu, pour une efficacité de 0,51.

2.3 Longueur du puits canadien

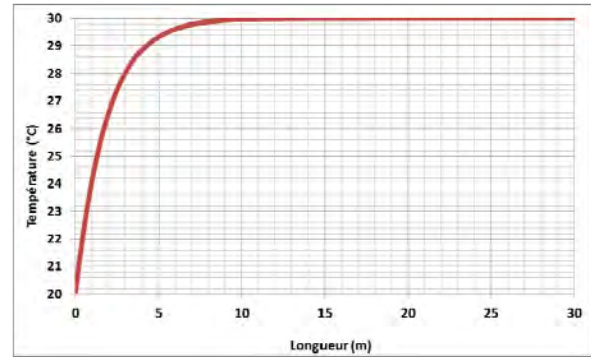
A ce stade l'objectif final est atteint : obtenir un graphique qui de manière qualitative donne un palier de stabilisation de la température en fonction de la distance parcourue par l'air dans le puits.

2.3.1 Influence du débit

C'est le facteur le plus important. Pour les deux graphes de la Figure 15, le régime d'écoulement est laminaire. Pour de faibles débits seulement, la température souhaitée est atteignable à courte distance (5 m). Ainsi, puisqu'il est difficile d'imaginer la construction d'un puits pour le TP dont la longueur serait supérieure à 5 mètres, un débit très faible est nécessaire



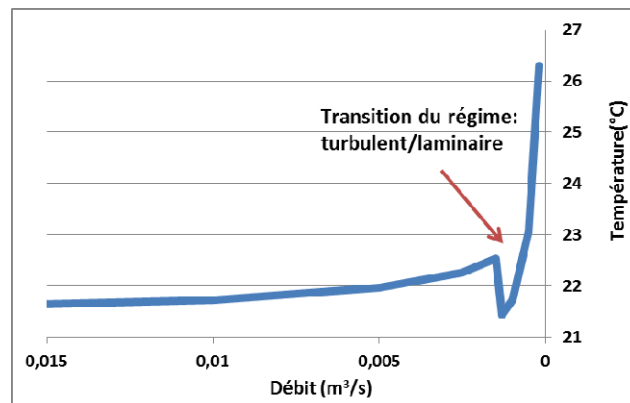
Débit $1 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



Débit $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Graphiques 7 et 8: Influence du débit sur la température de l'air dans le puits en fonction de la distance (ø 5cm)

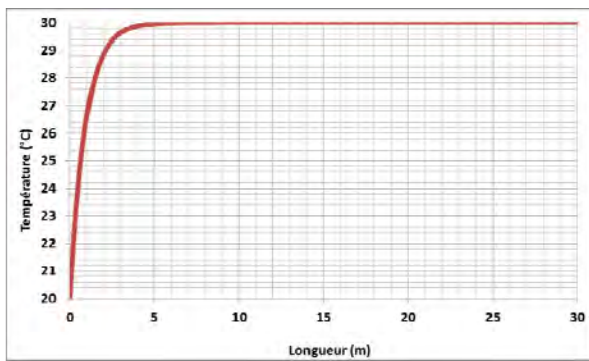
Comme on le voit sur la Figure 16 au-delà de $0,0014 \text{ m}^3/\text{s}$, on passe en régime turbulent. Dans ce régime, il est impossible de monter plus vite en température à une distance donnée (ici 3m), en faisant varier le débit. Pour obtenir très tôt dans le puits une valeur élevée de température, le régime laminaire est **obligatoire**.



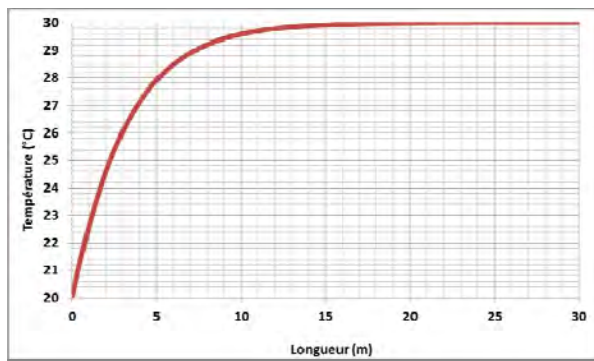
Graphique 9: Evolution de la température dans le puits à 3 m de l'entrée, en fonction du débit imposé

2.3.2 Influence du diamètre

Le diamètre a lui aussi son influence. En régime laminaire, comme ci-dessous Figure 17, un plus gros diamètre amène une montée en température qui se fait plus rapidement dans le puits. En régime turbulent, le diamètre influe de la même manière, mais moins fortement. En tout les cas, le diamètre a nettement moins d'influence que le débit.



Diamètre intérieur : 10 cm



Diamètre intérieur : 3 cm

Graphiques 10 et 11: Influence du diamètre du puits sur la température de l'air dans le puits en fonction de la distance (Débit $10^{-4} \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)

2.3.3 Conclusion et choix

Il est apparu impossible d'obtenir une modélisation permettant le fonctionnement du puits canadien et de la VMC double flux combinés. En effet les débits d'air nécessaire à la VMC ne conviennent pas pour le puits canadien, il aurait alors fallu une longueur de tuyau beaucoup trop importante.

Cependant la feuille de calcul fonctionne et pourra servir pour la réalisation dans le futur d'une seconde maquette consacrée au puits canadien. Cette modélisation devra prendre en compte qu'un puits canadien est, comme nous l'avons vu, difficilement miniaturisable. Un véritable puits canadien nécessite selon la bibliographie de 25 à 60 mètres de longueur [8]. Si l'on cherche à remonter une différence de température de 7 à 10°C, pour un puits de diamètre 25 cm, et une vitesse de 1 à 2 m/s [8], c'est bien la distance requise. Et le régime est turbulent. Si l'on veut miniaturiser cela et rester en régime turbulent, il faudra au moins 10 mètres de tuyau pour atteindre une remontée de seulement 5°C (pour un diamètre déjà bien gros : 10 cm, et un débit déjà bien faible : 0,003 m³/s) ! Sinon il faut tolérer le régime laminaire et donc un débit très faible, qu'il faudra savoir gérer.

PARTIE 3 : Réalisation

1. Définition de la maquette

Une fois les différents paramètres fixés (voir **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**) il a été possible de définir totalement la maquette

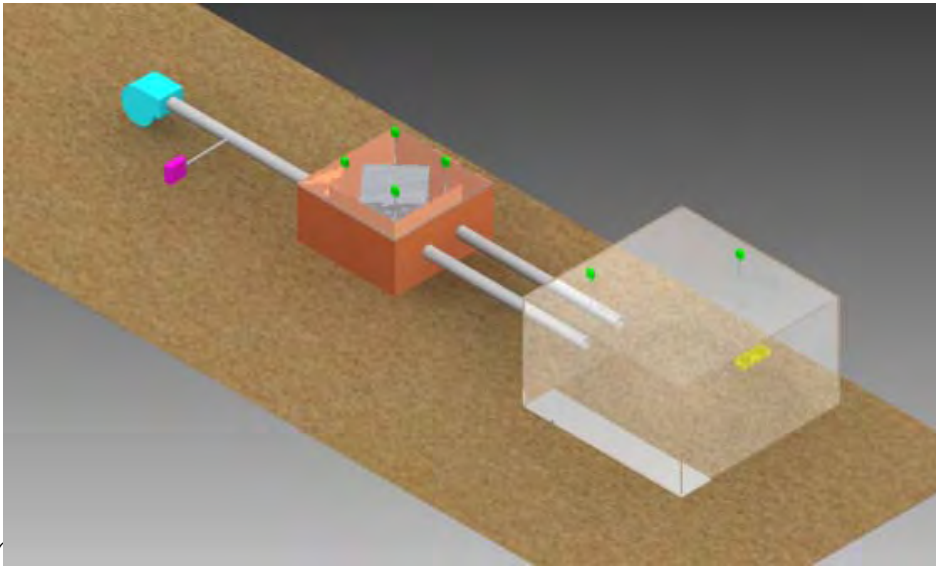


Figure 12 : *Modélisation informatique de la maquette*. Elle sera donc constituée :

- D'un module en plexiglas de 5mm d'épaisseur, représentant une habitation de 50 cm par 50 cm pour une hauteur de 30 cm. Une résistance à ailettes de 200W sera placée à l'intérieur du module. De plus l'ajout d'un petit ventilateur de type ventilateur utilisée en informatique permettra d'homogénéiser la température à l'intérieur du module et d'accentuer la convection.
- D'un échangeur à plaques modélisant un échangeur de VMC double flux. Il est composé de 50 plaques d'acier inoxydable de 150 mm par 150 mm. Entre chaque plaque un espace de 2 mm sera réalisé à l'aide de baguettes, ce qui permettra un échange en flux croisé. L'échangeur sera inséré dans une boîte réalisée en polystyrène extrudé afin d'assurer la meilleure étanchéité possible
- D'un ventilateur permettant de propulser l'air dans le dispositif. Le ventilateur dont la puissance ne peut être déterminée⁴ pour le moment devra permettre une plage de débit comprise entre 0 et 20m³/h.

⁴ En raison de la géométrie de l'échangeur, il est difficile d'effectuer un calcul théorique des pertes de charge et donc de dimensionner le ventilateur.

- Les différentes parties seront totalement indépendante et reliées entre elles par des tubes PVC de diamètre 32 mm (diamètre intérieur 30 mm)

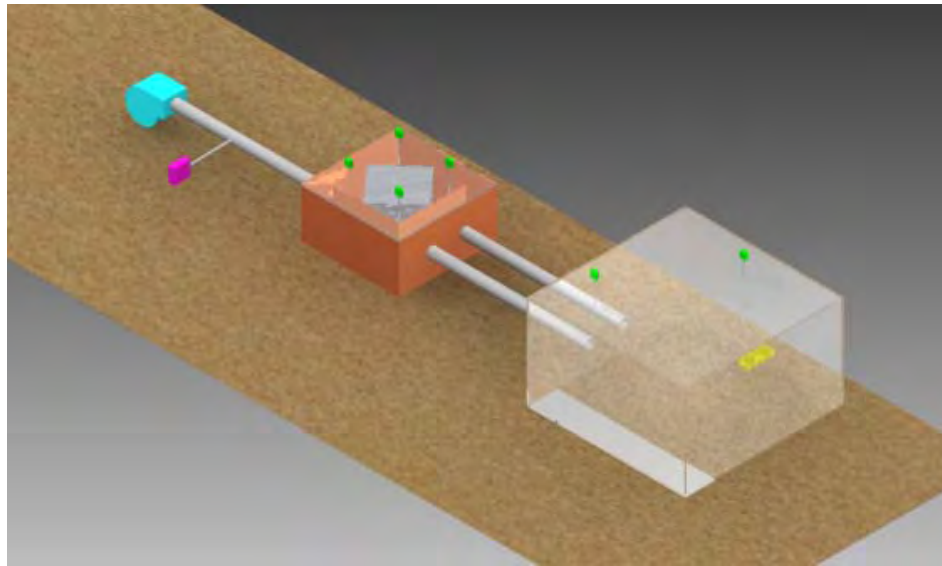


Figure 12 : Modélisation informatique de la maquette

2. Choix de l'instrumentation

Afin de suivre l'évolution des températures au sein de la maquette, six thermocouples seront installés : deux thermocouples au sein du module d'habitation et quatre thermocouples afin de mesurer les températures avant et après passage dans l'échangeur de l'air entrant et de l'air sortant. De plus un anémomètre à fil chaud sera placé en sortie du ventilateur.

Une mesure de tension et d'intensité pourra également être placée aux bornes de la résistance afin de vérifier la puissance de celle-ci.

L'ensemble de l'instrumentation sera relié à une centrale d'acquisition qui permettra de visualiser en temps réel l'évolution sur un ordinateur ainsi que d'exporter les acquisitions vers un tableur.



Photographie 1 : Centrale d'acquisition ALMEMO® 8690-9A [14]

3. Calcul du coût de fabrication de la maquette

Nous avons ensuite contacté les fournisseurs habituels de l'ENSTIB afin d'obtenir des devis (voir ANNEXES). Le tableau suivant regroupe les devis les plus intéressants et permet ainsi de calculer le coût de réalisation de la maquette. Les articles en rouge sont ceux commandés cette année. Les autres articles étaient soit disponibles à l'école, soit nous ont été prêtés les temps de l'expérimentation. Ils pourront être commandés par la suite lorsque le travail pratique sera mis en place pour les étudiants. Le coût global de la maquette est de 5023 € TTC dont 589 € ont déjà été dépensés.

Loraplast			
Plaque de PMMA (Plexiglas) 2030 x 1525 mm épaisseur 5 mm	1	130,00 €	130,00 €
Baguette de soudure PVC	4	8,34 €	33,35 €
Port et emballage	1	25,00 €	25,00 €
Sous-total HT			188,35 €

Ateliers Valentin			
Tôles inox épaisseur 1 mm + découpe 150 x 150	52	2,79 €	145,00 €
Sous-total HT			145,00 €

Air et eau			
Sonde thermocouple de type k diam 3mm longueur 150 mm	6	126,00 €	756,00 €
Thermo-anémomètre L 80 mm	1	984,00 €	984,00 €
Mesure de tension	1	335,00 €	335,00 €
Mesure de courant	1	335,00 €	335,00 €
Centrale d'acquisition	1	1 156,00 €	1 156,00 €
Ventilateur débit max 23 m3/h	1	61,50 €	61,50 €
Port et emballage	1	21,00 €	21,00 €
Sous-total HT			3 648,50 €

Jeannot			
Résistance à ailette 200W	1	21,35 €	21,35 €
Port et emballage	1	23,25 €	23,25 €
Sous-total HT			44,60 €

Divers			
Tube PVC diamètre 32 mm longueur 1 m	3	5,24 €	15,72 €
Raccord avec joint	7	20,53 €	143,71 €
Panneau de polystyrène extrudé 125 x 60 x 6 cm	2	6,99	13,98
Sous-total HT			173,41 €

Total de tous les articles	Total HT	4 199,86 €
	TVA (19,6%)	823,17 €
	Total TTC	5 023,03 €

Tableau 5 : Calcul du coût de la maquette et de l'instrumentation

4. Montage

Après quelques difficultés pour l'achat des fournitures, dues à une ouverture tardive du budget 2012, le montage de la maquette a pu commencer.

Les figures suivantes présentent les différentes étapes de fabrication de l'échangeur double flux et du « module habitat ».



Photographies 2 et 3 : Montage de l'échangeur à plaques

L'échangeur à plaque a été construit selon le principe suivant : les plaques en inox ont été superposées, séparées par les baguettes, ces dernières étant alternées et collées.



Photographies 4 et 5 : Vue rapprochée de la tranche et isolation des interstices

Afin de s'assurer d'une meilleure étanchéité, les interstices ont été comblés avec du silicone.



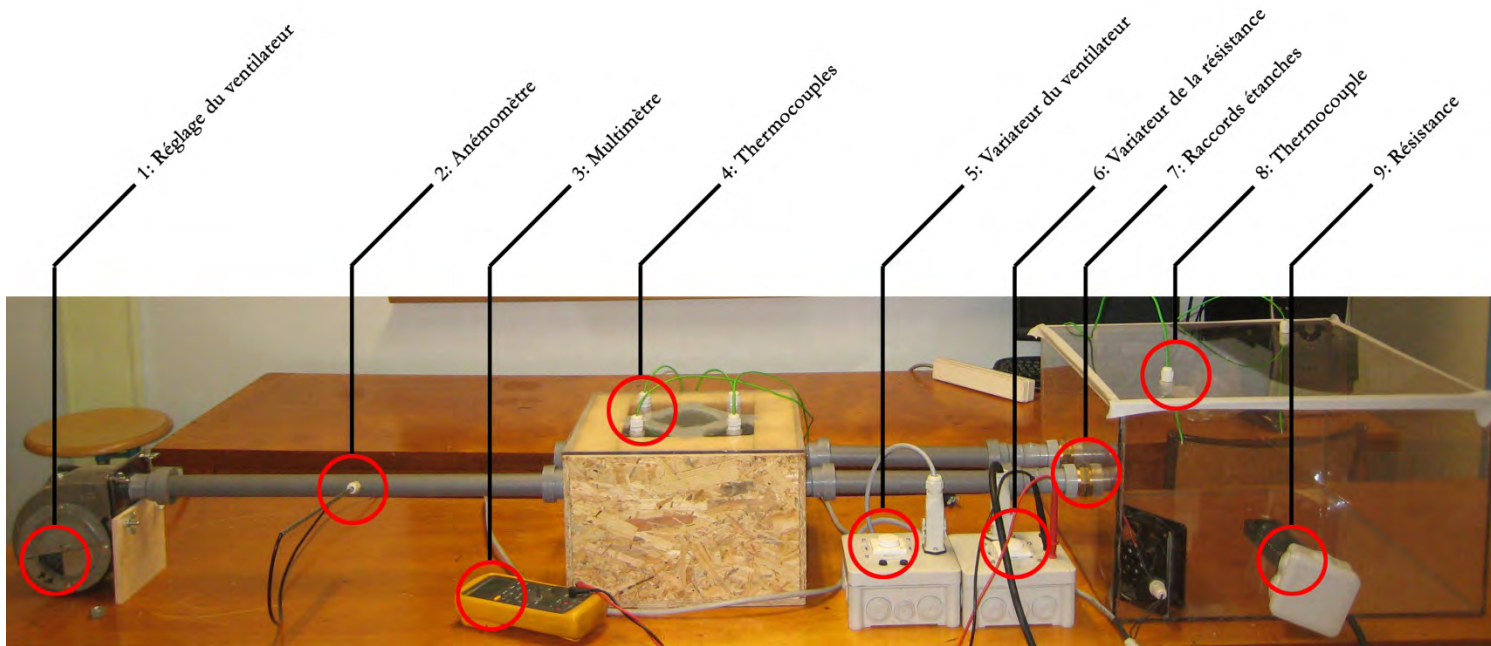
Photographies 6 et 7 : Construction de la VMC

Autour de l'échangeur à plaques disposé en losange, des plaques d'isolant ont été comprimées à l'aide de serres-joints. Ces plaques d'isolants sont collées entre elles ainsi que sur un support en OSB avec du silicone. Les plaques d'isolant ont été dimensionnées de sorte à ce que les coins de l'échangeur pénètrent à l'intérieur de celles-ci comme on peut le voir sur le montage final ci-dessus. Ainsi, l'étanchéité est assurée lorsque l'isolant est comprimé. Des trous ont été pratiqués au préalable afin de pouvoir passer les tubes en PVC. Ces derniers traversent l'isolant de manière étanche, puisque le perçage est serrant. Enfin, tout autour de l'isolant, sont installés des panneaux OSB (collés au silicone également), afin d'éviter toute dégradation de l'isolant. Au dessus, est apposée une plaque de plexiglass (qui permet d'avoir un regard sur l'intérieur de la VMC) percée en quatre endroits pour laisser passer les thermocouples, et collée au silicone, dont on voit bien le joint sur la photo ci-dessus.



Photographies 8, 9 et 10 : Découpe, soudage et construction du « module d'habitation »

Les plaques de plexiglass ont été découpées sur la scie à panneau, puis soudées pour former une boîte. Des trous ont été effectués prudemment à la scie-cloche, afin de pouvoir passer la résistance, ainsi que les raccords étanches d'entrée et de sortie d'air. Des petits trous ont été percés sur la plaque supérieure pour passer les thermocouples. A l'intérieur, le petit ventilateur a été installé pour favoriser la convection, et il a été fixé à l'aide de silicone.



Photographie 11 : Montage final

1 : Réglage du ventilateur

Puisque les pertes de charges à travers l'ensemble de la maquette et tout particulièrement à travers la VMC étaient inconnues et très difficile à estimer au préalable, le ventilateur se devait d'être réglable. Le volet qu'on aperçoit permet de régler le débit d'air, qu'il faut fixer pour une vitesse dans le tube de 7m/s.

2 : Anémomètre

Il permet de connaître la vitesse de l'air dans le tube, et donc de régler le ventilateur en amont.

3 : Multimètre

Il permet de connaître le voltage dans la résistance, et donc de régler celle-ci pour 200W.

On retrouve cela grâce à la formule $P = UI = \frac{U^2}{R}$

4 : Thermocouples

Ils permettent de connaître les températures à toutes les entrées et sorties de la VMC.

5 : Variateur du ventilateur

Il permet de réguler et donc d'améliorer la convection à l'intérieur de la maquette en plexiglass. Ainsi, la température se stabilise plus vite à l'intérieur.

6 : Variateur de la résistance

Il permet de réguler la puissance de la résistance.

7 : Raccords étanches

Ces raccords évitent toute fuite d'air en entrée et en sortie de la maquette.

8 : Thermocouples

Ils permettent d'obtenir la température à l'intérieur de l'habitable. Ils sont au nombre de deux, pour des soucis de précision.

9 : Résistance

Elle permet de chauffer l'habitable afin de l'amener à la température intérieure souhaitée.

5. Interface logiciel

Pour l'acquisition de nos données nous avons utilisé le logiciel « tp_meca_flu » qui est actuellement utilisé dans les travaux pratiques. Afin de rendre la lecture plus agréable, il serait souhaitable de créer un logiciel dédié à notre maquette. « tp_meca_flu » se compose de trois onglets : Données en temps réel, graphiques et config. Le logiciel à développer pourrait se baser sur le même principe, voir figure

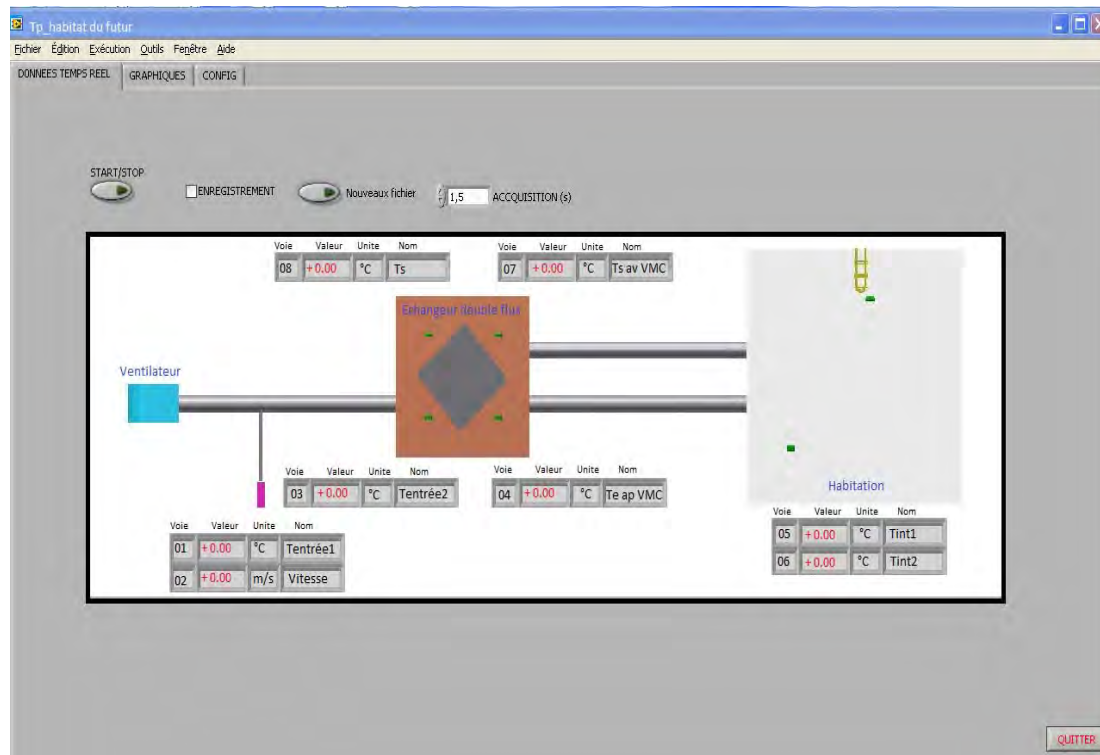


Figure 13 : Logiciel Tp_habitat du futur, onglet Données temps réel

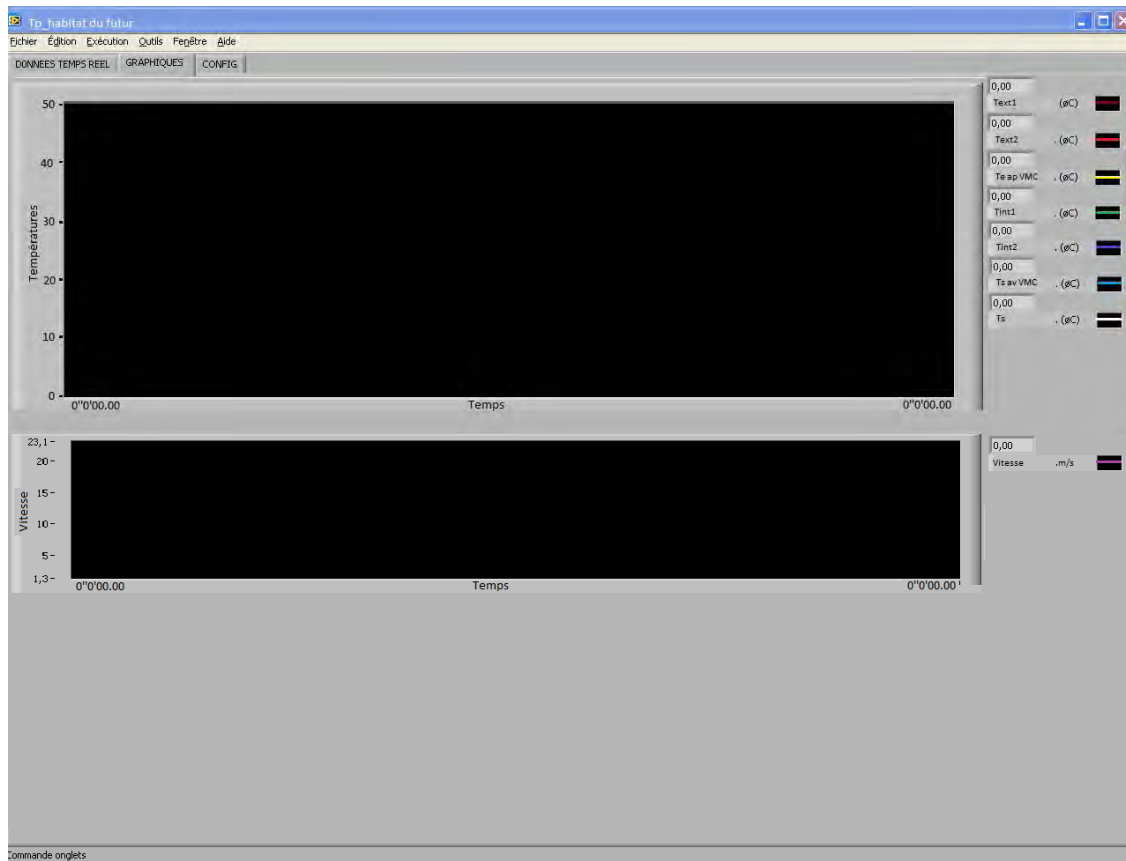


Figure 14 : Logiciel Tp_habitat du futur, onglet Données temps réel

PARTIE 4 : Essais

Dans le futur protocole de TP, il sera proposé aux étudiants de comparer les résultats expérimentaux et théoriques pour un dispositif avec VMC simple flux dans un premier temps puis avec VMC double flux dans un second. Enfin nous avons vérifié la montée en température et la stabilisation du système en l'absence de ventilation

1. VMC simple flux

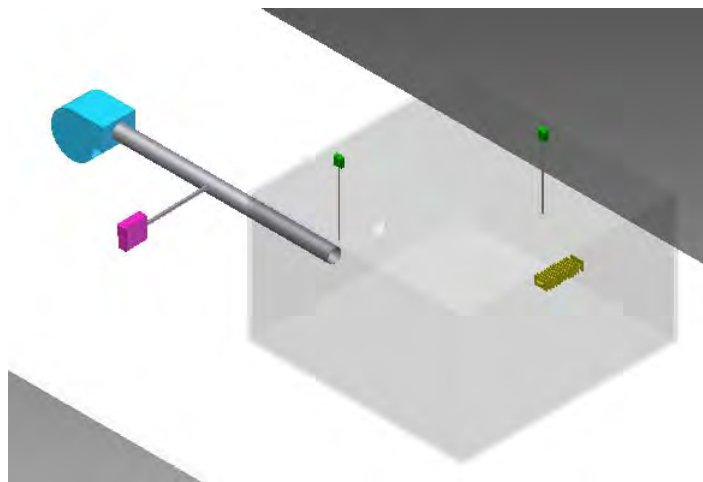
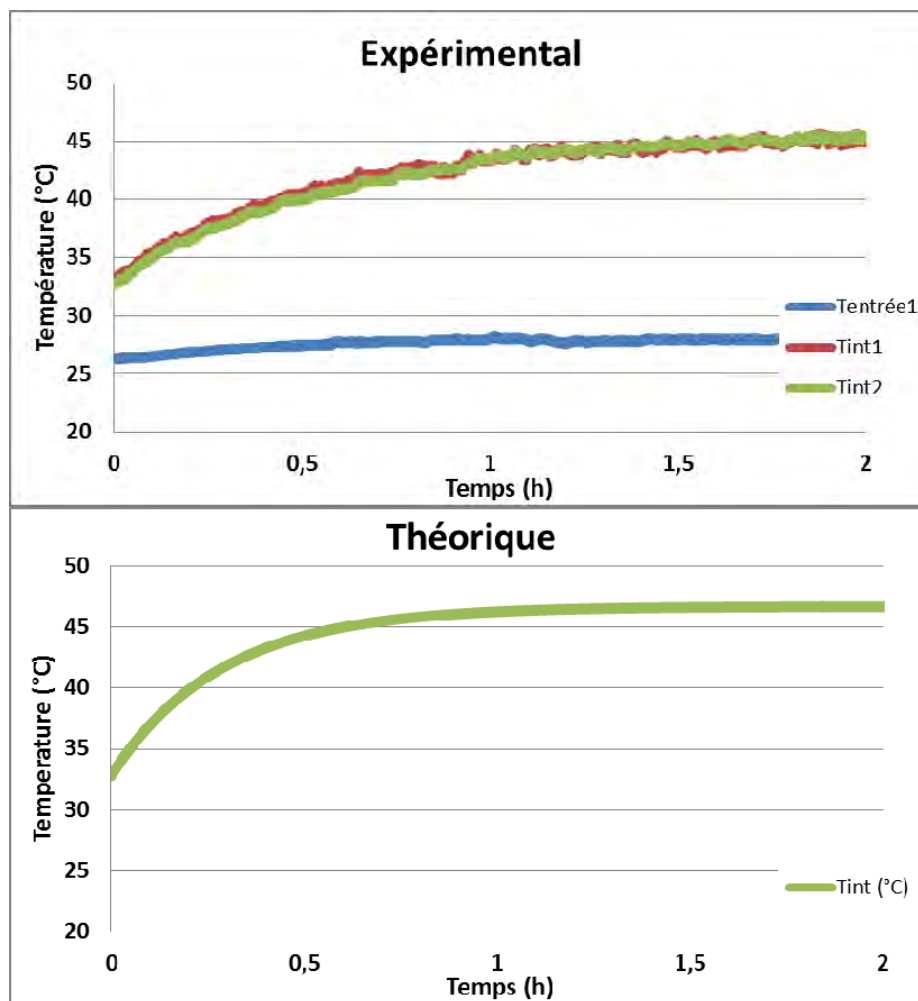


Figure 15 : VMC simple flux

La VMC simple flux se compose uniquement d'un ventilateur et du module d'habitation. L'acquisition de température s'effectue via les deux thermocouples présents dans le module (T_{int1} et T_{int2}) et via l'anémomètre à fil chaud ($T_{entrée1}$). Le ventilateur est réglé de telle sorte que la vitesse soit fixée à 7m/s dans la conduite ce qui correspond au débit retenu. La puissance de la résistance est réglée sur 200 W. La température dans la salle au début de l'essai était de 27°C, et la température intérieure du module était de 32,8°C.

En parallèle de l'acquisition des données expérimentales, nous avons modélisé l'évolution des températures à l'aide de notre feuille de calcul.



Graphiques 12 et 13 : Profil des températures expérimentale et théorique

Le graphe théorique ci-dessus est tiré de la feuille de calcul. La température intérieure a été réajustée à 32,8°C, et la température extérieure à 27°C puisque c'était les conditions initiales lors de l'expérience. Théoriquement, le palier est atteint au bout de deux heures, et la température se stabilise à 46,5°C environ. C'est ainsi qu'on voit que la modélisation est cohérente. En effet, expérimentalement, le palier est également atteint au bout de deux heures, bien que la montée en température soit légèrement moins accentuée qu'en théorie. La température se stabilise à 45,2°C. La marge d'erreur sur la température de stabilisation est donc d'environ 3%, ce qui est tout-à-fait acceptable.

2. VMC double flux

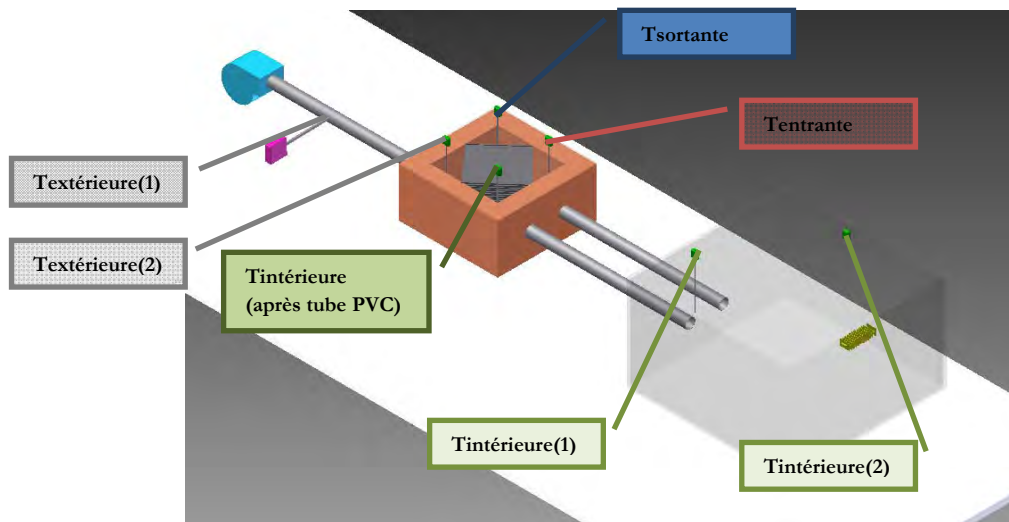


Figure 16 : Position des relevés de température

La VMC double flux se compose quant à elle du ventilateur et du module d'habitation entre lesquels a été intercalé l'échangeur double flux. On relève les températures de l'air

- En entrée, au niveau de l'anémomètre (Textérieure(1)) et de l'entrée dans l'échangeur (Textérieure(2)).
- Après passage dans l'échangeur (Tentrante après VMC)
- Dans le module d'habitation (Tint1 et Tint2)
- En sortie avant (Tintérieure (après tube en PVC)) et après (Tsortante après VMC) l'échangeur

Tout comme pour la VMC double flux le ventilateur est réglé pour avoir une vitesse de 7m/s dans la conduite et la puissance de la résistance est de 200 W. Les températures initiales sont de 20°C aussi bien dans la salle qu'à l'intérieur de la maquette.

La même modélisation a été paramétrée dans la feuille de calcul afin de comparer les valeurs théoriques et expérimentales.

2.1 Notions Élémentaires

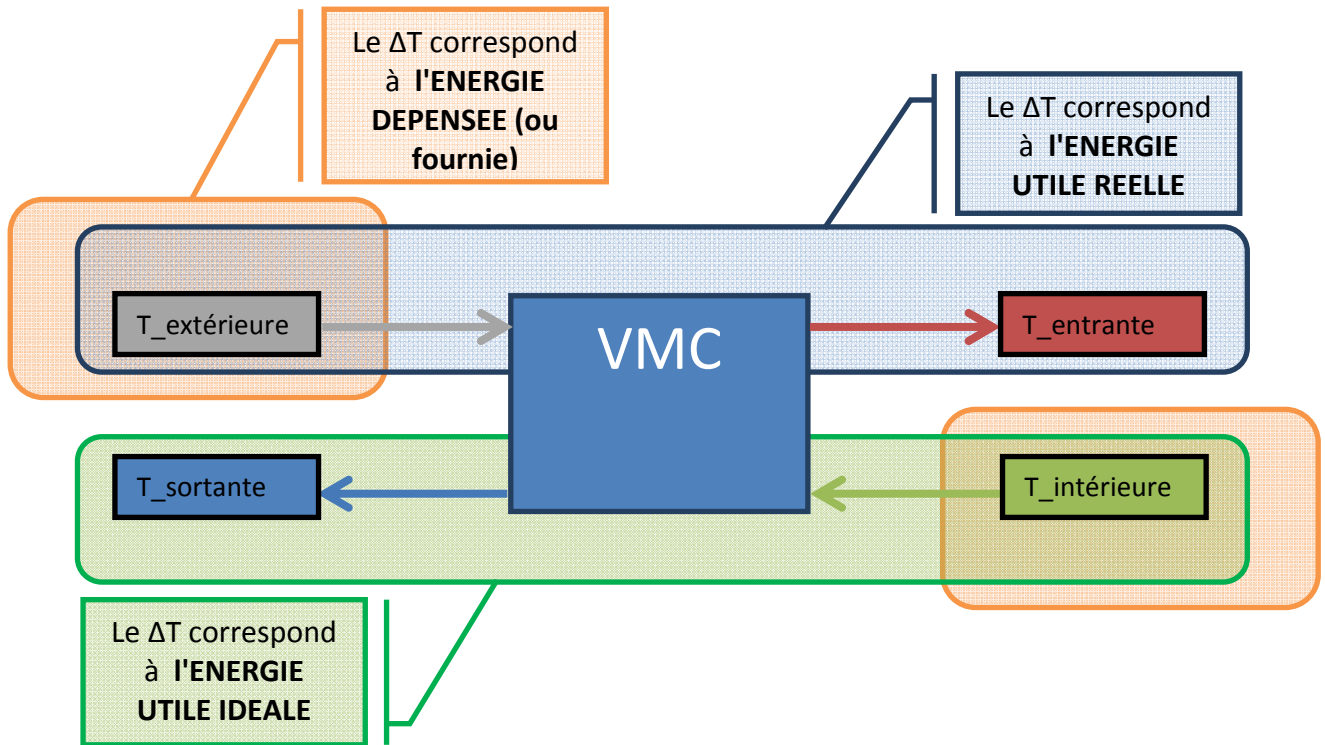


Figure 17 : Schéma des flux d'énergie dans la VMC

Ceci est un schéma d'explication permettant de comprendre facilement quelles sont les énergies que l'on rencontre pendant le fonctionnement de la VMC. Afin de simplifier la compréhension, les flux d'air ne sont pas croisés sur ce schéma. Les trois énergies que l'on rencontre lorsque d'air véhicule à travers la VMC, puis la maison sont :

- **L'énergie utile réelle :** $m \times C_p \times (T_{entrante} - T_{extérieure})$. C'est l'énergie que la VMC fournit à l'air frais qui vient de l'extérieur.
- **L'énergie utile idéale :** $m \times C_p \times (T_{intérieure} - T_{sortante})$. C'est l'énergie contenue dans l'air chauffé qui sort de la maison, et qui est rendue à l'air entrant par l'intermédiaire de la VMC.
- **L'énergie dépensée :** $m \times C_p \times (T_{intérieure} - T_{extérieure})$. C'est l'énergie totale qui est fournie à l'air entre le moment où il est à l'extérieur, et celui où il est dans la maison, déjà préalablement chauffé par la VMC, et réchauffé par les radiateurs.

Ces énergies vont permettre de calculer les grandeurs suivantes

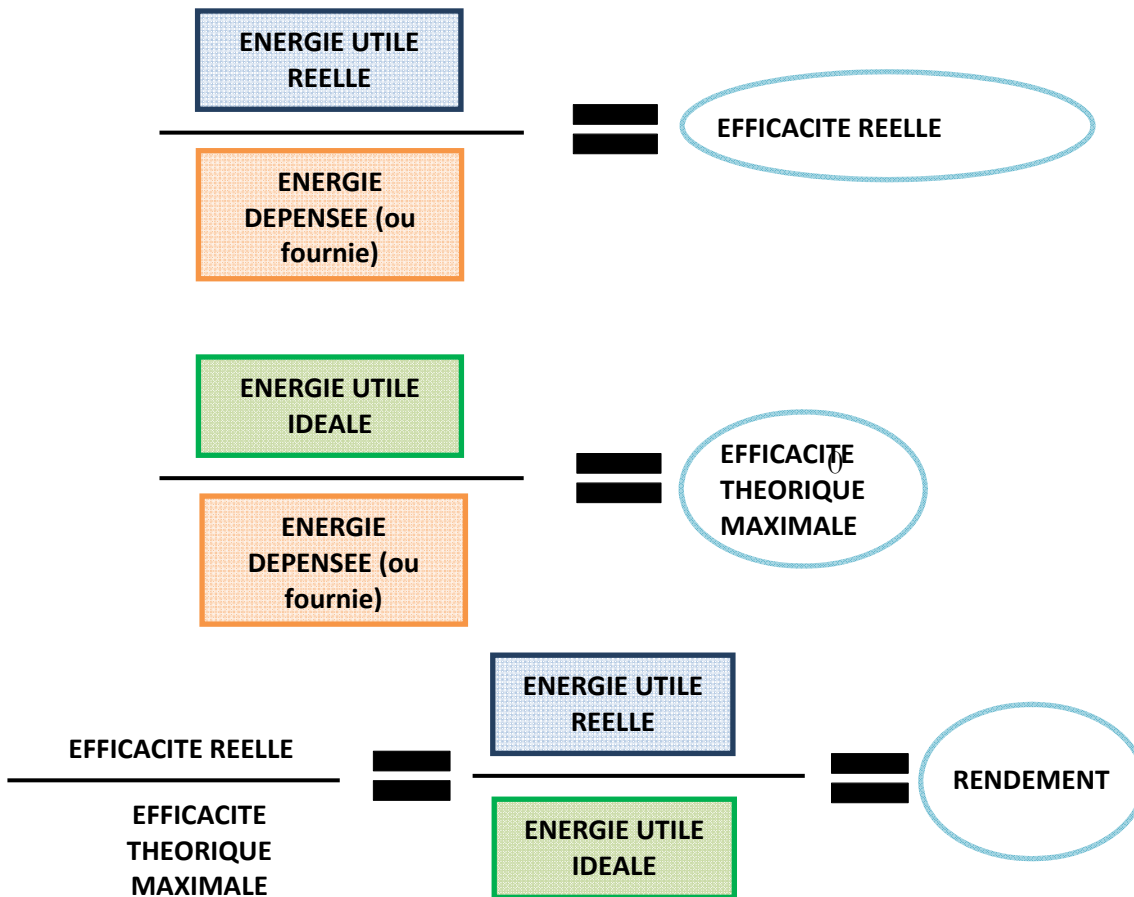
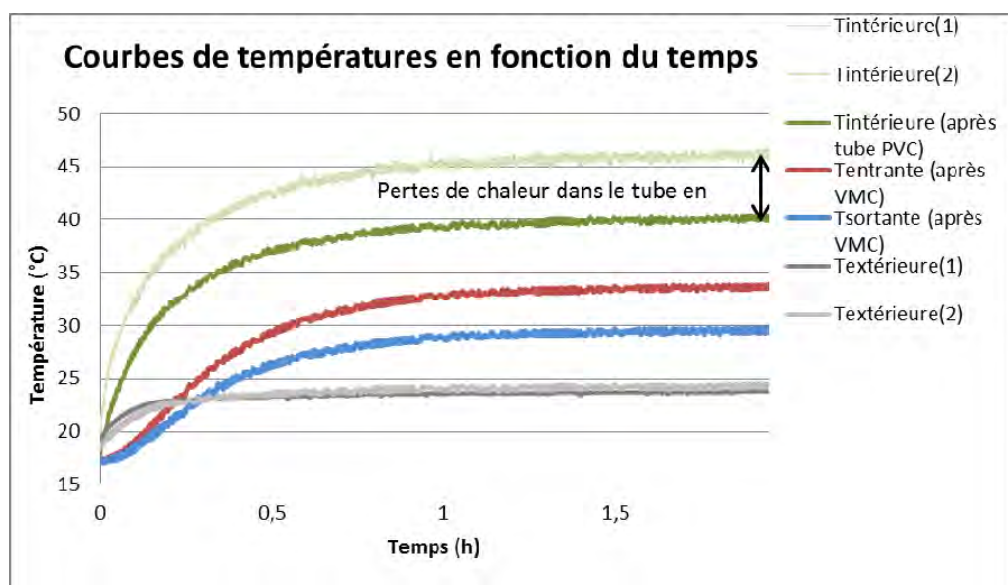


Figure 18 : Efficacité et rendement

2.2 Résultats expérimentaux



Graphiques 14 : Profil expérimental des températures en fonction du temps

Les températures possèdent le même code couleur que sur le schéma de la VMC, vu plus haut.

On cherche à savoir si la modélisation expérimentale est cohérente avec la feuille de calcul, mais on remarque que beaucoup de paramètres sont à faire varier s'il l'on veut que les courbes théoriques soit tracées dans les mêmes conditions initiales que pour la modélisation expérimentale.

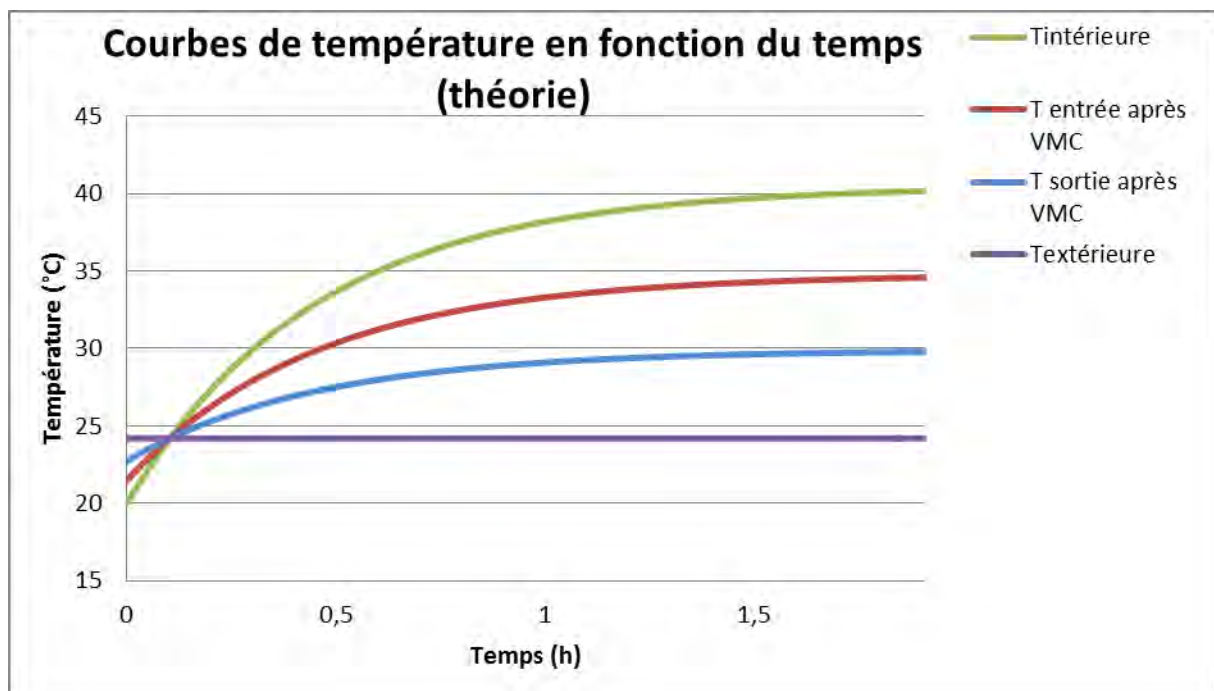
	Hypothèse initiale	Cas réel
Température extérieure	20 °C	24,2 °C
Température intérieure	~50°C	46°C
Coefficient de convection	10 W/m ² .K	?
Efficacité théorique	51%	65%

Tableau 6 : Comparaison données théoriques et expérimentales

Le coefficient de convection est fortement biaisé du fait du ventilateur installé dans le module, qui l'augmente fortement en réalité. Bien qu'il soit difficile d'estimer de combien, on remarque que si on l'augmente de 10 à 50 dans la feuille de calcul, on atteint les 46°C obtenus dans la réalité.

Quoiqu'il en soit, il y a de fortes déperditions thermiques dans le tube qui relie le module à la VMC, et donc la température intérieure chute de 6°C entre l'intérieur du module et l'entrée de la VMC, comme on peut le voir sur le graphique expérimental ci-dessus. Or la feuille de calcul suppose que la température en sortie de module et celle en entrée de la VMC *sont les mêmes* (pas de perte par le tube en PVC), et il faut donc supposer, afin de se calquer sur la réalité, que la modélisation théorique vise une température de consigne de 40°C et non pas 50°C, ce qui est la température réelle obtenue au bout du tube de PVC, une fois l'air sortit de la maison.

Pour atteindre ces 40°C et donc comparer la pratique et la théorie efficacement, il faut donc baisser la puissance de la résistance dans la feuille de calcul et l'amener à 100W. Ainsi, on obtient les courbes ci-dessous.



Graphiques 15 : Profil expérimental des températures en fonction du temps

On voit que le palier se fait bien à 40°C. Les courbes de températures entrante et sortante semblent cohérentes avec les courbes expérimentales.

2.3 Analyse des résultats

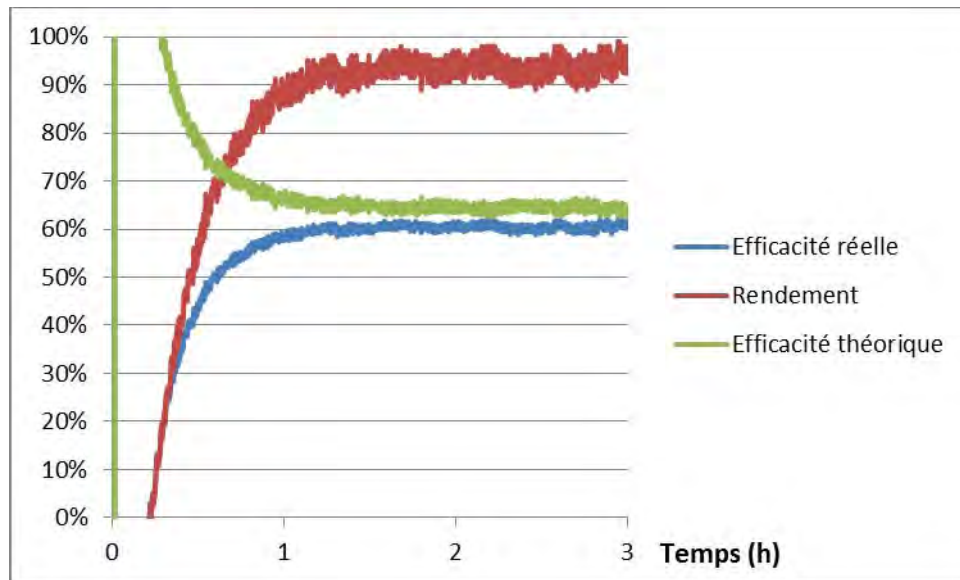
	Expérience	Théorique
Textérieure (°C)	24,2	24,2
Tintérieure (°C)	40	40,2
Tentrant (°C)	33,5	34,6
Tsortant (°C)	29,8	29,78
Rendement	91%	100%
Efficacité réelle	59%	65%
Efficacité théorique	65%	65%

Tableau 7 : Comparaison résultats théoriques et expérimentaux

Les températures sont celles obtenues après stabilisation, et on voit qu'elles sont très proches de celles données par la feuille de calcul. On sait d'autre part que la VMC a une efficacité de 59% (contre une estimation préalable de 51%) et que son rendement est de 91% (donc très peu de pertes aux parois).

Il faudrait par ailleurs isoler les tubes de PVC reliant le module à la VMC. En effet, en définissant le système comme n'étant pas réduit à la seule VMC, mais bien toute la maquette (module d'habitation compris), on se voit contraint de prendre pour température intérieure la

vraie température dans le module (soit 46°C) pour le calcul du rendement, et celui-ci chute de 91% à 57%. De même l'efficacité réelle atteint une valeur de 43% (on récupère moins de chaleur sur la totalité fournie à l'air, puisqu'une grande partie de celle-ci part par le tube en PVC).



Graphiques 16 : Efficacité et rendement en fonction du temps

Au bout d'une heure et demie, efficacités et rendement se stabilisent. L'efficacité théorique diminue progressivement, tandis que l'efficacité réelle augmente progressivement, puisque de plus en plus de chaleur est transmise à l'air entrant. De fait leur rapport, ou le rendement, augmente progressivement.

PARTIE 5 : Enoncé du TP

La dernière phase de notre projet a consisté en la rédaction d'un énoncé pour le travail pratique associé à la maquette. Les pages suivantes présentent le sujet.

TP n°X : HABITAT DU FUTUR

L'amélioration constante de l'habitat, et la mise en place de nouvelles réglementations, ont amenés des changements majeurs concernant la gestion de la ventilation au sein des constructions. Il est en effet nécessaire de renouveler de façon contrôlée l'air de nos habitations. Afin de réduire les pertes énergétiques liées au renouvellement d'air de nouveaux systèmes ont vu le jour. La ventilation mécanique contrôlée (VMC) double flux.

L'objectif de cette séance est d'établir de façon expérimentale et théorique le profil des températures au sein de la maquette afin de conclure sur l'intérêt d'une VMC double flux

1. PRESENTATION DE LA MAQUETTE

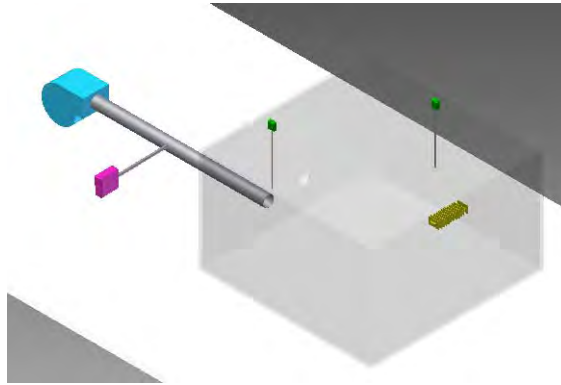
- 1.1 Présenter le dispositif expérimental (Schéma) et présenter l'instrumentation.
- 1.2 Expliquer brièvement le principe de fonctionnement d'une VMC double flux et d'un échangeur à plaques (courants croisés).

2. EXPERIMENTATION

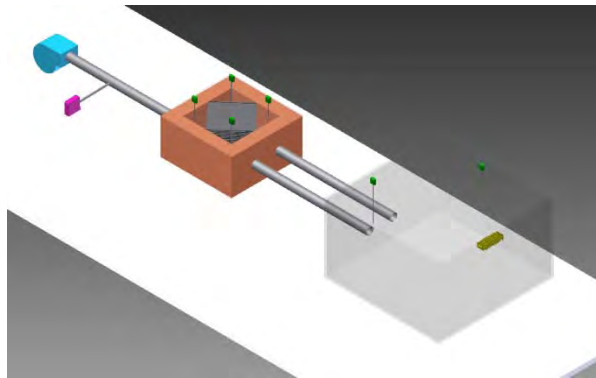
Objectif : Obtenir le profil des températures

Vous disposez des quatre heures de la séance pour effectuer deux manipulations

- 2.1 Raccorder le ventilateur directement au module afin de modéliser une VMC simple flux



2.2 Intcaler l'échangeur à plaque entre le module et le ventilateur afin de modéliser une VMC double flux



Pour les deux expériences :

- Débit d'air = 0,005 m³/s (diamètre intérieur de la conduite 30 mm)
- Puissance de la résistance 200 W (On donne R=200 Ohm)

Logiciel d'acquisition : TP_maison_du_futur

3. ETUDE THEORIQUE

Objectif : Modéliser le profil des températures

3.1 BILAN THERMIQUE DU MODULE D'HABITATION

3.1.1 Ecrire le bilan thermique

3.1.2 Simplifier, en le justifiant, l'expression du bilan et la mettre sous la forme

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\text{Pertes VMC} + \text{Puissance radiateur} + \text{Pertes parois}}{M_{\text{air}} C_{p, \text{air}} + M_{\text{plexi}} C_{p, \text{plexi}}}$$

Pour le calcul des pertes aux parois on donne $\text{Pertes parois} = h_v S_v + h_h \frac{S_h}{2}$

Avec S_v surface des parois verticales,

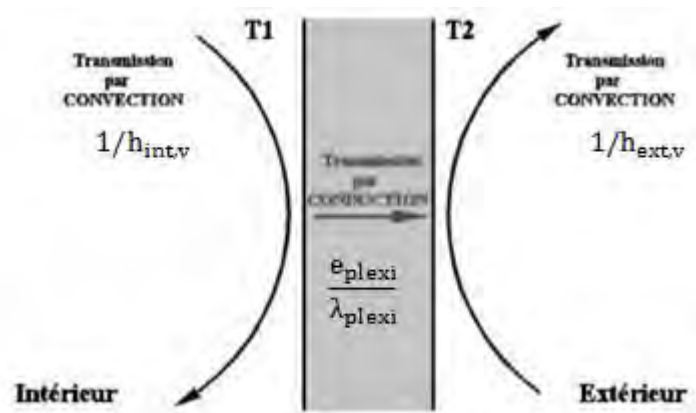
S_h surface des parois horizontales. On prend $\frac{S_h}{2}$ car le fond de la boîte repose sur une table et on fait l'hypothèse que les pertes par cette surface sont négligeables.

$$h_v = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int},v}} + \frac{e_{\text{plexi}}}{\lambda_{\text{plexi}}} + \frac{1}{h_{\text{ext},v}}} \quad \text{coefficient d'échange pour les parois verticales,}$$

$$\text{Et } h_h = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int},h}} + \frac{e_{\text{plexi}}}{\lambda_{\text{plexi}}} + \frac{1}{h_{\text{ext},h}}} \quad \text{coefficient d'échange pour les parois horizontales}$$

On prendra $h_{\text{int},h} = h_{\text{int},v} = h_{\text{ext},h} = h_{\text{ext},v} = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

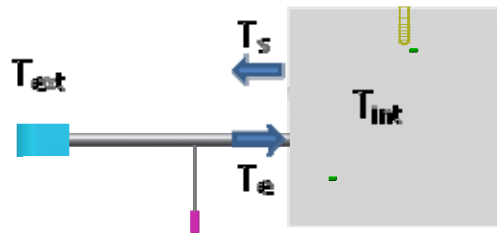
La figure suivante représente les échanges thermiques autour d'une paroi verticale, il en est de même pour une paroi horizontale



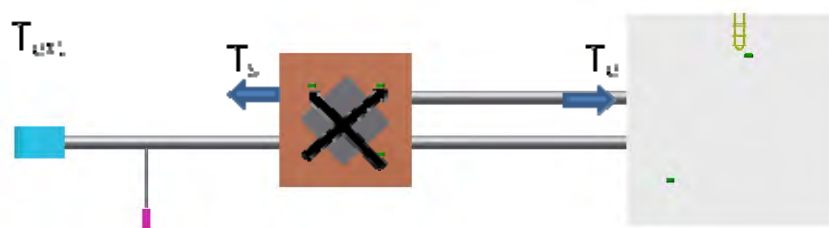
Le calcul s'effectue ensuite par itération. Il est donc nécessaire de paramétrer la feuille de calcul

- 3.1.3 Remplir les données et formules manquantes dans la feuille de calcul « TP_Habitat_du_futur » afin d'obtenir le profil théorique des températures.

Les figures suivantes donnent le schéma des températures telles qu'elles sont modélisées dans la feuille de calcul



Modélisation VMC simple flux



Modélisation VMC double flux

3.2 CALCUL DE L'EFFICACITE DE LA VMC DOUBLE FLUX

Les caractéristiques de l'échangeur sont :

Longueur plaque : 150mm (L)

Nb de plaque : 50 (n)

Hauteur entre 2 plaques : 2 mm (e)

Epaisseur des plaques : 1 mm (e_p)

Le calcul s'effectue par la **méthode NUT (nombre d'unités de transfert)**

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}}$$

Dans notre cas le flux de chaleur s'écrit : $\Phi = KS(T_c - T_f)$, ou encore $\Phi = KS(T_c - T_f)$,

avec $K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$, coefficient d'échange global et $S = L^2 \times (n - 2)$, la surface d'échange.

3.2.1 Calculer le nombre de Reynolds.

On a $D_h = \frac{4s}{2}$

3.2.2 Déterminer ensuite le nombre de Prandtl $Pr = \mu_{air} \times \frac{c_{p,air}}{\lambda_{air}}$.

3.2.3 En déduire le nombre de Nusselt.

Le calcul du nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement :

- En laminaire $Nu = 1,86 \times \left(Re \times Pr \times \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$
- En turbulent $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$ (Corrélation de Colbrun)

3.2.4 A l'aide la relation $h = h_f = h_c = \frac{Nu \times \lambda_{air}}{D_h}$ obtenir K.

3.2.5 Déterminer le nombre d'unité de transfert $NUT = \frac{K \times S}{C_p \times \dot{m}}$.

3.2.6 Calculer l'efficacité de la VMC par la relation

$$E = 1 - \exp(NUT^{0,22} \times (\exp [(-NUT^{0,78})] - 1)).$$

3.2.7 Modéliser le fonctionnement de la VMC double flux sur la feuille de calcul.

4. COMPARAISON THEORIQUE/EXPERIMENTAL

Objectif : Mettre en évidence l'intérêt d'une VMC double flux

- 4.1 Comparer les courbes théoriques et expérimentales pour les deux modélisations.
- 4.2 Calculer l'efficacité réelle de la VMC et son rendement.
- 4.3 Comparer le rapport pertes aux parois et pertes VMC.
- 4.4 Donner des pistes pour expliquer l'écart entre théorie et réalité
- 4.5 Pour conclure, montrer à partir des résultats précédents l'intérêt d'une VMC double flux.

CONCLUSION

La mise en place d'un travail pratique pour des étudiants ingénieurs tient dans différents aspects : tout d'abord, la nécessité d'une bonne connaissance dans le domaine abordé, à savoir ici la récupération de l'énergie véhiculée par l'air dans l'habitat dans une optique à la fois économique et environnementale. Une étude bibliographique soutenue et exhaustive devient dès lors indispensable. Par la suite, la mobilisation des enseignements reçus en tant qu'élève ingénieur durant ces trois dernières années permettent la mise en place de calculs afin de rendre théoriquement réalisable une maquette expérimentale mettant en place et en pratique les problèmes de flux d'air et d'énergie. Les contraintes de similarité par rapport à la réalité et de miniaturisation posent des problèmes qu'il faut savoir, tant de façon pragmatique que technique, régler afin d'atteindre un niveau de cohérence acceptable. Enfin, il apparaît de façon évidente que puisque des personnes étrangères au projet (à savoir les prochains étudiants qui pratiqueront les travaux sur la thermique dans le cadre des enseignements de l'ENSTIB) vont être amenés à manipuler la maquette, prendre des mesures, ainsi qu'établir une partie des calculs que nous avons dû faire et en tirer des résultats, il convenait d'amener au premier plan une dimension pédagogique dans la rédaction du TP, et ainsi faciliter la compréhension et la motivation de ses usagers.

Dans un contexte plus personnel, ce projet de fin d'étude nous a permis de rassembler un grand nombre de connaissances et de savoir (ou d'apprendre à) les exploiter en suivant une ligne de conduite efficace. Ce projet d'étude porte à terme l'idée de résumer une partie des enseignements procurés ces dernières années et en constitue une excellente conclusion.

Finalement, tandis qu'une maquette a pu être construite afin de répondre aux volontés de l'école quant à la mise en place de nouveaux travaux pratiques, il deviendra alors possible d'étudier au moins un dispositif mis en œuvre dans l'habitat d'aujourd'hui et de demain, à savoir ici la VMC double flux. Ainsi, tout en comprenant l'utilité d'une telle installation dans les besoins de renouvellement de l'air au sein des habitats isolés, les étudiants pourront se former sur les sciences de la thermique. L'application devient dès lors concrète sur un modèle miniaturisé. Le dispositif abandonné, le puits canadien, restera cependant accessible au dimensionnement pour un travail pratique dans l'avenir, tous les calculs préalables, nécessaires à son élaboration, ayant été déjà effectués au cours de ce projet de fin d'étude.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] ENSTIB, *Programme des études de l'élève ingénieur*. Sept 2011.
- [2] H. BAREAU, Informez-vous et agissez pour respirer un air de qualité, ADEME, 2009, 32p
- [3] BatiWEB, *Dictionnaire du Bâtiment et du BTP* [en ligne] Disponible sur http://www.batiweb.com/dictionnaire_du_batiment.html , consulté le 3/02/2012
- [4] Primavera, Economies d'énergie, un enjeu environnemental [en ligne] Disponible sur <http://www.primavera.fr/pdf/communiqu-438.pdf> , consulté le 20/01/2012
- [5] Energie+ Belgique, *Les récupérateurs de chaleurs* [en ligne] Disponible sur http://www.energieplus-lesite.be/energieplus/page_10864.htm , consulté le 16/11/2011
- [6] Ned-air, Documentation VMC double flux [en ligne] Disponible sur <http://www.ned-air.co.uk/default.asp> , consulté le 16/11/2011
- [7] ADEME, *Espace Eco-citoyen, Ventilation* [en ligne] Disponible sur <http://www.ecocitoyens.ademe.fr/mon-habitation/construire/ventilation> , consulté le 3/02/2012
- [8] HERZOG, Bruno. *Le puits canadien*. Paris, Eyrolles, 2010, 111p. ISBN : 978-2-212-1273-2
- [9] SACADURA, Jean-François. *Initiation aux transferts thermiques*. Paris, Technique et documentation, 1980, 445p. ISBN : 2-85206-618-1
- [10] Christophe MARVILLET, André BONTEMPS, Jacques HUETZ, Alain GARRIGUE, Roland VIDIL, Charles GOUBIER, Pierre MERCIER, *Echangeurs de chaleur – Problèmes de fonctionnement*, Techniques de l'ingénieur, 1995, 21p. [en ligne] disponible sur www.techniques-ingenieur.fr
- [11] Info climat, Normes et records 1961-1990 [en ligne] Disponible sur <http://www.infoclimat.fr/climatologie-07180-nancy-essey.html> , consulté le 15/09/2011
- [12] Conseil national de recherches Canada, Les températures du sol [en ligne] Disponible sur <http://www.nrc-cnrc.gc.ca/fra/idp/irc/dcc/digest-construction-180.html> , consulté le 15/09/2011

-
- [13] WHITE Frank M., *Heat and Mass transfer*, Addison-Wesley, 1988, 718p., ISBN 9780201170993
- [14] Air et eau système http://www.air-eau.com/cbx/s4_page695_675.htm

Sources non citées

- [1] AMTRANO, Damien. *Eléments de dimensionnement d'un échangeur air/sol, dit « puits canadien »*. Grenoble : Université Joseph Fourier, 2006.
- [2] BERNARD, Anne-Marie. *Ventilation double flux dans le résidentiel : conception, mise en œuvre et entretien*. Marne-la-vallée, CSTB, 2011., 77p. Guide pratique, développement durable. ISBN : 978-2-86891-482-8
- [3] BLOT, Joseph. Et CORTES, Henri. *Transfert thermiques, Application à l'habitat*. Paris : Ellipse, 1999, 212p. Technosup. ISBN : 2-7298-78-41-6
- [4] Christophe MARVILLET, André BONTEMPS, Jacques HUETZ, Alain GARRIGUE, Roland VIDIL, Charles GOUBIER, Pierre MERCIER, *Echangeurs de chaleur – Définitions et architecture générale*, Techniques de l'ingénieur, 1994, 25p. [en ligne] disponible sur www.techniques-ingenieur.fr
- [5] DE HAUT, Paul. *Chauffage, isolation et ventilation écologique*. Paris, Eyrolles, 2007, 179p. ISBN : 978-2-212-12105-6
- [6] Fiabitat Concept, *La VMC double flux à la loupe* [en ligne] Disponible sur <http://www.fiabitat.com/vmc-double-flux.php> , consulté le 3/02/2012
- [7] HOISARD, Lucette. *Le puits canadien et le puits provençal*. Ingersheim-Colmar, SAEP, 2009
- [8] HOLLMULLER, Pierre. *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments*. Physique. Genève : Université de Genève, facultés des sciences, centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie, 2002.
- [9] PHICO, *Auto-construction d'une VMC double flux* [en ligne] Disponible sur <http://vmc-double-flux-auto-construction.blogspot.com> , consulté le 16/11/2011
- [10] TAINE, Jena et PETIT, Jean-Pierre. *Transfert thermiques : Applications*. Paris : Dunod, 1991, 131 p. Dunod Université. ISBN : 2-10-000112-4
- [11] TAINE, Jena et PETIT, Jean-Pierre. *Transfert thermiques, Mécanique des fluides anisothermes*. Paris : Dunod, 1998, 422 p. Sciences sup. ISBN : 2-10-003624-6

-
- [12] TROMBE, Alain, et al. *Dimensionnement du puits climatique*, rapport final PREBAT ADEME 04 04C 000 1, région Languedoc-Roussillon. 2011.

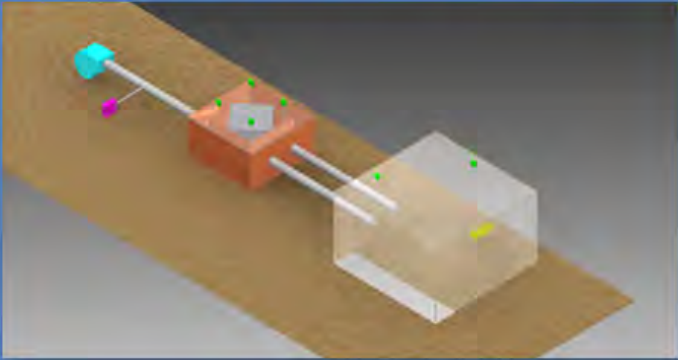

ANNEXES

ANNEXE 1 : Captures d'écran de la feuille de calcul.

ANNEXE 2 : Devis.

ANNEXE 3 : Correction du TP.

Annexe 1 : Captures d'écran de la feuille de calcul.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	<div data-bbox="263 286 1353 450" style="background-color: #6a3d9a; color: white; padding: 10px; text-align: center;"><h2>Travaux pratiques transferts thermiques et mécanique des fluides</h2></div> <div data-bbox="352 461 1262 495" style="text-align: center;"><p>d'après le projet de fin d'étude : réalisation d'un TP sur le thème de l'habitat du futur</p></div> <div data-bbox="496 517 1177 875" style="text-align: center;"></div> <div data-bbox="325 920 1300 1032" style="text-align: center;"><h3>SIMULATION D'UN MODULE D'HABITATION AVEC VMC DOUBLE FLUX ET PUIITS CANADIEN</h3></div> <div data-bbox="236 1077 719 1133" style="text-align: left;"><p>Auteurs : Björn PELISSIER et Salim CHAARANI Février 2012</p></div> <div data-bbox="1059 1077 1326 1144" style="text-align: right;"></div>											
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												
9												
10												
11												
12												
13												
14												
15												
16												
17												
18												
19												
20												
21												
22												
23												
24												
25												
26												
27												
28												
29												
30												
31												
32												
33												
34												
35												
36												
37												
38												
39												
40												
41												
42												
43												
44												
45												

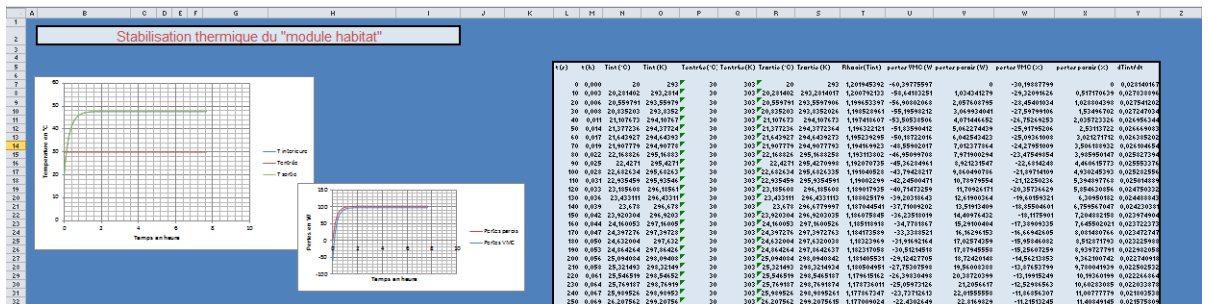
Onglet « Accueil »

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Saisie des données												
2													
3													
4	1. Choix de la modélisation VMC simple flux												
5													
6													
7													
8													
9	2. Géométrie du modèle d'habitation												
10	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
11	Largeur 0,5 m												
12	Profondeur 0,5 m												
13	Hauteur 0,3 m												
14													
15	Volume 0,075 m3												
16	Sverticale 0,6 m2												
17	Shorizontale 0,5 m2												
18	Stotale 1,1 m2												
19	Sconvection 0,85 m2												
20													
21													
22	3. Caracteristiques du modèle d'habitation												
23	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
24	Epaisseur plexiglas 0,005 m												
25	Epaisseur isolant 0 m												
26													
27	Volume de plexiglas 0,0055 m3												
28	Volume d'isolant 0 m3												
29	Masse de plexi 6,545 kg												
30	Masse d'isolant 0 kg												
31													
32													
33													
34	4. Débits												
35	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
36	Débit renouvellement 0,005 m3/s												
37													
38	Débit renouvellement 18 m3/h												
39	Débit renouvellement 300 L/min												
40	Tps renouvellement ##### h												
41	Tps renouvellement 15 s												
42													
43													
44	5. Température												
45	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
46	Température extérieur 20 °C												
47	Temperature de consigne VMC double flux 40 °C T2i												
48	Temperature de consigne Puits canadien 30 °C Tcp												
49	Temperature du "sol" Puits canadien 30,0 °C Tsol												
50													
51	Temperature initiale air entrant 20 °C Tfi												
52	Température extérieur 293 K												
53													
54													
	6. Géométrie de l'échangeur à plaque												
	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
	Longueur plaque 150 mm L												
	Nb de plaque 50 N												
	Epaisseur des cales 2 mm e												
	Epaisseur des plaques 1 mm												
	Section de passage de l'air 3E-04 m' A A=e*L												
	Nombre de passage par sens 24 Np Np=N/2												
	Surface d'échange 1,08 m' S S=L*x/(N-2)												
	Surface d'une plaque 0,03 m' Sp Sp=L'												
	7. Pertes aux parois de l'habitat												
	hinh 10 W/m'.K												
	hexH 10 W/m'.K												
	hintV 10 W/m'.K												
	hexV 10 W/m'.K												
	hH 4,324 W/m'.K												
	hV 4,324 W/m'.K												
	8. Résistance												
	Nom Valeu Unitèsymbol Formule												
	Puissance radiateur 200 W												
	8. Géométrie puit canadien												
	Diamètre intérieur 0,05 m												
	Epaisseur 0,005 m												
	Section 0,002 m												
	Diamètre extérieur 0,055 m												
	Vitesse de l'air dans le puits 2,547 m/s												
	Résistance à la conduction dans la paroi 0,035 W/m.K												

Onglet « Données »

Valeurs caractéristiques		
Toutes les valeurs ci-dessous sont modifiables		
Caractéristiques de l'air		
Masse volumique de l'air	1,17 kg/m ³	ρ air
Capacité thermique massique de l'air	1005 J/(kg*K)	Cp air
Viscosité dynamique de l'air	2,00E-05 kg/(m*s)	μ air
Conductivité thermique de l'air	0,0262 W/(m*K)	λ air
Caractéristiques du plexiglas		
Capacité thermique massique du plexiglas	1400 J/kg.K	Cp plexi
Masse volumique du plexiglas	1190 kg/m ³	ρ plexi
Conductivité thermique du plexiglas	0,16 W/m.K	λ plexi
Caractéristiques de l'isolant		
Masse volumique isolant	34 kg/m ³	ρ isolant
Capacité thermique massique de l'isolant	1450 J/kg.K	Cp isolant
Conductivité thermique de l'isolant	0,05 W/m.K	λ isolant
Caractéristiques de l'acier		
Conductivité thermique de l'acier	25 W/(m*K)	λ acier
Calculs annexe		
Calcul de la température du sol pour le puits canadien		
Données caractéristiques pour la ville de Nancy		
Source http://www.infoclimat.fr/climatologie-07180-nancy-essey.html		
T moyenne de la période (C°)	9,6 C°	
Diff. A entre Tmax et Tmin (C°)	8,8 C°	
Durée t envisagée (mois)	6 mois	
Durée t ₀ d'un cycle (mois)	12 mois	
Profondeur x (m)	3 m	
Diffusivité thermique du sol C (m ² /s)	1,00E-06 m ² /s	
T air ou surface	0,8 C°	
T sol (C°)	7,6 C°	

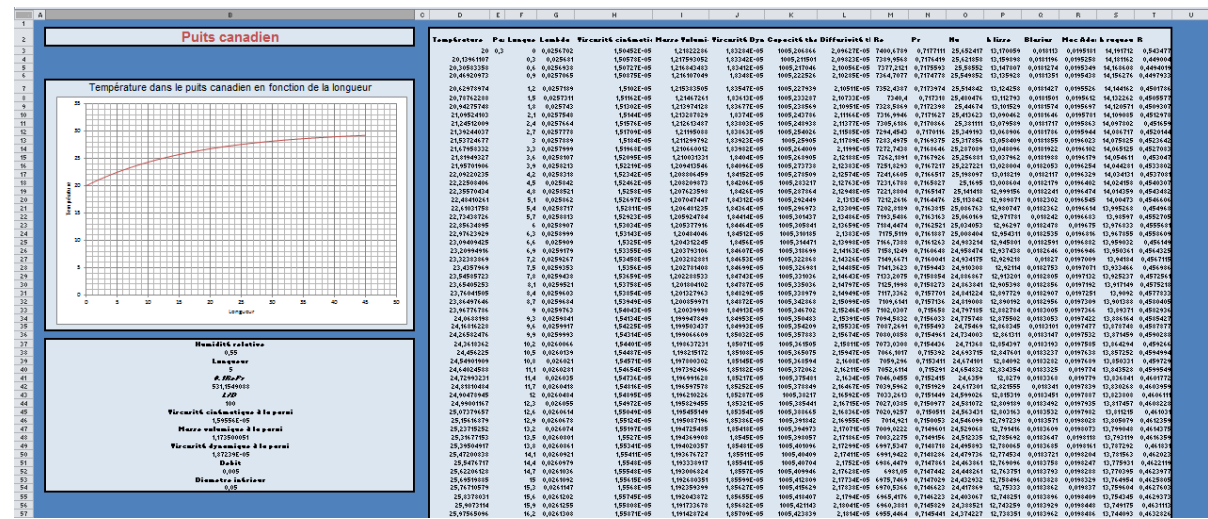
Onglet « Valeurs caractéristiques »



Onglet « Stabilisation habitat »

	A	B	C	D	E	F	G
1	Calcul de l'efficacité d'un échangeur à plaques et flux croisés						
2							
3							
4	Débits						
5	Nom	Valeur	Unité	Symbole	Formule		
6	Débit massique entrant	0,0059	kg/s	m1	$m1 = p \cdot \text{air} \cdot Q1$		
7	Débit massique sortant	0,0059	kg/s	m2	$m2 = p \cdot \text{air} \cdot Q2$		
8	Vitesse de l'air entrant	0,69	m/s	v1	$v1 = m1 / (p \cdot \text{air} \cdot Np \cdot A)$		
9	Vitesse de l'air sortant	0,69	m/s	v2	$v2 = m2 / (p \cdot \text{air} \cdot Np \cdot A)$		
10							
11	Calcul de K (coefficient global d'échange)						
12	Nom	Valeur	Unité	Symbole	Formule		
13	Prandtl	7,87E-01		Pr	$Pr = \mu \cdot cp / \lambda_{\text{air}}$		
14	Vitesse massique du fluide entrant	0,81	kg/(m ² ·s)	G1	$G1 = m \cdot \dot{W} / A$		
15	Vitesse massique du fluide sortant	0,81	kg/(m ² ·s)	G2	$G2 = m \cdot \dot{W} / A$		
16	Perimètre baigné par le fluide	0,3	m	p	$p = 2 \cdot e \cdot 2 \cdot L$		
17	Diamètre hydraulique	0,004	m	Dh	$Dh = 4 \cdot A / p$		
18	Reynolds air entrant	162,50		Re1	$Re1 = G1 \cdot Dh / \mu_{\text{air}}$		
19	Reynolds air sortant	162,50		Re2	$Re2 = G2 \cdot Dh / \mu_{\text{air}}$		
20	Nusselt air entrant	2,77599427		Nu1	$Si \cdot Re1 > 10000 \text{ Nu} = 0,023 \cdot Re1^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$		
21	Nusselt air sortant	2,77599427		Nu2	$Si \cdot Re2 > 10000 \text{ Nu} = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot Dh / L)^{1/3}$		
22	Coefficient d'échange par convection air entrant	18,18	W/(m ² ·K)	h1	$h1 = Nu1 \cdot \lambda_{\text{air}} / Dh$		
23	Coefficient d'échange par convection air sortant	18,18	W/(m ² ·K)	h2	$h2 = Nu2 \cdot \lambda_{\text{air}} / Dh$		
24	Coefficient global d'échange pour une plaque	6,87	W/(m ² ·K)	Kp	$K = 1 / (1/h1 + 1/h2 + r_{\text{acier}})$		
25							
26	Methode NUT (nombre d'unité de transfert)						
27	Nom	Valeur	Unité	Symbole	Formule		
28	Débit de capacité entrant	5,879	J/(s·K)	C1	$C1 = Cp \cdot m1$		
29	Débit de capacité sortant	5,87925	J/(s·K)	C2	$C2 = Cp \cdot m2$		
30	Débit de capacité min	5,879	J/(s·K)	Cmin	Min(C1, C2)		
31	Débit de capacité max	5,879	J/(s·K)	Cmax	Max(C1, C2)		
32	Rapport des C	1		R	$R = Cmin / Cmax$		
33	Nombre d'unité de transfert	1,22469264		NUT	$NUT = K \cdot S / Cmin$		
34	Efficacité	0		E	$E = 1 - \exp(-1/R) \cdot (NUT + 0,22 \cdot (\exp(-R \cdot NUT) + 0,78) - 1)$		
35							
36	Résultats						
37	Nom	Valeur	Unité	Symbole	Formule		
38	Puissance	0,0	W	Φ	$\Phi = Cmin \cdot (T2i - T1i)$		
39	Temperature finale air entrant	20,0	°C	T1f	$T1f = \Phi \cdot C1 + T1i$		
40	Temperature finale air sortant	40,0	°C	T2f	$T2f = \Phi \cdot C2 + T2i$		

Onglet « Efficacité VMC double flux »



Onglet « Puits canadien »

Annexe 2 : Devis



DEVIS

Numéro DE12030913 Date 20/01/2012

www.wimesure.fr

Code client : ENSTIB

Votre interlocuteur commercial :
Mr Christophe BRACON

Tél : 0130472200

Email : c.bracon@wimesure.fr

ENSTIB

A l'attention de Mr PELISSIER Bjorn
27 RUE DU MERLE BLANC

88000 EPINAL

France

Téléphone : 0329296100

Délai estimé à 3 à 4 semaines à rc

Code	Désignation	Qté	PU Net	Montant HT
FTA30L0250	Sonde de température thermocouple K Plage -100 à +1100 °C, capteur gainé, diamètre sonde 3 mm, longueur utile 250mm, manche 40mm, câble 1,5m PVC + connecteur ALMEMO	6	87,00	522,00
FVA935TH5K1	Thermo-anémomètre 0 à 20m/s L 80mm à électronique sép rés. 0,01 m/s, tps de réponse <1,5s, compensé de 0 à 50°C, précision +/- 0,2m/s + 2% mes., bidirectionnel. Temp. -20 à +70°C, rés. 0,1°C, précision +/- 0,7°C. Diam. de sonde 6mm, long.80mm sans poignée, 5m de câble avt électronique puis 1,5 m de câble.	1	738,00	738,00
FVA915S220	anémomètre à hélice 0.5 à 20 m/s -20 à 140°C max, tête 11 mm interchangeable - Hz (Existe en version 0 à 5 v- 4 à 20 m A et haute température inox 250°C)	1	756,00	756,00
ZA9903AB5	Module tension alternative 400 VAC 0 à 400 VAC eff, isolation galvanique 1 kV,(5kV pour 1s),résistance interne 4 MOhm, résolution 1 Volt. Surtension admissible 1000 VAC	1	268,00	268,00
ZA9904AB1	Module de mesure de courant alternatif 1 A max Etendue : +/- 1 A eff, résolution 1 mA Valeur de pointe +/- 2 A, sans fusible, surcharge pendant seulement 1 min, résistance interne 0,01 Ohm	1	268,00	268,00
MA28909	ALMEMO 2890-9, adapt secteur, valise Centrale d'acquisition 50 mesures/s, 9 entrées Almemo, isol. galva, accus rechargeables, adaptateur secteur.Fonctions: diff_min, max, base & facteur, décalage de zéro, moy. manuelle.Mémoire=100000 mesures.grand écran rétroéclairé 128x128mm, valise	1	1973,00	1973,00
ZA1919DKU	Câble ALMEMO interface USB / ALMEMO	1	113,00	113,00

Ce document comporte plusieurs pages

Page 1

Code client : ENSTIB

Votre interlocuteur commercial :
Mr Christophe BRACON

Tél : 0130472200

Email : c.bracon@wimesure.fr

ENSTIB

A l'attention de Mr PELISSIER Bjorn
27 RUE DU MERLE BLANC

88000 EPINAL

France

Téléphone : 0329296100

Délai estimé à 3 à 4 semaines à rc

Code	Désignation	Qté	PU Net	Montant HT
	Câble de données USB isolé galvaniquement, 115,2 kbd max , câble 1,5 m, livré avec driver.			
AMR-CONTROL	Logiciel AMR-CONTROL mode texte	1	0,00	0,00
	Logiciel de base en mode texte pour ALMEMO .Permet la programmation des connecteurs, le contrôle des appareils ALMEMO , la récupération des données en fichier texte par USB, RS232 , Ethernet et liaison modem (livré avec les appareils Ahlbom)			

L'envoi des commandes doit impérativement être adressé par courriel à info@wimesure.fr ou courrier postal ou fax

Conditions de paiement Virement 45 j FDM	Total hors TVA	4 638,00 €
<i>Pour toutes commandes inférieures à 100€HT 25€ de frais de dossier seront facturés en sus ou règlement par chèque à la commande</i>	Port et emballage HT	74,21 €
	Total net H.T.	4 712,21 €
	Total TVA 19.6 %	923,59 €
Validité de l'offre : 2 mois	Montant Total TTC	5 635,80 €

Wimesure SARL

34, rue de Versailles
78160 CHEVREUSE
Tél: 01 30 47 22 00 - Fax: 01 30 47 28 29
www.wimesure.fr - info@wimesure.fr

RCS Versailles B 389 176 783
SARL au Capital de 22867,35 Euros
SIRET: 389 176 783 000 13 - Code NAF 518 M - N° TVA : FR 85 389 176 783
Domiciliation : CICA Chevresse N°10236/00174-3498/15/2001-35



AIR ET EAU SYSTEMES
132, rue de l'Eglise
F-54710 LUDRES

Tél: +33 (0)3.83.26.33.33
Fax: +33 (0)3.83.26.18.63

info@air-eau.com
http://www.air-eau.com

Expéditeur:

P. GILET
Tél: 03.83.26.33.33 Fax: 03.83.26.18.63
email: philippe.gilet@air-eau.com

ENSTIB
27 Rue Merle Blanc
BP1041
88051 EPINAL cedex 9

Date: mardi 24 janvier 2012

V/Réf: Dde tel

N/Réf: 12.A.P.31796.G rev 01

DEVIS

A l'attention de: Mr CHAARANI

Tél: 03 29 29 61 00

Fax: 03 29 29 61 38

salim_chaarani@hotmail.com

POS	DÉSIGNATION	RÉFÉRENCE	PRIX U. €	QTE	TOTAL €
1	ALMEMO 2890-9 DATALOGGER PORTABLE MULTICAPTEUR INTELLIGENT - Mémoire : 520 Ko (100000 mesures) - 9 entrées analogiques / digitales - 2 sorties numériques - 2 seuils programmables par entrée - Valeurs Mini / Maxi / Moy manuelle - Alimentation : accumulateurs (adaptateur livré) - Affichage graphique 128 X 128 mm - Programmation par menus déroulants et molette de défilement latérale - Livré avec programme de récupération de données, manuel et malette rigide <i>Variante: centrale de paillasse aveugle:</i>	MA28909	2 213,00	1	2 213,00
2	CENTRALE DE MESURE 9 ENTRÉES COLLECTEUR DE DONNÉES EN LIGNE : - Datalogger en boîtier de paillasse - Acquisition en ligne sur PC - Entrées : 9 entrées à séparation galvanique, pour 9 capteurs - Fréquence de mesure : 50 Hz en ligne (100Hz sur carte MMS) - Sortie : RS232 pour liaison PC - 2 seuils programmables par entrée	MA85909	1 156,00	1	1 156,00

DEVIS 12.A.P.31796.G rev 01 (24/01/12)

Page 1/3

<u>Délai</u>	3 semaines - Validité du devis: 1 mois	.../...
<u>Conditions</u>	port et emballage: 22 €	
<u>Règlement</u>	45 jours Net	
<u>Observations</u>	PRIX NETS hors taxe (TVA 19,6% en sus)	

Sàrl capital 37.000€ - RC Nancy B 383 362 123 00014 - APE 510K - TVA FR45 383 362 123 - Banques: 1) CAE NANCY 30087 33880 00020035001 11 - IBAN FR76 3008 7338 8000 0200 3590 111 - CMCIFRPP - 2) BPLC NANCY 14707 00080 00421712118 73 - IBAN FR76 1470 7000 8000 4217 1211 873 - BPLMFR2M



AIR ET EAU SYSTEMES
132, rue de l'Eglise
F-54710 LUDRES

Tél: +33 (0)3.83.26.33.33
Fax: +33 (0)3.83.26.18.63

info@air-eau.com
http://www.air-eau.com

POS	DÉSIGNATION	RÉFÉRENCE	PRIX U. €	QTE	TOTAL €
	- Valeurs Mini / Maxi - Alimentation centrale : 7...13 VCC - Alimentation capteur : 12V / 100mA - Appareil livré avec : adaptateur secteur, guide d'utilisation, et logiciel de programmation.				
3	CAPTEUR THERMOCOUPLE NiCr-Ni (K) - Classe 1 - Soudure isolée - Chemisage inconel - Jonction indémontable étanche dia 6 x 50mm - Diam pointe capteur: 3,0 mm - Conducteur gainé PVC lg 3 m - Longueur totale: 300 mm - Température d'utilisation: -100° à +1100°C - Avec connecteur programmé	600000	126,00	6	756,00
4	VENTILATEUR PLASTIQUE A ROUE RADIALE - Courant d'alimentation 170mA - Débit 23.1m³/h - Niveau de bruit 43.5dB - Puissance 4.1W - Taille 75 x 75 x 30mm - Tension d'utilisation 24 Vdc - Vitesse du ventilateur 3400t/min. ==> Variation de la vitesse par variation de la tension d'alimentation	NR	61,50	1	61,50
5	CONNECTEUR ALMEMO TH-K POUR THERMOCOUPLE TYPE K - Plage: -200,0/+1370,0 °C +/-0,05% - Résolution 0,1°C	ZA9020FS	40,00	6	240,00
6	CONNECTEUR ALMEMO 32 mA CC - Plage de mesure: - 32,0 à + 32,0 mA - Résolution: 1 µA	ZA9601FS1	38,75	1	38,75
7	CONNECTEUR ALMEMO COURANT ALTERNATIF A SEPARATION GALVANIQUE 4 kV - Entrée : 1,000 A	ZA9904AB1	335,00	1	335,00

DEVIS 12.A.P.31796.G rev 01 (24/01/12)

Page 2/3

<u>Déai</u>	3 semaines - Validité du devis: 1 mois	.../...
<u>Conditions</u>	port et emballage: 22 €	
<u>Règlement</u>	45 jours Net	
<u>Observations</u>	PRIX NETS hors taxe (TVA 19,6% en sus)	

SARL capital: 97.000€ - RC: Nancy B 383 362 123 00014 - APE: 516K - TVA FR45 383 362 123 - Banque: 1) CAE NANCY 30087 33660 00020035901 11 - IBAN FR76 3008 7336 8000 0250 3590 111 - CMCIFRPP - 2) BPLC NANCY 14707 00080 00421712118 73 - IBAN FR76 1470 7000 8000 4217 1211 873 - BPLMFR2M



AIR ET EAU SYSTEMES
132, rue de l'Eglise
F-54710 LUDRES

Tél: +33 (0)3.83.26.33.33
Fax: +33 (0)3.83.26.18.63

info@air-eau.com
http://www.air-eau.com

POS	DÉSIGNATION	RÉFÉRENCE	PRIX U. €	QTE	TOTAL €
	<ul style="list-style-type: none"> - Résolution : 1 mA - Valeur de pointe : 2 A - Surcharge admise : 10 A - Résistance interne : 0,10 Ohm - Connection par prise : standard protégée (type Métrix) 				
8	CONNECTEUR ALMEMO TENSION ALTERNATIVE À SÉPARATION GALVANIQUE 4 kV <ul style="list-style-type: none"> - Plage de mesure: 400 V - Résolution: 1V - Valeur de pointe: 1000 V - Surcharge admise: 1000 V - 	ZA9903AB5	335,00	1	335,00
9	ANEMOMETRE À FIL CHAUD POUR ALMEMO ANEMOMETRE A FIL CHAUD POUR ALMEMO <ul style="list-style-type: none"> - Plage de mesure : 0,2 à 20 m/s - Résolution: 0,01 m/s - Précision : 0,2% + 2% de lecture - Temps de réponse : inf à 1,5 m/s - Sens d'écoulement : bidirectionnel - Plage de mesure température : -20...+70°C - Précision température : 0,7°C - Livré avec 1,5m de câble et connecteur ALMEMO - Alimenté directement par la centrale de mesure 	FVA935TH5	984,00	1	984,00

DEVIS 12.A.P.31796.G rev 01 (24/01/12)

Page 3/3

<u>Délai</u>	3 semaines - Validité du devis: 1 mois	Sincères salutations
<u>Conditions</u>	port et emballage: 22 €	
<u>Règlement</u>	45 jours Net	
<u>Observations</u>	PRIX NETS hors taxe (TVA 19,6% en sus)	

SàRL capital 37.000€ - RC: Nancy B 383 362 123 00014 - APE 516K - TVA FR45 383 362 123 - Banques: 1) CAE NANCY 30087 33660 00020035901 11 - IBAN FR 75 3008 7338 8000 0200 3590 111 - CMCIFRPP - 2) BPLC NANCY 14707 00080 00421712118 73 - IBAN FR 75 1470 7000 8000 4217 1211 873 - BPLMF22M

Adresse livraison

ENSTIB

27 RUE DU MERLE BLANC
TELEPHONE : 03.29.29.61.06
88000 EPINAL

Adresse facturation

ENSTIB

27 RUE DU MERLE BLANC
88051 EPINAL CEDEX

Devis 20120193

Page : 1

(A rappeler à la commande)

Numéro de client : 41005086

Date : 11/01/12

V/Référence : TEL

A l'attention de : M BALLAND

Interlocuteur : MME HEMMERLE

Délai de livraison : DISPO SUR STOCK

Références	Nbre	Désignation	Qté	U	Px base	Rem	Px Net	Mont. HT
090.0000	1	PMMA CN INCOLORE 2030 X 1525 EP 5 MM ALTUGLAS CN.100.10000.A	3,10	M	64,51	35%	42,00	130,01 HT
016.0011	1	SOUDURE PVC TRANSPARENT RONDE DE 4 BAGUETTE OU	2,00	KG	23,82	30%	16,68	33,35 HT
016.0022	1	SOUDURE PVC TRANSPARENT TRIANGULAIRE 5 X 3 X 3 BAGUETTE	2,00	KG	23,82	30%	16,68	33,35 HT
PORT	1	PORT					20,00	20,00 HT
EMBAL	1	EMBALLAGE					5,00	5,00 HT

Code	Base	Taux	Montant	Total HT	Escompte	Total TTC	Acompte	NET A PAYER (€)
C1	221,71	19,60%	43,46	221,71	0,00	265,17	0,00	265,17
Total	221,71		43,46					

Conditions de règlement MANDAT ADMINISTRATIF 29/02/12

Validité : 2 SEM Au delà les prix seront révisés en fonction du cours des matières premières.

PORT AVANCE

Poids :

Restant à votre disposition pour de plus amples renseignements, nous vous prions d'agréer nos salutations très distinguées.



Métallerie – Menuiserie Aluminium

ENSTIB
27 rue du merle blanc
88000 EPINAL

Epinal le 25 janvier 2012

A l'attention de Mr BALLAND

Offre : 9725
Vos réf. : Tôles inox
Affaire suivie par : Fabien FREMIOT

Monsieur,

Nous vous remercions de votre consultation citée en référence, et vous prions de trouver ci-après notre meilleure offre.

TOLES INOX

POSTE : FOURNITURE TOLES INOX

Fourniture d'une tôle en inox épaisseur 1 mm + découpe

Prix net unitaire H.T. :	145.00 euros
T.V.A. 19,6% :	28.42 euros
Prix net total T.T.C. :	173.42 euros

Date et Signature client

(Lu et approuvé, bon pour accord)

(Reconnait avoir pris connaissance de l'annexe)

129 rue Neuve - Orange - 88000 EPINAL - Tél. 03 29 32 04 45 - Fax. 03 29 32 05 11
ateliers.valentin@wanadoo.fr

Siret : 510002 - Code APE : 4322Z - N° TVA intracommunautaire : FR 42 432 147 222

Devis N° DE04161

005-4116900233

Neyron, le 16/01/2012

M. CHAARANI
Attn : M. CHAARANI

88000 EPINAL
France

Affaire suivie par : DEBEAUNE Sylvie
Responsable secteur :

Tél : -
Fax :
Mail :

Bonjour,

Nous vous remercions de votre consultation, en réponse à celle-ci veuillez trouver ci-après nos meilleures conditions de prix et délai

Référence	Désignation	Qté	P.U. HT	Montant HT
ST09_AZ250252	RESISTANCE A AILETTE ACIER ZINGUE dim. 25x50 mm Lg P 200 mm - 250W 230V Cs 4 W/cm ² Tube inox 321 8,5 mm 2 manchons M14 sertis + écrous + joints Connexions bornes filetés M4	1,000	21,35 €	21,35 €
DIV_ FF	Frais administratifs pour Cde inférieure à 80€ H.T.	1,000	5,00 €	5,00 €
PORT PORT	PORT ET EMBALLAGE	1,000	18,25 €	18,25 €

Délai : 48H à récep. du règlement

Mode de livraison : PORT ET EMBALLAGE EN SUS

Règlement : Chèque ou virement à la commande pour 1ère affaire

Page : 1/1

Nos prix s'entendent hors taxes port et emballage en sus.

Mini de commande : 80,00 € H.T. (sinon frais administratif de 5,00 € H.T.)

Validité de l'offre : 1 mois

Tolérance fabrication : dimensionnelle $\pm 2\%$ avec mini ± 5 mm, puissance $\pm 5/-10\%$.

Espérant que les conditions ci-dessus nous vaudront les faveurs de votre ordre, et restant à votre disposition pour tout renseignement complémentaire, veuillez agréer, Madame, Monsieur, nos sincères salutations.

S.A.S au capital de 60 000 €€ - siret 331 250 522 00033 - CEE FR 61 331 250 522 - APE 2751Z

BON POUR ACCEPTATION

Date :

Nom :

Visa & cachet :

ANNEXE 3 : Correction du TP

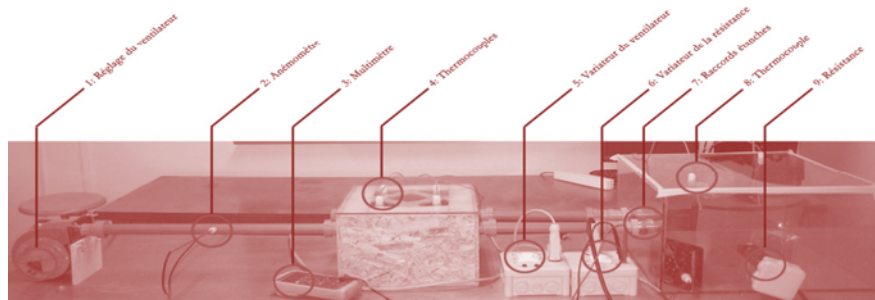
TP n°X : HABITAT DU FUTUR

L'amélioration constante de l'habitat, et la mise en place de nouvelles réglementations, ont amené des changements majeurs concernant la gestion de la ventilation au sein des constructions. Il est en effet nécessaire de renouveler de façon contrôlée l'air de nos habitations. Afin de réduire les pertes énergétiques liées au renouvellement d'air, de nouveaux systèmes ont vu le jour. La ventilation mécanique contrôlée (VMC) double flux.

L'objectif de cette séance est d'établir de façon expérimentale et théorique le profil des températures au sein de la maquette afin de conclure sur l'intérêt d'une VMC double flux

1. PRESENTATION DE LA MAQUETTE

1.1 Présenter le dispositif expérimental (Schéma), présenter l'instrumentation.



1.2 Expliquer brièvement le principe de fonctionnement d'une VMC double flux et d'un échangeur à plaques (courants croisés).

Une VMC double flux est une ventilation permettant d'insuffler de l'air frais dans les pièces sèches et de l'extraire dans les pièces humides de la maison, formant ainsi un circuit. Une VMC double flux possède un échangeur thermique permettant de préchauffer l'air entrant à l'aide de l'air sortant. Cela permet de récupérer une partie de l'énergie qui serait perdue par le renouvellement de l'air avec une VMC simple flux.

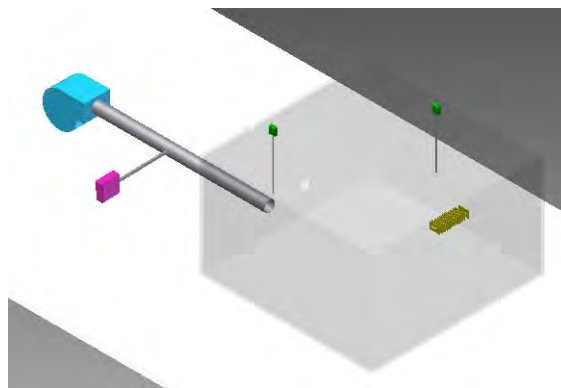
L'échangeur de chaleur est constitué de plaques de faible épaisseur qui séparent les veines d'air. Le matériau utilisé pour la fabrication des plaques est variable, ce peut être du verre ou bien de l'aluminium, de l'acier inoxydable ou un matériau synthétique. Les plaques sont assemblées entre elles par collage ou soudage et placées dans un châssis rigide. L'épaisseur d'une plaque est généralement proche de 1 mm, la distance entre les plaques est très faible, entre 2 et 10 mm, et les courants sont généralement croisés. En faisant varier la dimension des plaques et leur nombre, on peut obtenir de multiples variantes.

2. EXPERIMENTATION

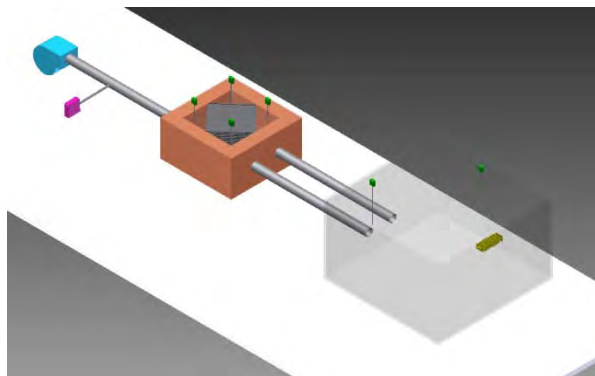
Objectif : Obtenir le profil des températures

Vous disposez des quatre heures de la séance pour effectuer deux manipulations

2.1 Raccorder le ventilateur directement au module afin de modéliser une VMC simple flux



2.2 Intcaler l'échangeur à plaque entre le module et le ventilateur afin de modéliser une VMC double flux



Pour les deux expériences :

- Débit d'air = 0,005 m³/s (diamètre intérieur de la conduite 30 mm)
- Puissance de la résistance 200 W (On donne R=200 Ohm)

Logiciel d'acquisition : TP_maison_du_futur

3. ETUDE THEORIQUE

Objectif : Modéliser le profil des températures

3.1 BILAN THERMIQUE DU MODULE D'HABITATION

3.1.1 Ecrire le bilan thermique

Débit d'énergie entrant – Débit d'énergie sortant + Energie thermique et mécanique = Débit d'accumulation d'énergie

$$\dot{m}_e \left(C_{p,air} \times T_e + \frac{U_e^2}{2} + g \times z_e \right) - \dot{m}_s \left(C_{p,air} \times T_s + \frac{U_s^2}{2} + g \times z_s \right) + \dot{q} + \dot{w} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$$

3.1.2 Simplifier, en le justifiant, l'expression du bilan et la mettre sous la forme

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\text{Pertes VMC} + \text{Puissance radiateur} + \text{Pertes parois}}{M_{air} C_{p,air} + M_{plext} C_{p,plext}}$$

Pour le calcul des pertes aux parois on donne $\text{Pertes parois} = h_v S_v + h_h \frac{S_h}{2}$

Avec S_v surface des parois verticales,

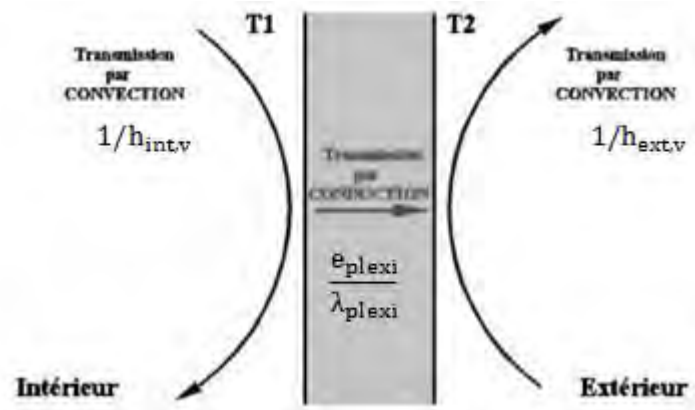
S_h surface des parois horizontales. On prend $\frac{S_h}{2}$ car le fond de la boîte repose sur une table et on fait l'hypothèse que les pertes par cette surface sont négligeables.

$$h_v = \frac{1}{h_{int,v}} + \frac{\epsilon_{plext}}{\lambda_{plext}} + \frac{1}{h_{ext,v}} \quad \text{coefficient d'échange pour les parois verticales,}$$

$$\text{Et } h_h = \frac{1}{h_{int,h}} + \frac{\epsilon_{plext}}{\lambda_{plext}} + \frac{1}{h_{ext,h}} \quad \text{coefficient d'échange pour les parois horizontales}$$

On prendra $h_{int,h} = h_{int,v} = h_{ext,h} = h_{ext,v} = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

La figure suivante représente les échanges thermiques autour d'une paroi verticale, il en est de même pour une paroi horizontale



Dans notre cas : $\dot{m}_e = \dot{m}_s$, $U_e = U_s$, $z_e = z_s$

L'équation peut alors se simplifier : $\dot{m}_s C_{p,atm}(T_e - T_s) + \dot{q} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$

$\frac{d}{dt}(MC_p T)$ représente l'énergie accumulée dans le module d'habitation.

M est la masse et C_p la capacité thermique massique. Dans notre cas on a :

$$MC_p = M_{atm}C_{p,atm} + M_{plexi}C_{p,plexi} + M_{isolant}C_{p,isolant} = \text{Constante}, \text{ Si}$$

on fait l'hypothèse que c'est une constante car sur la petite plage de variation de T°C, les variations des Cp de chacun des éléments sont négligeables.

On peut donc écrire

$$\dot{m}_e \left(C_{p,atm} \times T_e + \frac{U_e^2}{2} + g \times z_e \right) - \dot{m}_s \left(C_{p,atm} \times T_s + \frac{U_s^2}{2} + g \times z_s \right) + \dot{q} + \dot{w} = \frac{d}{dt}(MC_p T)$$

Équation 1 de la façon suivante :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\text{Pertes VMC} + \text{Puissance radiateur} + \text{Pertes parois}}{M_{atm}C_{p,atm} + M_{plexi}C_{p,plexi} + M_{isolant}C_{p,isolant}}$$

Le calcul s'effectue ensuite par itération. Il est donc nécessaire de paramétrer la feuille de calcul

- 3.1.3 Remplir les données et formule manquantes dans la feuille de calcul « TP_Habitat_du_futur » afin d'obtenir le profil théorique des températures.

Les figures suivantes donnent le schéma des températures telles qu'elles sont modélisées dans la feuille de calcul

3.2 CALCUL DE L'EFFICACITE DE LA VMC DOUBLE FLUX

Les caractéristiques de l'échangeur sont :

Longueur plaque : 150mm (L)

Nb de plaque : 50 (n)

Hauteur entre 2 plaques : 2 mm (e)

Epaisseur des plaques : 1 mm (e_p)

Le calcul s'effectue par la **méthode NUT (nombre d'unités de transfert)**

Dans notre cas le flux de chaleur s'écrit :
$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_f S}}$$
 ou encore $\Phi = KS(T_c - T_f)$, avec $K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$, coefficient d'échange global et $S = L^2 \times (n - 2)$, la surface d'échange.

- 3.2.1 Calculer le nombre de Reynolds.

On a $D_h = \frac{4e}{2}$

$$G = \frac{Q}{eL} = 0, \frac{0059}{0,002 \times 0,150} = 0,81 \text{ Kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$$

$$D_h = \frac{4e}{2} = 0,004 \text{ m}$$

$$Re = G \times \frac{D_h}{\lambda_{air}} = 0,81 \times \frac{0,004}{0,0262} = 122,5 \text{ Régime laminaire}$$

3.2.2 Déterminer ensuite le nombre de Prandtl $Pr = \mu_{air} \times \frac{c_{p,air}}{\lambda_{air}}$.

$$Pr = \mu_{air} \times \frac{c_{p,air}}{\lambda_{air}} = \mu_{air} \times \frac{c_{p,air}}{\lambda_{air}} = 0,767$$

3.2.3 En déduire le nombre de Nusselt .

Le calcul du nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement :

- En laminaire $Nu = 1,86 \times \left(Re \times Pr \times \frac{Dh}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$
- En turbulent $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}}$ (Corrélation de Colbrun)

$$Nu = 1,86 \times \left(Re \times Pr \times \frac{Dh}{L} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,86 \times \left(162,5 \times 0,767 \times \frac{0,004}{0,150} \right)^{\frac{1}{3}} = 2,77$$

3.2.4 A l'aide la relation $h = h_f = h_c = \frac{Nu \times \lambda_{air}}{D_h}$ obtenir K.

$$h = \frac{Nu \times \lambda_{air}}{D_h} = \frac{2,77 \times 0,075}{0,004} = 18,18 \text{ Kg.m}^{-2}.K^{-1}$$

$$K = \frac{1}{\frac{2}{h} + \frac{e_p}{\lambda_{acier}}} = \frac{1}{\frac{2}{18,18} + \frac{1}{237}} = 6,67 \text{ Kg.m}^{-2}.K^{-1}$$

3.2.5 Déterminer le nombre d'unité de transfert $NUT = \frac{K \times S}{C_p \times \dot{m}}$.

$$S = L^2 \times (n - 2) = 0,150^2 \times (50 - 2) = 1,08 \text{ m}^2$$

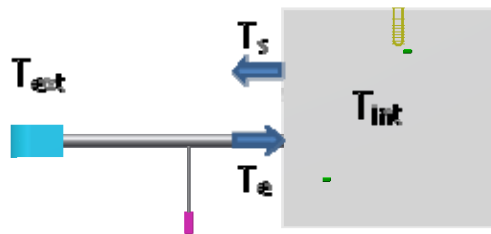
$$NUT = \frac{K \times S}{C_p \times \dot{m}} = \frac{6,67 \times 1,08}{1005 \times 0,0059} = 1,22$$

3.2.6 Calculer l'efficacité de la VMC par la relation

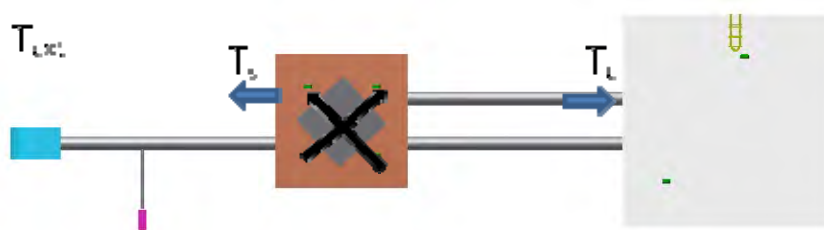
$$F = 1 - \exp(NVT^{0.22} \times (\exp[-NVT^{0.78}] - 1)) = 1 - \exp([1.22]^{0.22} \times (\exp[-[1.22]^{0.78}] - 1))$$

1)

3.2.7 Modéliser le fonctionnement de la VMC double flux sur la feuille de calcul.



Modélisation VMC simple flux



Modélisation VMC double flux

4. COMPARAISON THEORIQUE/EXPERIMENTAL

Objectif : Mettre en évidence l'intérêt d'une VMC double flux

4.1 Comparer les courbes théoriques et expérimentales pour les deux modélisations.

4.2 Calculer l'efficacité réelle de la VMC et son rendement.

4.3 Comparer le rapport pertes aux parois et pertes VMC.

4.4 Donner des pistes pour expliquer l'écart entre théorie et réalité

4.5 Pour conclure, montrer à partir des résultats précédents l'intérêt d'une VMC double flux.

Pour la correction de la partie 4 voir la partie 4 du rapport

Résumé

La formation d'ingénieur à l'ENSTIB inclue dans son programme au cours de la première année des enseignements concernant la mécanique des fluides ainsi que les transferts thermiques. Ces modules d'enseignement se recoupent lors de travaux pratiques, au cours desquels les étudiants établissent des résultats expérimentaux mettant en pratique la théorie enseignée en amont. Ce projet de fin d'étude prend ici tout son sens : comment mettre en place une simulation expérimentale permettant aux élèves de mieux s'approprier les sciences des fluides et de la thermique, au travers de processus concrètement utilisés dans l'habitat d'aujourd'hui et de demain ?

En effet, au sein d'un bâtiment, des apports caloriques sont nécessaires, durant l'hiver tout du moins. Le fluide concerné ici est bien évidemment l'air, et il est nécessaire de le renouveler régulièrement (tant pour des raisons de pollution intérieure que pour favoriser la respiration). Par conséquent, des systèmes ont été inventés afin de faire face à la perte d'énergie lors de l'évacuation de cet air préalablement chauffé. Ces processus étudiés sont le puits canadien et la ventilation mécanique contrôlée double flux, deux processus en plein développement dans l'habitat.

Ce projet nécessite en premier lieu une étude détaillée sur ces deux systèmes afin de permettre le dimensionnement d'une maquette de maison, sur laquelle il serait possible d'établir des résultats expérimentaux et ainsi mettre en pratique les enseignements théoriques. La réalisation de cette maquette et la rédaction du travail pratique associé sont le but final de ce projet.

Mot clés : travaux pratiques, transfert thermique, puits canadien, VMC double flux, maquette.

Abstract

Engineering training at the ENSTIB include in its first year program some lessons, dealing with fluid mechanics and heat transfer. These courses are coupled to training, where students determine experimental results by putting into practice the course theory taught. That is what this final project review is all about: how to set up an experimental simulation, which allows students to acquaint themselves with the sciences of fluids and heat transfer through processes that are concretely used in the habitat of today and tomorrow?

Indeed, in a building, heating is needed at least during winter. The fluid in question here is obviously the air, and it is necessary to regularly renew it (both for reasons of indoor air pollution as for breathing). Consequently, some systems have been developed to cope with the loss of energy during the evacuation of the inner preheated air. These processes are the Canadian well and the energy recovery ventilator, two processes currently in development for the habitat.

This project require first a detailed study of these two systems to allow the theory of a model home, from which it would be possible to establish some experimental results and then put into practice. The realization of this model and the drafting of the associated practical work are the final goal of this project.

Key words: practical work, heat transfer, Canadian well, energy recovery ventilator, model.

