

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE

M. Ing.

PAR  
Charles HENRICHON

ANALYSE THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTALE DES PHÉNOMÈNES  
AÉROTHERMIQUES ASSOCIÉS AUX ENCLOS ENTOURANT LES CHEMINÉES  
INDUSTRIELLES

MONTREAL, LE 12 JANVIER 2012

©Tous droits réservés, Charles Henrichon, 2012

**PRÉSENTATION DU JURY**  
**CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ**  
**PAR UN JURY COMPOSÉ DE :**

M. Louis Lamarche, directeur du mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Azzeddine Soulaïmani, codirecteur du mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Raynald Guilbault, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. André Bibaud, examinateur externe  
La Compagnie de Cheminées Industrielles inc.

**IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC**

**LE 28 NOVEMBRE 2011**

**À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**

## REMERCIEMENTS

Comme ce projet a été réalisé en collaboration avec le personnel de l'ÉTS (École de technologie supérieure) et celui de l'entreprise ICC (Compagnie de cheminées industrielles inc.), beaucoup de gens sont intervenus à un moment ou à un autre au cours du projet, je tiens à les remercier si cela n'a pas été explicitement fait ci-après.

Tout d'abord, merci à Louis Lamarche, directeur de ce projet, qui a su me convaincre de transformer une problématique industrielle en mémoire de maîtrise; ce fut une très bonne idée! Merci aussi pour l'encadrement tout au long de ce projet.

Merci à Azzeddine Soulaïmani d'avoir bien voulu codiriger le projet et de m'accorder du temps pour répondre à mes questions concernant les méthodes numériques.

Merci à Raynald Guilbault d'avoir bien voulu se joindre au jury et d'avoir pris le temps d'annoter la version préliminaire du mémoire de commentaires constructifs qui ont permis de l'améliorer.

Merci à André Bibaud et Louise Cléroux, superviseurs en milieu pratique, d'avoir cru et appuyé ce projet du début à la fin. Merci aussi à l'équipe du département d'ingénierie, qui s'est montrée très coopérative (et curieuse!) pour aider au projet, ce qui a facilité les travaux en laboratoire : Mario Pelletier, Pascal Chartrand, François Bellware, le très énergique Steve Chantal, les frères Gilbert, Luc et Guy ainsi que Maxime Pomerleau. Merci aussi à Jean-François Houle, Guy Roy ainsi que leur équipe de production pour toutes les pièces rapidement et précisément fabriquées à ma demande pour les besoins du projet. Enfin, merci à Daniel Laviolette et François Rivet pour le soutien informatique, autant à distance que chez ICC.

## IV

Merci aux techniciens de l'ÉTS, Patrick Sheridan et Michel Drouin, qui ont aidés pour la réalisation et l'expérimentation des bancs d'essais pour mesurer les conductivités thermiques et les émissivités matériaux.

Merci à Michel Beaudin, maître d'enseignement en mathématique à l'ÉTS, d'avoir pris de son temps pour répondre à mes questions d'ordre vectoriel lors de l'étude d'une méthode pour modéliser numériquement les phénomènes radiatifs.

Merci à Adélaïde Poussier et Dominique Charron de m'avoir aidé dans la demande de bourse BMP Innovation FQRNT-CRSNG.

Finalement, merci à mes parents, Hélène Morissette et Pierre Henrichon, qui m'ont hébergé un peu plus longtemps à la maison pour la réalisation de ce projet, et, par le fait même, ont rendu son accomplissement beaucoup plus aisé.

À la mémoire de mon cousin Maxime; je suis convaincu que tu m'as donné une partie de ta force pour réaliser ce projet, le plus colossal et important que j'ai dû accomplir jusqu'à présent dans ma vie.



# **ANALYSE THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTALE DES PHÉNOMÈNES AÉROTHERMIQUES ASSOCIÉS AUX ENCLOS ENTOURANT UNE CHEMINÉE INDUSTRIELLE**

Charles HENRICHON

## **RÉSUMÉ**

Les cheminées industrielles sont des composantes essentielles à l'évacuation des gaz de combustion provenant d'un appareil de chauffage, le cas échéant, d'un foyer installé dans un bâtiment. Celles-ci subissent d'extrêmes températures et doivent leur résister sans compromis pour toute leur durée de vie. Si une cheminée n'est pas entretenue convenablement, le phénomène de feu de cheminée peut se produire. Ce dernier peut entraîner, pendant quelques minutes, une hausse importante de température dans la conduite cylindrique verticale. À cet égard, la cheminée doit aussi résister à ce phénomène.

Les différentes normes (canadiennes/américaines) contrôlant l'homologation de cheminées industrielles contraignent les fabricants à ce que leurs produits puissent résister aux feux de cheminées. Selon ces normes, ces produits doivent être testés physiquement. Pour ce faire, les cheminées sont entourées de parois de contreplaqués de bois et chauffées par un brûleur. Il ne faut pas qu'elles transfèrent trop de chaleur vers le bois, sans quoi il pourra atteindre une température trop haute non sécuritaire, voire prendre en feu. Advenant un tel cas, le fabricant doit la modifier jusqu'à ce que les exigences des normes soient atteintes s'il veut la vendre sous homologation.

Il est possible de constater que si le fabricant de cheminées ne veut pas procéder par essais-erreurs jusqu'à l'aboutissement d'une conception respectant les normes, il doit s'armer d'outils théoriques pour prédire comment une cheminée réagira aux conditions auxquelles elle sera soumise, notamment en fonction de sa géométrie, des températures de chauffage et des matériaux qui la compose.

L'objectif principal de ce travail est donc d'apporter des méthodes théoriques d'analyse pour traiter les problèmes aérothermiques, très complexes, qui gouvernent les performances des cheminées industrielles. Pour ce faire, un modèle 1D calculant le transfert de chaleur moyen (et les températures moyennes) pour ces montages en particulier est construit.

Le modèle 1D peut facilement être développé dans un logiciel de programmation à l'aide des formules déjà existantes liées au transfert de chaleur. Malheureusement, le modèle 1D comprend une inconnue : à ce jour, il ne semble pas y avoir d'équation/corrélation qui permette de calculer les nombres de Nusselt liés aux phénomènes de convection naturelle survenant dans la cavité formée par la cheminée et l'enclos de bois.

Afin de remédier à ce manque, en premier lieu, une analyse dimensionnelle du problème est effectuée. Ensuite, il est choisi d'utiliser un logiciel employant la méthode des volumes finis (MVF) (module Flow Simulation (FS) greffé au logiciel CAD Solidworks) afin de répliquer

virtuellement les phénomènes aérothermiques liés aux montages des cheminées. Le logiciel est utilisé pour générer des données afin de développer une corrélation pour le modèle 1D. La corrélation qui est proposée dépend de paramètres adimensionnels trouvés à l'aide de l'analyse dimensionnelle du problème.

Aussi, avant d'utiliser le logiciel FS intensément, ce dernier doit préalablement être validé à l'aide des données expérimentales physiques. À cet effet, deux bancs d'essais sont construits et chauffés à l'aide d'un brûleur : le premier banc d'essai comprend uniquement une cheminée industrielle, et le deuxième banc comprend la même cheminée, mais cette fois-ci, entourée d'un enclos de bois. Lorsque les montages sont chauffés, des températures sont mesurées à des intervalles de temps et à des endroits stratégiques sur ceux-ci. De plus, le CO<sub>2</sub> et les températures dans la conduite sont recueillies dans la conduite et les débits générés par le brûleur peuvent être déterminés à l'aide de calculs de combustion. La nécessité d'avoir deux montages est de permettre d'isoler les phénomènes aérothermiques et de valider le cas le plus simple de la cheminée sans enclos avant de s'attaquer au montage avec enclos. Par rapport aux données expérimentales, les résultats obtenus à l'aide de FS montrent que l'écoulement interne forcé est spécial et très difficile à simuler. Une méthode pour aider FS à simuler adéquatement ces phénomènes est décrite. Lorsque l'approche numérique (MVF) est validée, elle peut ensuite être utilisée pour générer des données en vue du développement de la corrélation pour le modèle 1D.

Subséquent, puisque le modèle 1D dispose maintenant de la corrélation qui était manquante à son fonctionnement, il est aussi validé à l'aide des données expérimentales des bancs d'essais des cheminées industrielles. Tout comme le logiciel FS, il semble que ce modèle éprouve des difficultés à simuler correctement l'écoulement interne dans la cheminée (les raisons exactes ne peuvent pas être précisées). À cet effet, une nouvelle corrélation est donc développée d'après les données expérimentales des bancs d'essais pour calculer les nombres de Nusselt pour l'écoulement interne dans la cheminée. Lorsque cette nouvelle corrélation est incorporée au modèle 1D, ce dernier arrive maintenant à bien prédire les températures moyennes comparativement aux résultats expérimentaux.

Également, autant pour l'utilisation du modèle 1D que du logiciel employant la MVF, il est aussi nécessaire de développer deux bancs afin de mesurer les conductivités thermiques et les émissivités des matériaux utilisés pour fabriquer les montages des cheminées industrielles. Les résultats de ces bancs d'essais simples semblent concluants en comparaison avec d'autres données.

Finalement, les résultats des modèles théoriques correspondent (avec un certain pourcentage d'écart) aux mesures expérimentales et ces outils peuvent donc être utilisés avec une certaine confiance dans le but éventuel de développer et/ou d'optimiser les différents produits reliés aux cheminées industrielles.

**Mots clés** : transfert de chaleur, convection naturelle, cheminée industrielle, méthode des volumes finis

# **THEORICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AEROTHERMAL PHENOMENA HAPPENING IN ENCLOSURES SURROUNDING AN INDUSTRIAL CHIMNEY**

Charles HENRICHON

## **ABSTRACT**

Industrial chimneys are essential components to exhaust combustion gases out of a building. Those gases typically come from fireplaces or other consuming devices. Thus, they are generally exposed to very high temperatures. When a chimney is not correctly cleaned, chimney fire can initiate and rise inside this duct and temperatures can climb to extreme values for several minutes. For that purpose, the chimneys also have to resist to this type of phenomenon.

Canadian and American standards require chimney manufacturer to test their products with an enclosure made of plywood, to replicate typical condition of installation and usage in a building. When testing, if the temperatures of the wooden enclosure are too high according to standards, the chimney could not be homologated. The manufacturer has to modify his product to obtain a successful design; this could lead to a long process of prototyping and testing. Thus, to avoid such “back and forth” development technique, it is necessary to understand what is controlling heat transfer from the chimneys to the enclosure and its surrounding.

Hence, the main goal of this project is to develop a 1D theoretical model that calculates the average heat transfer (and average temperatures) and use it to predict the behavior of chimney setups. This model can be built fairly easily in a programming software with all existing heat transfer formulas. Unfortunately, for the specific heat conditions and geometrical aspect of the cavity made by the industrial chimney and wooden enclosure, it seems there is no formula that has been developed to calculate the Nusselt numbers for the natural convection happening in this setup.

In order to solve this precise problem, a dimensional analysis of the considered case is initially done. Then, commercial software using finite volumes method (Flow Simulation (FS) that comes with Solidworks CAD software) is used to virtually replicate the aerothermal phenomena. FS can be used to generate data to develop a correlation, which depends on dimensional parameters found by the mentioned dimensional analysis.

The usage of the finite volume method needed to be validated before it is used intensively. To do so, two chimneys setups, with and without wooden enclosure, were tested to produce experimental data. The temperatures were evaluated at specific places on the setups and data (mainly temperature and CO<sub>2</sub>) from combustion gases was collected. The need to have those two setups is to isolate different aero-thermal phenomenon happening when chimneys are heated, thus facilitating validation of the numerical approach. According to the results obtained by FS in comparison to experimental data, it seems that the forced flow inside the

## VIII

chimney is particular (since it comes from a burner) and tough to adequately replicate with this numerical tool. A method is described to aid FS to agree with experimental results. When the results from the numerical simulations correspond with experimental data, it is now possible to use this software to analyze the natural convection taking place in the cavity, i.e. the flow in between the wooded enclosure and the chimney, and finally, generate data to develop a formula to calculate the Nusselt numbers for the considered case.

The developed correlation is incorporated to the 1D model and this theoretical model can be used and compared with the previously collected physical experimental data. Again, like the usage of FS, the same conclusion is drawn: the internal forced flow in chimneys seems to be special (exact reasons could not be stated) and existing equations show difficulties to calculate adequate Nusselt numbers in this region. A second correlation is thus developed with physical experimental data to replace the existing formula. Then, the 1D model is re-run and new results from it now show a good agreement with experimental data.

The usage of the mentioned numerical tools requires to evaluate thermo-physical properties, such as emissivity and thermal conductivity, of the materials that are used to fabricate industrial chimneys. Therefore, two test benches are developed to measure each of the considered properties for different temperature ranges. They appear to be simple and reliable when their results are compared to some available data found in literature.

Finally, the numerical tools seem to work well and they could be used in the steps needed to improve or design industrial chimney products.

**Key words:** heat transfer, natural convection, industrial chimney, finite volume method

## TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 LISTE DE RÉFÉRENCES.....	6
1.1 Les écoulements naturels internes .....	6
1.2 Les différents types d'approches employées pour proposer une solution au problème.....	14
1.2.1 Les approches analytiques employées .....	17
1.2.2 Les méthodes expérimentales employées .....	19
1.2.2.1 L'instrumentation pour mesurer les températures .....	21
1.2.2.2 Les conditions de régime permanent .....	21
1.2.2.3 Méthode pour mesurer un flux thermique .....	22
1.2.2.4 Méthode pour mesurer la vitesse d'un fluide.....	23
1.2.3 Les méthodes numériques employées.....	23
1.3 Les méthodes pour bâtir les corrélations .....	25
1.4 Les méthodes pour trouver les émissivités des matériaux .....	26
1.5 Conclusions basées sur les références consultées.....	27
CHAPITRE 2 DESCRIPTION, CONSTRUCTION ET RÉSULTATS DES BANCS D'ESSAIS .....	29
2.1 Introduction.....	29
2.2 Le banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques .....	30
2.2.1 Méthodologie .....	30
2.2.1.1 Acquisition des données expérimentales .....	36
2.2.1.2 Vérification des fluxmètres.....	37
2.2.2 Présentation et analyse des résultats .....	38
2.2.2.1 Conductivité thermique de la laine isolante.....	39
2.2.2.2 Méthode alternative d'évaluation de la conductivité thermique de la laine isolante.....	40
2.2.2.3 Conductivité thermique du contreplaqué de bois.....	43
2.2.2.4 Conductivité thermique des pièces métalliques .....	44
2.3 Banc d'essai pour mesurer les émissivités.....	45
2.3.1 Concept final .....	45
2.3.2 Note sur le montage sous vide .....	51
2.3.3 Présentation et analyse des résultats .....	51
2.3.3.1 L'émissivité de l'acier inoxydable 430.....	51
2.3.3.2 Les émissivités pour d'autres matériaux utilisés .....	53
2.4 Les bancs d'essais des cheminées industrielles .....	54
2.4.1 Méthodologie .....	54
2.4.2 Composition d'une cheminée Excel .....	55
2.4.3 Description du brûleur alimenté au gaz naturel .....	56

2.4.3.1	Formules et calculs liés au brûleur en vue de l'expérimentation .....	57
2.4.4	Le banc d'essai de la cheminée verticale (sans enclos) .....	67
2.4.4.1	Emplacement des thermocouples et calcul des températures moyennes .....	69
2.4.4.2	Présentation des résultats .....	71
2.4.5	Le banc d'essai de la cheminée verticale entourée de l'enclos .....	72
2.4.5.1	Emplacement des thermocouples pour le montage avec l'enclos .....	74
2.4.5.2	Construction et composantes de l'enclos .....	77
2.4.5.3	Présentation des résultats .....	78
2.4.6	Principales incertitudes liées aux bancs d'essais expérimentaux des cheminées .....	80
CHAPITRE 3 VALIDATION DE L'APPROCHE NUMÉRIQUE 3D PAR LA MVF .....		84
3.1	Validation du modèle FS avec les données expérimentales .....	84
3.2	Les hypothèses du modèle MVF .....	84
3.2.1	Validation du modèle FS sans enclos avec les données expérimentales .....	87
3.2.2	Validation du modèle FS avec enclos avec les données expérimentales .....	107
3.3	Conclusions de la comparaison entre les résultats de FS et les données expérimentales .....	118
CHAPITRE 4 DÉVELOPPEMENT D'UNE CORRÉLATION POUR CALCULER LES NOMBRES DE NUSSELT DANS L'ENCLOS .....		120
4.1	Introduction .....	120
4.2	Analyse dimensionnelle .....	121
4.2.1	Définition du nombre de Rayleigh utilisé .....	121
4.3	Le modèle utilisé pour faire les essais expérimentaux numériques .....	122
4.3.1	Les conditions aux limites pouvant être imposées .....	125
4.3.2	Étude de convergence du maillage .....	130
4.4	Caractérisation de la dynamique des écoulements naturels dans la cavité .....	133
4.5	Courbes de températures des essais expérimentaux physiques .....	147
4.6	Construction de la corrélation par régression des données .....	152
4.6.1	Lissage de données par la méthode des moindres carrés .....	153
4.6.2	Remarque sur les nombres de Prandtl .....	155
4.6.3	Remarque sur le régime permanent .....	156
4.6.4	Construction de la corrélation - application du lissage par la méthode des moindres carrés .....	156
4.7	Plage de validité de la corrélation .....	166
CHAPITRE 5 MODÈLE 1D BASÉ SUR DES ÉQUATIONS ANALYTIQUES/EMPIRIQUES .....		169
5.1	L'équation gouvernante .....	169
5.2	Hypothèses du modèle 1D .....	169

5.3	L'analogie thermique-électrique : le montage de la cheminée verticale .....	170
5.3.1	Formules pour calculer le nombre de Nu pour un écoulement interne .....	172
5.3.1.1	Formules pour calculer Nu pour un écoulement interne laminaire .....	172
5.3.1.2	Formules pour calculer Nu pour un écoulement interne turbulent.....	173
5.3.2	Calcul du facteur de friction .....	173
5.3.3	L'écoulement libre à l'extérieur d'une conduite circulaire verticale.....	174
5.3.4	Le calcul de la perte de chaleur par radiation pour une paroi à l'air libre.....	175
5.3.5	Calcul du transfert de chaleur total pour une conduite cylindrique .....	175
5.3.6	Calcul des températures intermédiaires .....	177
5.4	L'analogie thermique-électrique : le montage avec l'enclos .....	178
5.4.1	L'écoulement interne dans la conduite circulaire verticale .....	180
5.4.2	L'écoulement naturel dans la cavité .....	180
5.4.3	L'écoulement libre à l'extérieur de l'enclos .....	180
5.4.4	Les calculs de l'échange de chaleur par radiation dans l'enclos .....	181
5.4.5	Le calcul de la radiation à l'extérieur de l'enclos .....	182
5.4.6	Les résistances thermiques pour calculer le transfert de chaleur total....	183
5.4.7	Les températures intermédiaires du montage avec enclos.....	183
5.5	Les propriétés de l'air .....	184
5.6	L'implantation des équations.....	185
CHAPITRE 6 VALIDATION DU MODÈLE 1D AVEC DONNÉES EXPÉRIMENTALES ET SIMULATIONS NUMÉRIQUES .....		188
6.1	Validation du modèle 1D avec les données expérimentales .....	188
6.1.1	Validation du modèle de la cheminée verticale sans enclos .....	188
6.1.2	Validation du modèle de la conduite verticale avec enclos .....	200
6.1.2.1	Note sur la validation du modèle de la conduite verticale avec enclos .....	206
CONCLUSION.....		208
RECOMMANDATIONS .....		210
BIBLIOGRAPHIE.....		280

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1-1	Quelques modèles de turbulence avec leurs avantages et inconvénients ..24
Tableau 2-1	Conductivité thermique du contreplaqué de bois.....43
Tableau 2-2	Conductivité thermique de l'acier inoxydable 304 .....44
Tableau 2-3	Conductivité thermique du galvalume .....45
Tableau 2-4	Émissivités mesurées pour différents matériaux importants pour le projet.....53
Tableau 2-5	Composition d'une cheminée Excel .....55
Tableau 2-6	Paramètres des brûleurs .....58
Tableau 2-7	Paramètres mesurés lors de l'expérimentation .....60
Tableau 2-8	Masses des composants chimiques de base et la constante des gaz parfaits.....61
Tableau 2-9	Composés chimiques .....61
Tableau 2-10	Résumé des valeurs théoriques obtenues avec les données expérimentales .....66
Tableau 2-11	Températures moyennes expérimentales pour le banc d'essai de la cheminée sans enclos .....72
Tableau 2-12	Composants de l'enclos .....77
Tableau 2-13	Températures moyennes expérimentales pour le banc d'essai de la cheminée avec enclos.....80
Tableau 3-1	Premiers résultats des simulations effectuées avec FS pour la cheminée sans enclos .....89
Tableau 3-2	Débits dans la cheminée évalués avec q conduction .....92
Tableau 3-3	Résultats des simulations effectuées avec FS avec débits modifiés pour la cheminée sans enclos .....92
Tableau 3-4	Résultats des simulations effectuées avec FS (avec h imposés) pour la cheminée sans enclos .....94



Tableau 3-5	h imposés sur la paroi interne des modèles de cheminées .....	95
Tableau 3-6	Résultats des simulations effectuées avec FS pour la cheminée avec enclos.....	109
Tableau 4-1	Paramètres fixes du modèle pour développer l'équation .....	123
Tableau 4-2	Paramètres variables du modèle.....	124
Tableau 4-3	Plages minimales et maximales des paramètres adimensionnels .....	125
Tableau 4-4	Conditions aux limites du volume d'air ambiant .....	127
Tableau 4-5	Combinaisons des conditions aux limites .....	127
Tableau 4-6	Paramètres fixés pour la convergence du maillage.....	131
Tableau 4-7	Résultats de la convergence du maillage .....	131
Tableau 4-8	Résumé des plages H/D, W/D et Ra pour les trois régimes d'écoulement.....	144
Tableau 4-9	Dispersion des nombres de Prandtl.....	155
Tableau 4-10	Importance des paramètres pour calculer les nombres de Nu.....	160
Tableau 4-11	Performance de la corrélation développée pour $Nu=f(Ra, H/D, W/D)$ ...	163
Tableau 4-12	Performance de la corrélation développée pour $Nu=f(Ra, W/D)$ .....	165
Tableau 4-13	Contraintes à l'application de l'équation .....	166
Tableau 6-1	Premiers résultats calculés avec le modèle 1D .....	189
Tableau 6-2	Résultats des essais expérimentaux sans enclos .....	191
Tableau 6-3	h externes calculés avec les équations empiriques et les données expérimentales .....	192
Tableau 6-4	h internes calculés avec les équations empiriques et les données expérimentales .....	193
Tableau 6-5	h intérieur calculés avec débits exagérées .....	195
Tableau 6-6	Calculs des nombres de Nusselt à l'aide des corrélations .....	198
Tableau 6-7	Nouveaux résultats calculés avec le modèle 1D .....	199

Tableau 6-8	Résultats et calculs liés aux essais expérimentaux avec enclos.....	201
Tableau 6-9	Premiers résultats calculés avec le modèle 1D pour l'enclos .....	203
Tableau 6-10	Résultats calculés avec le modèle recalé 1D pour l'enclos.....	205

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1-1	Vue isométrique du montage .....1
Figure 1-2	Vue de coupe du montage.....1
Figure 1-1	Une fenêtre à double-parois à isolation à air .....7
Figure 1-2	Convection naturelle dans une cavité rectangulaire, où $T_2 > T_1$ .....8
Figure 1-3	Fluide stable en présence d'une différence de température.....9
Figure 1-4	Distinction entre un écoulement cellulaire large et des vagues laminaires.....11
Figure 1-5	Écoulement multicellulaire (favorable et défavorable).....12
Figure 1-6	Formation et déplacement de cœurs à même l'écoulement principal .....14
Figure 1-7	Vue de coupe et d'élévation du montage .....18
Figure 1-8	Vue de dessus du montage (coupe A-A).....18
Figure 2-1	Schéma # 1 du montage expérimental pour mesurer les conductivités thermiques.....31
Figure 2-2	Banc d'essai virtuel pour déterminer les conductivités thermiques.....32
Figure 2-3	Analyse du banc d'essai pour déterminer les conductivités thermiques....33
Figure 2-4	Les pertes dans le montage pour mesure les conductivités thermiques.....34
Figure 2-5	Résultats des mesures des fluxmètres .....38
Figure 2-6	Conductivité thermique de la laine compressée.....39
Figure 2-7	Identification des variables pour le calcul de la conductivité thermique de l'ensemble laine et acier inoxydable .....41
Figure 2-8	Conductivité de la laine isolante évaluée dans la cheminée .....42
Figure 2-9	Concept final du banc d'essai pour mesurer les émissivités.....46
Figure 2-10	Plaques parallèles dans la boîte sous vide.....47

Figure 2-11	Émissivité de l'acier inoxydable 430 .....	52
Figure 2-12	Schéma du brûleur .....	56
Figure 2-13	Brûleur et générateur.....	56
Figure 2-14	Schéma de la combustion du gaz naturel.....	62
Figure 2-15	Schéma de la conduite cylindrique verticale .....	68
Figure 2-16	Vue de dessus de la cheminée pour montrer l'emplacement des thermocouples.....	70
Figure 2-17	Identification des variables utilisées pour la cheminée sans enclos .....	71
Figure 2-18	Montage de la cheminée entourée de l'enclos.....	73
Figure 2-19	Vue de dessus de l'enclos pour montrer la zone munie de thermocouples .....	74
Figure 2-20	Positions de chaque thermocouple pour la cheminée entourée de l'enclos .....	76
Figure 2-21	Schéma du plancher/plafond.....	77
Figure 2-22	Identification des variables utilisées pour la cheminée avec enclos .....	79
Figure 2-23	Jeu créé par l'expansion de la cheminée chauffée à 2100°F .....	81
Figure 2-24	Pertes possibles dans le montage physique.....	82
Figure 3-1	Vue de coupe d'une cheminée à double parois .....	86
Figure 3-2	Modélisation équivalente d'une cheminée à double parois .....	86
Figure 3-3	Modèle de la conduite verticale cylindrique.....	87
Figure 3-4	Vortex à la sortie de la cheminée.....	90
Figure 3-5	Points pour recueillir des températures pour la cheminée sans enclos .....	96
Figure 3-6	Écart de température dans la cheminée (essai à 500°C) .....	97
Figure 3-7	Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 500°C).....	98
Figure 3-8	Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 500°C).....	98

Figure 3-9	Écart de température dans la cheminée (essai à 649°C) .....	99
Figure 3-10	Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 649°C).....	100
Figure 3-11	Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 649°C).....	100
Figure 3-12	Températures expérimentales pour la paroi extérieure (essai à 649°C) .....	101
Figure 3-13	Températures calculées par FS pour la paroi externe de la cheminée (essai à 649°C) .....	102
Figure 3-14	Rapprochement du haut de la cheminée de la répartition de températures .....	103
Figure 3-15	Écarts de température dans la cheminée (essai à 927°C).....	104
Figure 3-16	Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 927°C).....	104
Figure 3-17	Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 927°C).....	105
Figure 3-18	Écart de température dans la cheminée (essai à 1149°C) .....	106
Figure 3-19	Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 1149°C).....	106
Figure 3-20	Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 1149°C).....	107
Figure 3-21	Modèle et conditions aux limites de la cheminée entourée de l'enclos .....	108
Figure 3-22	Identification des numéros de rangées de thermocouples.....	110
Figure 3-23	Écart de température à 0° (essai à 500°C) .....	111
Figure 3-24	Écart de température à 22.5° (essai à 500°C) .....	111
Figure 3-25	Écart de température à 45° (essai à 500°C) .....	112
Figure 3-26	Écarts de température pour les 3 autres parois (essai à 500°C) .....	112
Figure 3-27	Écarts de température au centre de la conduite (essai à 500°C) .....	113

## XVIII

Figure 3-28	Écarts de température à $0^\circ$ (essai à $649^\circ\text{C}$ ).....	114
Figure 3-29	Écarts de température à $22.5^\circ$ (essai à $649^\circ\text{C}$ ).....	114
Figure 3-30	Écarts de température à $45^\circ$ (essai à $649^\circ\text{C}$ ).....	115
Figure 3-31	Écarts de température pour les 3 autres parois (essai à $649^\circ\text{C}$ ).....	115
Figure 3-32	Écarts de température pour le centre de la conduite (essai à $649^\circ\text{C}$ ).....	116
Figure 3-33	Moyenne de températures sur une surface dans FS .....	118
Figure 4-1	Distance du cylindre jusqu'à la paroi rectangulaire .....	122
Figure 4-2	Modèle 3D pour effectuer l'analyse de l'écoulement naturel.....	123
Figure 4-3	Numérotation des surfaces de l'enclos pour l'imposition des conditions aux limites .....	126
Figure 4-4	Courbes de températures - comparaison entre planchers isolés ou non...	129
Figure 4-5	Vue de coupe sur le modèle pour afficher les maillages étudiés .....	130
Figure 4-6	Lignes servant à capter les températures dans l'enclos .....	134
Figure 4-7	Courbes de températures - répartition des températures pour des essais spécialement sélectionnés .....	135
Figure 4-8	Esquisse de l'écoulement dans l'enclos.....	136
Figure 4-9	Régimes possibles déterminés par les courbes de températures.....	137
Figure 4-10	Courbes de températures - régime asymptotique.....	138
Figure 4-11	Classification des régimes en fonction des paramètres $H/D$ , $W/D$ et $Ra$ .....	140
Figure 4-12	Courbes de températures - essais classés turbulents dans la zone laminaire.....	142
Figure 4-13	Courbes de températures - essais classés asymptotiques dans la zone laminaire.....	143
Figure 4-14	Courbes de températures pour différents rapports $W/D$ et températures .....	146
Figure 4-15	Courbes de températures pour l'essai expérimental à $500^\circ\text{C}$ .....	148

Figure 4-16	Courbes de températures pour l'essai expérimental à 649°C.....	149
Figure 4-17	Hypothèse de l'écoulement naturel expérimental dans l'enclos.....	150
Figure 4-18	Courbes de températures à $z/H=0.99$ pour deux essais numériques.....	151
Figure 4-19	Graphique de Nu en fonction de H/D, W/D et de Ra .....	159
Figure 4-20	Prédiction des nombres de Nusselt en fonction de H/D .....	161
Figure 4-21	Prédiction des nombre de Nusselt en fonction de W/D .....	161
Figure 4-22	Prédiction des nombres de Nusselt en fonction de Ra.....	162
Figure 4-23	Graphique de la performance de la corrélation.....	164
Figure 4-24	Températures des parois pour deux essais spécialement sélectionnés.....	167
Figure 5-1	Vue de coupe du montage avec une cheminée .....	171
Figure 5-2	Schéma électrique du montage de la cheminée sans enclos .....	171
Figure 5-3	Vue d'élévation de coupe du montage avec enclos.....	179
Figure 5-4	Schéma électrique du problème .....	179
Figure 5-5	Calcul des facteurs de vue du montage.....	181
Figure 6-1	Régression effectuée à l'aide de Re.....	197
Figure 6-2	Régression effectuée à l'aide de Re et f .....	197
Figure 6-3	Régression effectuée à l'aide de Re, f et Pr.....	198
Figure 6-4	Schéma du modèle 1D avec enclos.....	201

## LISTE DES ALGORITHMES

Page

Algorithme 5.1	Schéma de résolution numérique du problème par analogie électrique .....	186
----------------	---	-----



## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

Cette liste comprend les principaux paramètres qui seront utilisés tout au long de ce document. Lorsqu'un de ces paramètres prend une signification différente, celle-ci sera précisée dans le texte.

### Abréviations :

1D	Une dimension
2D	Deux dimensions
3D	Trois dimensions
AR	«Aspect Ratio» le ratio de deux dimensions caractéristiques
CAO	Conception assistée par ordinateur
CFD	La dynamique des fluides calculée par ordinateur (provenant des termes anglais «Computational fluid dynamics»)
CFM	Pied cube par minute (provenant des termes anglais «Cubic feet per minute»)
CRSNG	Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada
DDL	Degrés de liberté
EA	Excès d'air
EF	Éléments finis
ÉTS	École de technologie supérieure
FPM	Pied par minute (provenant des termes anglais «Feet per minute»)
FS	Flow Simulation : module de simulation numérique par volumes finis greffé au logiciel Solidworks
FQRNT	Fonds Québécois de la recherche sur la nature et les technologies
ICC	La Compagnie de cheminées industrielles inc.
$Ln$	Logarithme naturel
MEF	Méthode des éléments finis
MVF	Méthode des volumes finis
SLE	Thermocouples d'une précision supérieure par rapport aux thermocouples non SLE (provenant des termes anglais «Special Limit of Error»).
$T^{\circ}$	La température [ $^{\circ}\text{C}$ ou $\text{K}$ ]
VF	Volumes finis

### Caractères romains :

$A$	L'aire [ $\text{m}^2$ ]
$A^r$	Aire de référence
$C_p$	La chaleur spécifique [ $\text{J}/\text{kgK}$ ]
$D$	Le diamètre [ $\text{m}$ ]
$E_b$	La puissance émissive d'un corps noir [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$f$	Le facteur de friction $[-]$

$F_{ij}$	Les facteurs de vue
$g$	L'accélération gravitationnelle : sur la terre, $g \cong 9.81 [m/s^2]$
$Gr$	Le nombre de Grashof $[-]$
$H$	La hauteur du montage $[m]$
$h$	Le coefficient de convection $[W/m^2K]$
$h_{rad}$	Le coefficient de radiation $[W/m^2K]$
$J$	La radiosité $[W/m^2]$
$J$	La matrice Jacobienne $[-]$
$k$	Le coefficient de conduction $[W/mK]$
$L$	La distance la plus courte entre la paroi de la cheminée et une de l'enclos $[m]$
$\dot{m}$	Le débit massique $[kg/s]$
$Nu$	Le nombre de Nusselt $[-]$
$Nu_L$	Le nombre de Nusselt évalué selon la dimension caractéristique «L» $[-]$
$p$	La pression $[Pa]$
$Pr$	Le nombre de Prandtl $[-]$ $\left(Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha}\right)$
$Q$	Le débit volumique $[m^3/s]$
$q$	La puissance $[W]$
$q'$	La puissance par unité de longueur $[W/m]$
$q''$	La puissance par unité d'aire $[W/m^2]$
$r$	La rugosité $[m]$
$R$	La résistance thermique $[K/W]$
$R$	La constante des gaz parfaits (8314 [kJ/mol-K])
$Ra$	Le nombre de Rayleigh $[-]$
$Ra_L$	Le nombre de Rayleigh évalué selon la dimension caractéristique «L» $[-]$
$Re$	Le nombre de Reynolds $[-]$
$T$	La température [ $^{\circ}C$ ou $K$ ]
$t$	Le temps $[sec]$
$T_{\infty}$	La température ambiante $[K]$
$T_m$	La température moyenne dans la conduite cylindrique verticale (à $y/L = 1/2$ )
$T_{mo}$	La température moyenne à la sortie de la conduite cylindrique verticale
$T_{mi}$	La température moyenne à l'entrée d'une conduite cylindrique verticale
$T_s$	La température d'une surface $[K]$
$\bar{U}$	Le coefficient de convection moyen $[W/m^2K]$
$V$	Le volume
$W$	La largeur

### Caractères grecs :

$\alpha$	La diffusivité thermique $[m^2/s]$
$\beta$	Le coefficient volumétrique d'expansion thermique $[K^{-1}]$
$\varepsilon$	L'émissivité $[-]$

$\sigma$	La constante de Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 K^4]$
$\rho$	La masse volumique $[kg/m^3]$
$\theta$	Angle [ <i>rad ou degré</i> ]
$\mu$	La viscosité dynamique $\left[\frac{N \cdot s}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s} = Pa \cdot s\right]$
$\nu$	La viscosité cinématique $[m^2/s]$

#### Indices :

<i>in</i>	Signifie une quantité qui entre dans un système
<i>out</i>	Signifie une quantité qui sort d'un système
s	Signifie une surface

#### Symboles :

$\nabla$	Le gradient (exemple : $\nabla u = \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial z}$ )
$\emptyset$	Le diamètre
$\Sigma$	Une somme de terme
$\int$	Intégrale
$\frac{\partial y}{\partial x}$	Dérivée partielle

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Tout au long de ce document, le système international (SI) sera utilisé (m, sec, kg, N, Pa, etc.). Dans certain cas, l'utilisation ou des changements d'unités seront effectués pour passer au système impérial (po, pied, BTU, CFM, etc.) pour des fins d'ordre de grandeur, de comparaison ou de dimension standardisées.

Lorsque deux variables sont juxtaposées, ceci signifie qu'elles se multiplient; à cet effet, dans la majorité des cas, pour présenter les équations d'une manière plus compacte, on omet le signe de multiplication ( $\cdot$ ).

Le trait d'union encadré par les crochets « $[-]$ » signifie sans unité, ou adimensionnel.

Notations matricielle :

- On utilise les crochets  $[\cdot]$  lorsqu'on représente une matrice ayant plus d'une ligne et plus d'une colonne.
- On utilise ce type de crochets  $\{:\}$  lorsqu'on représente une matrice (vecteur vertical) ayant seulement une colonne et plusieurs lignes.
- On utilise ce type de crochets  $\langle...\rangle$  lorsqu'on représente une matrice (vecteur horizontal) ayant seulement une ligne et plusieurs colonnes.
- On utilise « $\langle^{-1}$ » pour indiquer qu'on inverse une matrice.
- On utilise « $^T$ » pour indiquer qu'on transpose une matrice.

Des termes anglais sont utilisés pour des exemples de programmation; à cet effet, en voici les principaux ainsi que leurs définitions :

- If : si une condition est vraie,
- Else : si une condition est fausse,
- Elseif : sinon, si la condition est vraie,
- While : tant qu'une certaine condition est vraie, répéter la boucle,
- For : répéter la boucle un nombre de fois préétablis,
- End : marque la fin d'une boucle If, While ou For,
- Random : nombre aléatoire entre 0 et 1.

## INTRODUCTION

Le domaine d'étude du présent projet concerne les cheminées industrielles. Les différentes normes de sécurité prescrivent d'enfermer ces conduites dans un enclos fait de bois et de la chauffer en y projetant un gaz chaud pour simuler les conditions dans lesquelles elle sera installée dans un bâtiment (voir l'ANNEXE VIII). Si le bois de l'enclos dépasse une certaine température, la cheminée ne respecte pas la/les normes et ne peut être commercialisée sous homologation.

Plus formellement, il s'agit d'une conduite cylindrique verticale (cheminée) entourée d'un enclos formé de quatre murs rectangulaires verticaux et de deux plaques rectangulaires horizontales qui sont percées pour laisser passer la conduite. La Figure 1-1 et la Figure 1-2 montrent l'essentiel de l'aspect du montage :

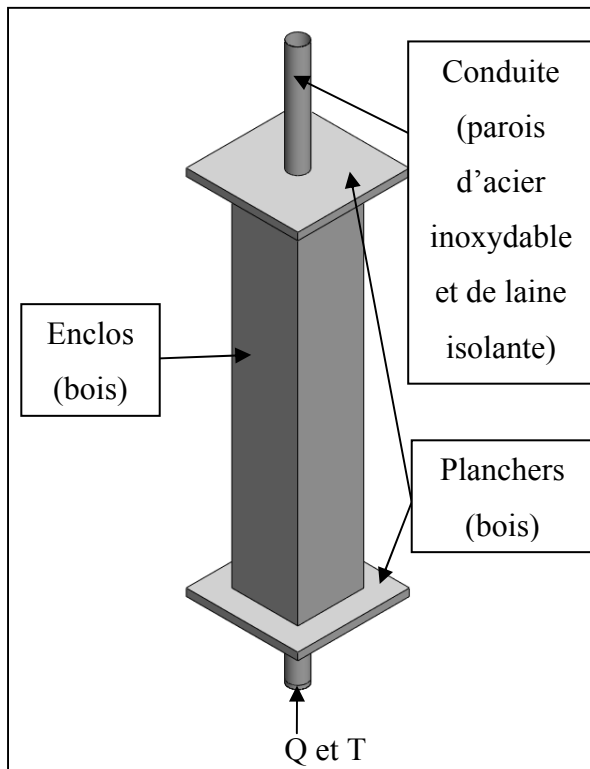


Figure 1-1 Vue isométrique du montage

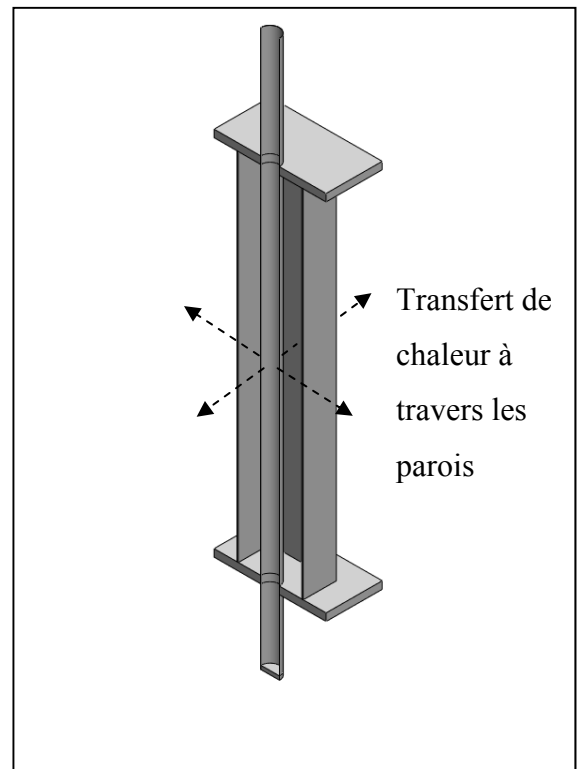


Figure 1-2 Vue de coupe du montage

Le développement des différents produits de cheminées industrielles par la Compagnie de Cheminées Industrielles Inc. (ICC) pousse cette dernière à étudier en détail le transfert de chaleur associé à ceux-ci. Il est possible d'analyser expérimentalement ces montages, cependant, afin de permettre de concevoir et même d'optimiser les produits, il est souhaitable d'employer une approche théorique. Une des méthodes consiste à construire un modèle 1D capable de calculer le transfert de chaleur moyen survenant pour ces montages puisque ceux-ci ne sont pas compliqués géométriquement.

Or, de par la géométrie de la cheminée et de l'enclos (circulaire et rectangulaire respectivement) et d'après la liste de références (non exhaustive) effectuée (CHAPITRE 1), il ne semble pas qu'une analyse, de nature théorique, analytique ou expérimentale, a déjà été effectuée à ce jour sur ce problème d'importance fondamentale pour un fabricant de cheminées industrielles. Par conséquent, il est donc peu probable qu'il y ait une corrélation existante pour calculer les nombres de Nusselt liés à l'écoulement naturel survenant dans l'enclos. Cette formule, essentielle au fonctionnement du modèle 1D, justifie la réalisation du présent projet de maîtrise qui a comme principal objectif de remédier à ce manque.

Afin de proposer une corrélation, il est choisi d'effectuer l'analyse de l'écoulement naturel du fluide dans l'enclos à l'aide d'un logiciel commercial 3D (Flow Simulation (FS) greffé au logiciel CAD Solidworks) utilisant la méthode des volumes finis (MVF). Par conséquent, le présent document est divisé selon les sections suivantes :

Le CHAPITRE 2 est totalement réservé aux essais expérimentaux. Dans celui-ci, les bancs d'essais sont développés pour mesurer les conductivités thermiques et les émissivités des matériaux utilisés pour fabriquer les cheminées industrielles. Ces expériences sont effectuées à l'aide de montages individuels afin d'en contrôler au maximum tous les paramètres indépendants. Les formules nécessaires pour calculer les valeurs de ces propriétés thermiques sont expliquées et les résultats y sont présentés.

Aussi, dans ce même chapitre, les bancs d'essais mettant en scène les cheminées industrielles sont décrits. L'instrumentation nécessaire au fonctionnement de ceux-ci est aussi présentée. Les brûleurs et les formules s'y rattachant sont expliqués afin de calculer les débits et les propriétés thermiques des gaz utilisés, ces derniers étant essentiels au fonctionnement correct des modèles virtuels 1D et 3D.

Ensuite, au CHAPITRE 3, les propriétés thermiques sont imposées dans FS et les simulations numériques sont effectuées. Le but de ces simulations est de montrer que la MVF est en mesure d'évaluer les températures avec fidélité par rapport aux résultats expérimentaux pour les bancs d'essais physiques des cheminées. Par la suite, il est donc possible d'utiliser ce logiciel pour effectuer des analyses plus poussées des phénomènes aérothermiques liés aux cheminées industrielles en question.

Dans le CHAPITRE 4, une analyse dimensionnelle du problème de l'écoulement naturel dans la cavité formée par la cheminée et l'enclos de bois est effectuée. Ceci est accompli dans le but de déterminer les paramètres desquels ce problème dépend. Ensuite, FS est utilisé pour générer des données expérimentales en simulant les comportements aérothermiques liés des différents montages de cheminées industrielles. Pour ces modèles numériques, on fait varier autant la géométrie que les conditions aux limites; leurs plages de valeurs sont déterminées par les besoins d'ICC. À l'aide des données générés et des résultats de l'analyse dimensionnelle, l'écoulement naturel est caractérisé qualitativement et quantitativement par le biais du développement de la corrélation pour calculer les nombres de Nusselt dans l'enclos. La corrélation qui sera développée pourra éventuellement s'appliquer dans n'importe quels types de problèmes mettant en scène une cavité de géométrie circulaire à rectangulaire pour calculer les nombres de Nusselt avec un certain intervalle de confiance (à condition de respecter les plages de régimes, de dimensions et de géométrie pour lesquels la corrélation est développée).

Dans le CHAPITRE 5, il est expliqué comment il est possible de construire le modèle 1D pour calculer le transfert de chaleur moyen pour les modèles de cheminées avec et sans

enclos de bois. Dans le cas du montage de la cheminée entourée de l'enclos, ce modèle utilise la corrélation développée au CHAPITRE 4 pour calculer la résistance thermique que produit l'écoulement naturel dans l'enclos. Ce logiciel maison emploie aussi plusieurs autres équations/corrélations analytiques/empiriques qui sont présentées explicitement dans cette section.

Le CHAPITRE 6 présente les résultats et analyses des simulations effectuées à l'aide du modèle 1D pour valider cette approche. À cet effet, les données expérimentales précédemment recueillies pour les montages physiques de la cheminée seule et celle entourée de l'enclos sont comparées avec les résultats du modèle 1D.

Ainsi, les principaux objectifs qui sont intrinsèques au projet sont définis des les prochains points. Par le fait même, certains d'entre eux expriment pourquoi il est essentiel au développement et au perfectionnement des produits de l'entreprise ICC :

- Développer une meilleure compréhension et une approche valide pour l'utilisation du logiciel employant la MVF afin de répliquer correctement les phénomènes physiques réels liés aux cheminées industrielles dans le but d'en faire la conception et l'optimisation.
- Développer un outil de conception (modèle 1D) qui permettra au présent partenaire industriel d'effectuer des essais rapides (modification de dimensions, de propriétés de matériaux, de débits, de températures, etc.) et d'observer presque instantanément les changements liés au transfert de chaleur dans les cheminées. Par le fait même, ce modèle permettra d'avoir une bonne idée des résultats que devraient donner les essais expérimentaux physiques ou ceux numériques dans FS. De plus, les rôles que jouent la conduction thermique, la convection et la radiation en ce qui a trait au transfert de chaleur dans les montages des cheminées industrielles pourront être quantifiés et mieux compris.



- À l'aide des outils numériques utilisés, le partenaire industriel pourra potentiellement réaliser des économies de temps (et d'argent) pour la modification/conception de produits liés aux cheminées industrielles.
- Développer une démarche expérimentale simple afin d'évaluer les propriétés thermiques moyennes (émissivités et conductivités thermiques) des matériaux physiquement utilisés pour fabriquer les cheminées industrielles.
- Mieux comprendre les phénomènes aérothermiques liés aux différents types d'écoulements, entre autres, l'écoulement naturel, en les caractérisant qualitativement et/ou quantitativement.
- Sur le plan environnemental, l'optimisation de produits à l'aide d'approches théoriques signifie moins de gaspillage de matériaux (prototypes physiques non concluants) ainsi que de gaz de combustion pour tester les cheminées.

Il est à noter que la présente recherche concerne uniquement le montage géométrique précis de la conduite cylindrique verticale entourée d'un enclos formé de parois rectangulaires (bien que les dimensions puissent varier d'une simulation à l'autre). De plus, la présente étude est réalisée pour des montages physiques et numériques à l'équilibre, c'est-à-dire en régime permanent.

Finalement, une conclusion et des recommandations concernant le travail effectué sont présentées aux chapitres prévus à cet effet.

## **CHAPITRE 1**

### **LISTE DE RÉFÉRENCES**

#### **1.1 Les écoulements naturels internes**

Tout d'abord, il existe deux types d'analyses pour évaluer le transfert de chaleur par convection : les analyses internes (écoulements confinés par une géométrie) et les analyses externes (écoulements libres sur une surface). On s'attardera ici sur les analyses des écoulements naturels internes, plus spécifiquement dans des cavités de géométries rectangulaires. Celles-ci ont été largement étudiées et les analyses qui en découlent représentent les cas qui se rapprochent le plus du présent contexte du problème, soit l'écoulement naturel à l'intérieur de la cavité formée par la cheminée industrielle et l'enclos de bois. Il sera question d'éventuellement utiliser et adapter ces informations pour le présent contexte. Il est à noter que la majorité des ouvrages sur ces sujets ne sont pas récents (avant les années 1990). Les méthodes numériques (les méthodes des volumes/éléments finis) sont de nos jours priorisées dès que la géométrie d'un problème devient compliquée. Une analyse approfondie de ce problème, visant à caractériser l'écoulement qualitativement ou quantitativement (par des corrélations) ne semble donc pas avoir été effectuée.

L'intérêt pour l'étude des écoulements naturels internes dans des cavités remonte aux années 1954 et provient principalement de la protection contre la chaleur dans des systèmes de fenêtres à double parois Batchelor [1]. Ces fenêtres sont en fait composées d'air emprisonné entre deux plaques de verre. Ces fenêtres à double parois sont toujours étudiées, maintenant d'une manière numérique par Ganguli et al. [2] à l'aide d'un logiciel commercial (Fluent (Ansys)), afin de comprendre les phénomènes de convection naturelle dans le but de réduire la consommation d'énergie dans les bâtiments. Cet agencement crée effectivement une cavité de forme rectangulaire, comme le montre la Figure 1-1 suivante :

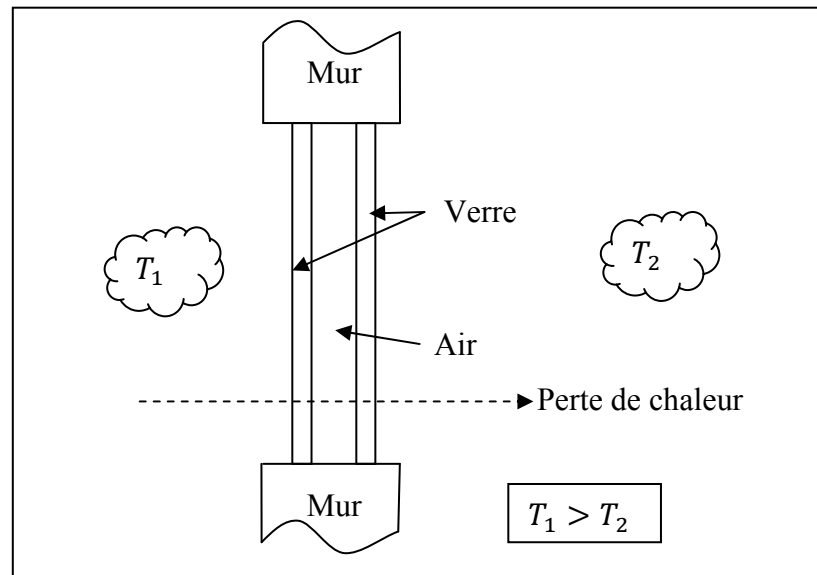


Figure 1-1 Une fenêtre à double-parois à isolation à air

L'air est un excellent isolant, tant qu'il demeure stagnant; pour cet état, la chaleur doit alors voyager par conduction et par radiation. Malheureusement, comme on cherche à isoler la chaleur pour qu'elle reste du côté chaud, il survient alors un différentiel de température ce qui engendre une convection naturelle de l'air entre les deux plaques de verre. La chaleur se propage alors plus facilement dans le fluide en mouvement, majoritairement par convection et par radiation (dépendamment de la différence de température entre le côté chaud et froid) plutôt que par conduction (voir Figure 1-2 suivante).

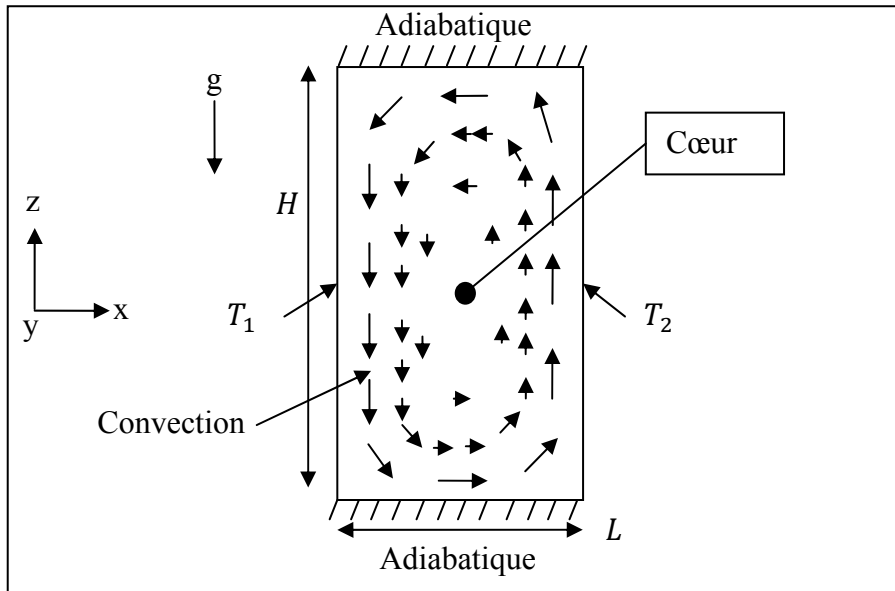


Figure 1-2 Convection naturelle dans une cavité rectangulaire, où  $T_2 > T_1$

Le phénomène de convection naturelle est dû aux forces d'Archimède, il est donc important de définir à quoi elles correspondent : tel que décrit par Incropera et al. [3], il s'agit de forces qui sont dues à un changement de la densité du fluide et d'une force exercée sur un corps qui est proportionnelle à sa densité. La force générée par un gradient de densité du fluide est habituellement due à un changement de température, comme un fluide se dilate avec une hausse de température et donc change de masse volumique. Quant à elle, la force d'un corps proportionnelle à sa densité est généralement due à la gravité ou à la force centrifuge. Si ces deux forces sont assez fortes pour vaincre les forces visqueuses, le fluide pourra se mettre en mouvement.

Par conséquent, le fait d'avoir l'effet de la gravité ainsi qu'un changement de température ne garantit pas nécessairement l'obtention d'une convection naturelle, comme le montre la Figure 1-3 suivante, inspirée d'Incropera [3] :

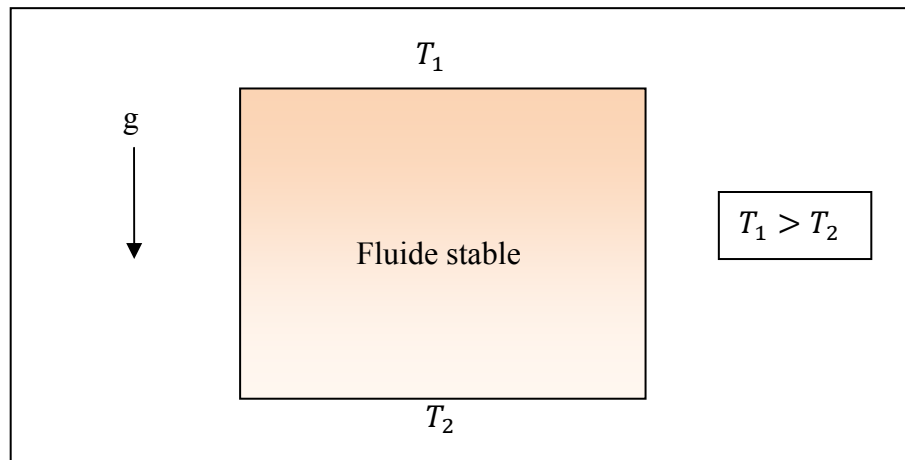


Figure 1-3 Fluide stable en présence d'une différence de température

Tel que le précise Han et Kuehn [4], dépendamment des conditions fixées dans le cas de la cavité rectangulaire, les forces d'Archimède peuvent aider ou freiner le transfert convectif.

L'auteur Elder [5] (ainsi que la plupart des autres ouvrages cités dans ce document) caractérisent l'écoulement naturel dans une cavité rectangulaire par trois différents paramètres adimensionnels :

- 1) Le nombre de Prandtl :  $\left( Pr = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \right)$  (qui est en fait le ratio de la diffusion visqueuse sur la diffusion thermique).
- 2) Le ratio de la hauteur sur la largeur «Aspect Ratio»  $AR=H/L$ .
- 3) Le nombre de Rayleigh :  $Ra_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha}$  (qui est en fait le ratio des forces d'Archimède et les forces visqueuses) où  $L$  est une dimension caractéristique du montage. Par exemple, dans le cas des cavités rectangulaires,  $L$  correspond à sa largeur.

Qu'il s'agisse d'une cavité rectangulaire ou cylindrique, Ostrach [6] décrit que l'écoulement naturel du fluide se caractérise principalement par deux phénomènes : une couche de convection près des parois, et un cœur qui tourne avec l'écoulement. Elder [5] précise qu'en plus des deux phénomènes précédemment mentionnés, il existe aussi des régions distinctes

aux deux bouts de la cavité qui peuvent être décrites comme des zones d'amortissement de l'écoulement vertical (pour  $0.1 \gtrsim z/H \gtrsim 0.9$ , voir la définition des variables sur la Figure 1-2 précédente). Ces régions étant fortement dépendantes des conditions frontières présentes aux bouts de la cavité. D'après Incropera et al. [3], il est possible de représenter très grossièrement ces deux phénomènes par le schéma de la cavité à géométrie rectangulaire présenté à la Figure 1-2.

Par contre, Ganguli et al. [2] ont montré que la géométrie du montage a beaucoup d'influence sur le transfert de chaleur et sur le coefficient de convection  $h$ . Les auteurs décrivent l'influence du  $h$  moyen et local par rapport aux dimensions  $H$  (hauteur) et  $L$  (largeur). Pour une hauteur  $H$  fixe et une petite largeur  $L$ , le  $h$  local est environ quatre fois plus élevé dans le bas et dans le haut qu'ailleurs dans la cavité. À mesure que  $L$  est augmenté, les  $h$  locaux dans le haut et le bas de la cavité demeurent élevés et bas ailleurs, ce qui donne un  $h$  moyen bas. Ensuite, il subsiste une valeur de la largeur pour laquelle le  $h$  moyen ne varie plus significativement et par conséquent, si on augmente d'avantage  $L$ , le transfert de chaleur n'en est pas amélioré.

Maintenant, lorsque la hauteur est augmentée et que  $L$  est petit, comme il y a augmentation de la surface de la cavité, il y a une augmentation de la quantité de chaleur échangée, mais le  $h$  moyen est plus petit que pour une cavité d'une hauteur moindre. Pour la même hauteur, si  $L$  est augmenté, on remarque qu'il se produit une instabilité dans l'écoulement naturel et plusieurs cœurs peuvent se former; les cœurs se rencontrent et se mélangent, ils produisent des tourbillons, ce qui fait en sorte d'augmenter le  $h$  moyen et d'améliorer le transfert de chaleur total.

Ceci est en accord avec Elder [5], qui précise que pour une géométrie ayant un AR variant de 1 à 60, les premiers mouvements laminaires du fluide sont caractérisés par un écoulement cellulaire principal très large en régime permanent, qui lui-même est capable de générer des écoulements secondaires et tertiaires, et non par des vagues dans la couche limite, près des plaques verticales. Il est à noter qu'Elder utilise un montage expérimental composé de deux

plaques verticales maintenues à des températures chaude et froide, ainsi qu'une plaque isolante horizontale en bas et le haut étant ouvert à l'air ambiant. De plus, les fluides dans la cavité sont de la paraffine médicale et de l'huile de silicone. Afin de mieux cerner les différences entre ces deux phénomènes, il est possible de les illustrer sur la Figure 1-4 suivante (tracés d'une manière schématique) :

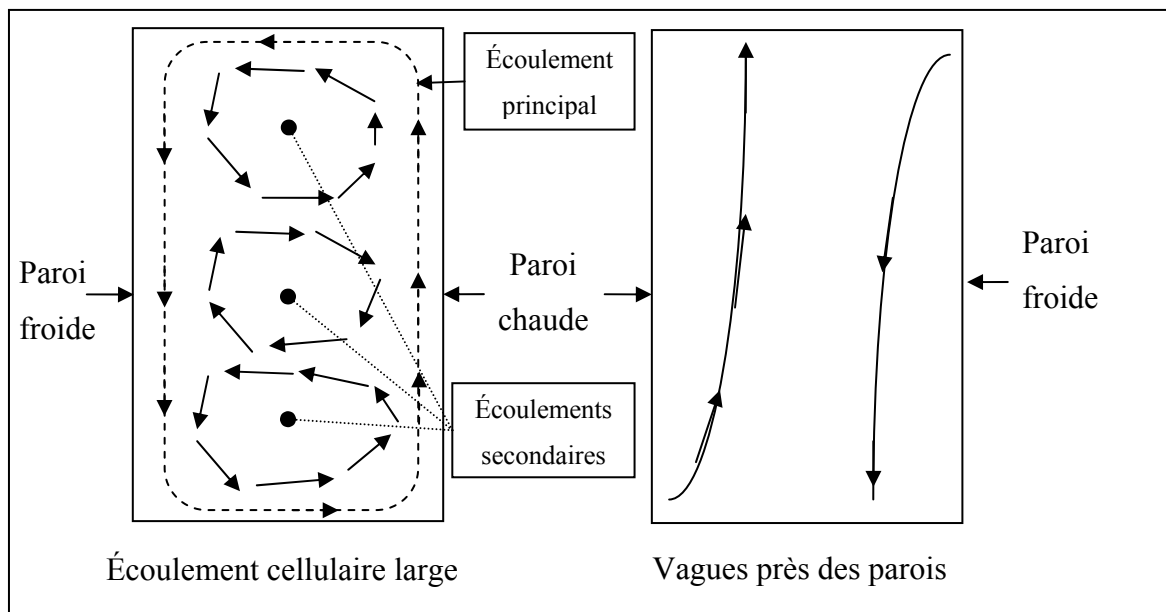


Figure 1-4 Distinction entre un écoulement cellulaire large et des vagues laminaires

Toujours selon Elder [5], lorsque les conditions de l'écoulement font en sorte d'être sous  $Ra \lesssim 10^3$ , il y a la formation d'une cellule très faible et stable dans la cavité. De plus, pour ce même nombre de  $Ra$ , l'écoulement est vertical partout à l'exception d'une distance d'environ  $L$  des bouts du bas comme du haut de la cavité. De Vahl Davis [7] précise qu'en dessous de  $Ra \lesssim 3000$ , la chaleur voyage essentiellement par conduction. Progressivement, lorsque le nombre de  $Ra$  augmente, la pente du gradient de température à travers la largeur de la cavité décroît, ce qui montre que les effets de conduction diminuent. Selon Elder [5], lorsque l'écoulement atteint  $Ra \approx 10^5$ , il y a apparition d'une cellule d'écoulement secondaire et elle devient forte vers  $Ra \approx 10^6$ ; pour ce nombre de  $Ra$ , il y a aussi apparition d'autres petites cellules stables qui se cisailent.

Tel que le mentionne De Vahl Davis [7] et Yin et al. [8], d'après la Figure 1-4 de gauche, il est possible de constater que la chaleur, lorsqu'elle traverse les cœurs des écoulements, voyage essentiellement par conduction, comme ceux-ci demeurent plutôt stagnants.

De plus, en ce qui a trait aux cellules d'écoulement secondaires, les auteurs de Han et Kuehn [4] expliquent qu'il y a deux cas possibles : un qui favorise le transfert de chaleur et de masse, et l'autre, très haut en cisaillement, qui les défavorise. Ces deux cas peuvent être schématisés sur la Figure 1-5 suivante :

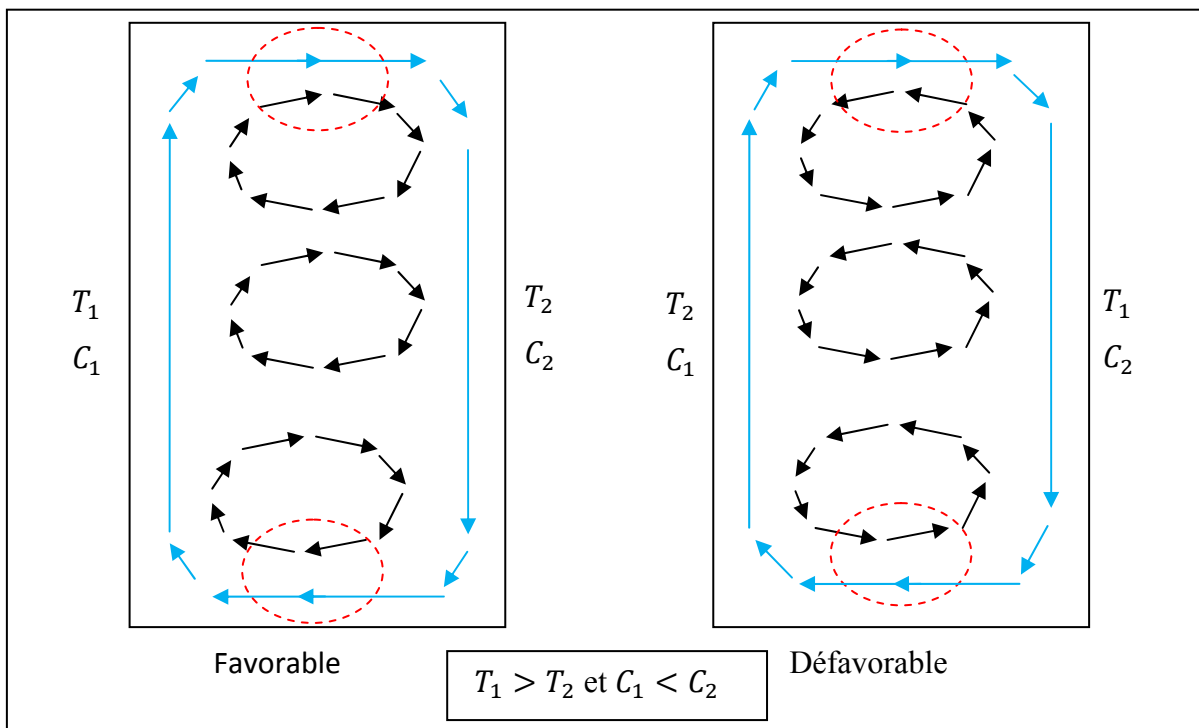


Figure 1-5 Écoulement multicellulaire (favorable et défavorable)

Cependant, il faut faire attention ici, car il n'y a pas que la température qui influence le mouvement du fluide pour les essais montrés par Han et Kuehn [4], il y a aussi le transfert de masse de la solution électrolyte qui est utilisée comme fluide dans le montage. Ce transfert est provoqué par l'anode et la cathode placées dans le montage. Les variables  $C_1$  et  $C_2$  sur la Figure 1-5 représentent les concentrations de la solution (concentration d'ions cuivreux). Des phénomènes similaires peuvent possiblement se produire selon le présent cas de l'écoulement



dans la cavité formée la cheminée et l'enclos de bois, mais il est beaucoup plus probable que le cas favorable survienne, comme l'écoulement est naturel. De plus, contrairement à la majorité des auteurs s'attardant aux écoulements naturels dans les cavités et cités dans ce document, Han et Kuehn [4], de l'analyse dimensionnelle effectuée, caractérisent ce type d'écoulement principalement par le nombre de Grashof plutôt que par  $Ra$ .

Ensuite, selon Elder [5], vers  $Ra \approx 10^7$  les écoulements, pour chacune des plaques verticales, deviennent instables et sont indépendants entre eux. Il est à rappeler qu'Elder utilise de la paraffine médicale et de l'huile de silicone comme fluides expérimentaux. Pour le cas du présent projet, puisqu'on utilise de l'air comme fluide dans la cavité du montage lié aux cheminées industrielles, on pose comme hypothèse que ce dernier est incompressible et a un comportement similaire aux solutions liquides étudiées par les auteurs précédemment cités. Ceci est spécifié dans le but de pouvoir en comparer les points importants. Finalement, vers  $Ra \approx 10^9$ , le cœur de l'écoulement devient aussi turbulent, et celui-ci n'est plus en régime permanent lorsque les conditions font en sorte d'atteindre un nombre de  $Ra \gtrsim 10^8$ . Il est à noter qu'Elder [5] mentionne que près des valeurs critiques des nombres de  $Ra$  précédemment décrits, les écoulements secondaires sont très faibles et sont donc très difficiles à détecter physiquement.

Dans le cas où  $Ra \gtrsim 10^8$ , par exemple, les cellules de convection secondaires peuvent bouger et/ou se combiner ensembles au fil du temps, comme le montre la Figure 1-6 suivante :

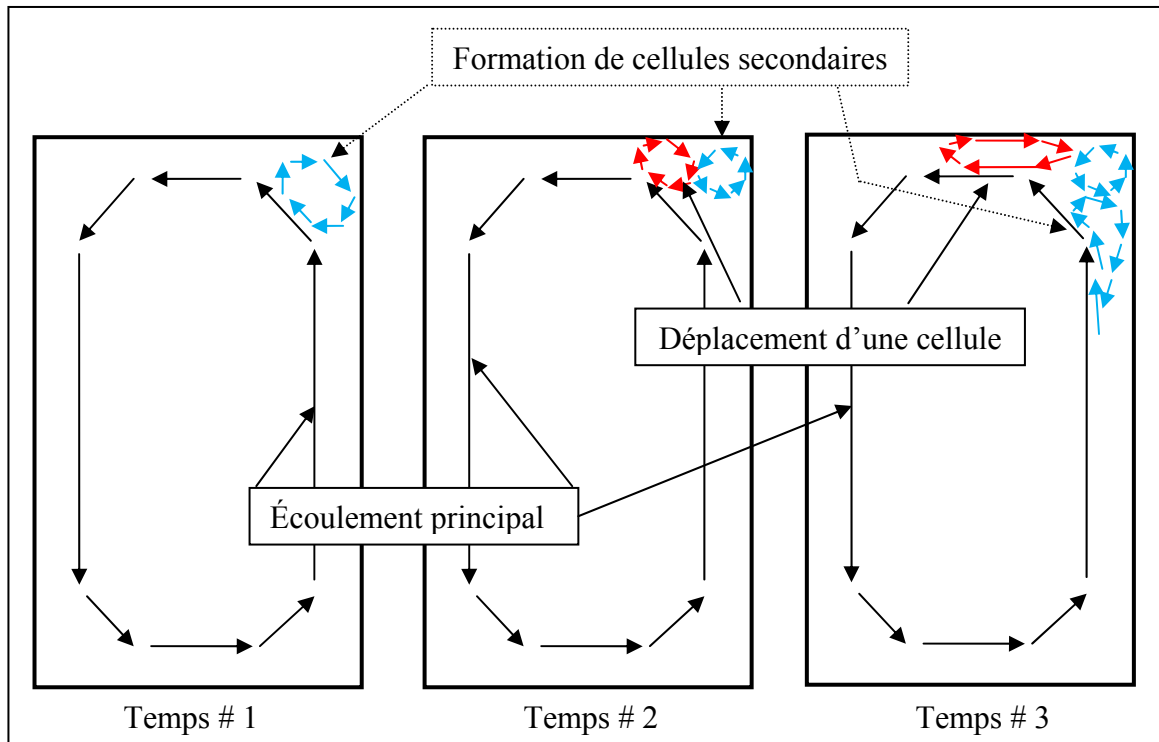


Figure 1-6 Formation et déplacement de cœurs à même l'écoulement principal

Ces phénomènes seront à surveiller de près car selon le présent contexte du problème, il est question de grandes hauteurs comparativement à la distance qui sépare la cheminée de l'enclos, donc de grands AR.

Finalement, les phénomènes aérothermiques liés aux cavités (rectangulaires et de géométrie cylindrique à rectangulaire) seront discutés et comparés avec la littérature CHAPITRE 4.

## 1.2 Les différents types d'approches employées pour proposer une solution au problème

Afin de développer les corrélations pour calculer les nombres de Nusselt dans les cavités rectangulaires, les auteurs précédemment mentionnés ont utilisé l'une ou l'autre de ces trois types de méthodes :

- 1) Les approches analytiques (décrites à la section 1.2.1).
- 2) Les approches expérimentales (décrites à la section 1.2.2).
- 3) Les approches numériques (décrites à la section 1.2.3).

Dans tous les cas, ces trois types d'approches ne sont pas nécessairement possibles. Pour le problème de la cavité rectangulaire, tel que Ganguli et al. [2] le mentionnent, le problème est trop complexe pour procéder par la méthode analytique; seules les méthodes expérimentales et numériques peuvent être employées. Ceci est en contradiction avec Batchelor [1] et Ostrach [6] qui ont réussi à trouver des corrélations pour calculer les nombres de Nusselt à partir des équations analytiques. De plus, Ostrach [6] précise que les approches numériques avaient été délaissées vers les années 1970 au profit des approches expérimentales et analytiques en raison des principaux facteurs suivants :

1. La capacité de calcul des ordinateurs pour résoudre ces problèmes par l'approche numérique n'était pas disponible.
2. La résolution difficile des couches limites avec de forts gradients.
3. Les problèmes d'instabilité numérique.

De l'expérience, on peut montrer que les facteurs précédemment énumérés ne sont plus des raisons valides aujourd'hui pour ne pas utiliser l'approche numérique :

1. La loi de Moore (Wikipedia [9]) s'est avérée vraie jusqu'à présent. Il existe maintenant des laboratoires d'ordinateurs parallélisés très performants. Le facteur de la capacité limitée des ordinateurs n'est plus d'une grande pertinence aujourd'hui.
2. Comme les ordinateurs sont plus performants, il est possible de raffiner le maillage assez pour capturer l'essentiel des couches limites. De plus, les différents modèles de turbulence aident à les résoudre selon Versteeg et Malalasekara [10]. Même avec un maillage grossier, les solutions d'un l'écoulement laminaire ou turbulent calculées à l'aide du logiciel FS peuvent converger.

3. Plusieurs algorithmes ont été développés pour pallier aux phénomènes d'instabilités numériques pour la MEF (Dhatt et al.[11]) ou la MVF (Versteeg et Malalasekara [10]).

De plus, Ganguli et al. [2] mentionnent que Batchelor [1] a utilisé les équations de «stream vorticity» afin de simplifier les termes de pression au niveau des équations. Toujours selon Ganguli et al. [2], ils estiment que ces termes ne sont surtout pas à négliger, comme ce sont eux qui produisent l'instabilité dans l'écoulement (ceci peut produire un écoulement avec de multiples cœurs) et donc jouent un rôle crucial dans la modélisation de l'écoulement naturel. De plus, Batchelor [1] a développé ses équations selon une plaque verticale et ne considérait pas l'autre plaque verticale (donc il n'a pas considéré l'AR). Tel que déjà mentionné, d'après les résultats et conclusions tirés par Ganguli et al. [2], l'AR joue aussi un très grand rôle dans l'écoulement naturel et donc dans la prédiction du nombre de Nusselt dans une cavité. Les différents phénomènes de convection et de conduction survenant pour les écoulements naturels dans un enclos sont tous inter-reliés et c'est ce qui rend l'analyse analytique difficile.

Il est donc possible de mentionner que Ganguli et al. [2] semblent avoir raison d'indiquer que le problème est trop complexe pour être traité analytiquement, puisque les auteurs qui ont opté pour cette méthode ont du faire de nombreuses simplifications. De plus, De Vahl Davis [7] (approche numérique) cite aussi les auteurs Poots [12] et Wilkes [13] qui ont aussi utilisé l'approche numérique (Poots effectue même tous ses calculs à la main à l'époque). Ses résultats pour le calcul des nombres de Nusselt arrivaient très bien avec les deux autres auteurs, mais il n'y avait pas une bonne correspondance avec ceux d'Elder [5] (approche analytique et expérimentale). Ceci remet donc en doute la validité des corrélations développées par l'approche analytique.

Les prochaines sections sont consacrées à l'explication plus détaillée des trois différents types d'approches.

### 1.2.1 Les approches analytiques employées

Tel que le précise Elder [5], les phénomènes dans la nature sont d'origine tridimensionnelle; dans certains cas, afin de simplifier grandement les problèmes auxquels les chercheurs font face, on décide de poser des hypothèses et de traiter le problème en 2D (même que dans certain cas, il est possible de traiter un problème en 1D). L'approximation de Boussinesq est généralement adoptée (Elder [5], Ostrach [6], De Vahl Davis [7], Gill [14] et Varai et Desai [15]) ce qui a pour effet de simplifier les équations gouvernantes. Cette approximation est utilisée autant pour l'approche numérique qu'analytique pour développer les corrélations à partir des équations gouvernantes. Voici la principale hypothèse qui est prise en considération pour cette approximation:

- La différence des températures entre la paroi chaude et la paroi froide est petite comparativement à la température absolue de la paroi froide. Comme la température varie peu, la densité du fluide varie peu, ce qui permet de négliger tous les termes de variation de densité dans les équations, à l'exception des forces d'Archimède (qui font intervenir les densités); ces forces sont alors dominantes, c'est elles qui pilotent l'écoulement, c'est pourquoi les autres termes peuvent être négligés (selon Ghorai [16]).

À cause des très grandes variations de températures qui sont présentes d'une paroi à l'autre pour l'actuel contexte du problème, il n'est pas possible d'utiliser l'approximation de Boussinesq pour simplifier les équations gouvernantes.

De plus, les mêmes auteurs adoptent aussi les approximations suivantes :

- 1) Le mouvement fluide est en 2D; la troisième dimension est très grande par rapport aux deux autres ce qui permet de poser comme hypothèse qu'il n'y a pas (ou très peu) de variation dans cette dimension.
- 2) L'écoulement du fluide est en régime permanent.
- 3) Le fluide est considéré incompressible.

- 4) La friction dans le fluide ne provoque pas de hausse de température.

L'approximation 1 ne peut pas s'appliquer selon le présent contexte parce que la distance normale à la cavité est constamment variable (due à la géométrie circulaire, voir les Figure 1-7 et Figure 1-8 suivantes). Tel que le précise De Vahl Davis [7], la distance normale à la cavité doit être suffisamment longue pour que cette supposition s'applique, ce qui n'est pas le cas.

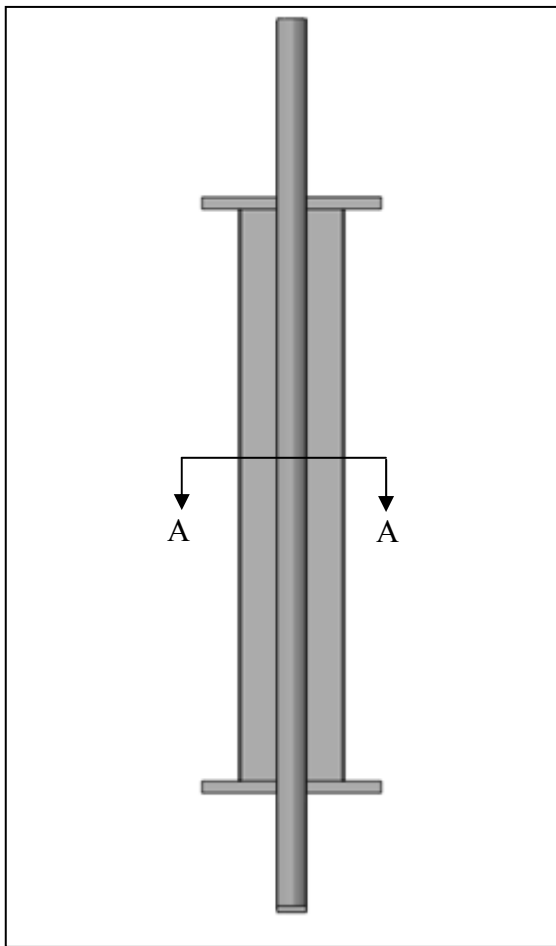


Figure 1-7 Vue de coupe et d'élévation du montage

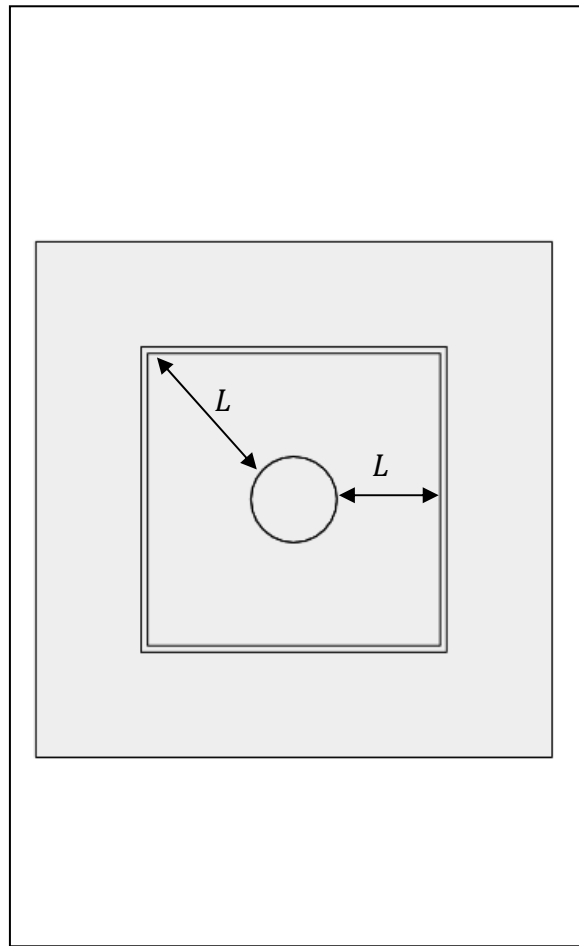


Figure 1-8 Vue de dessus du montage (coupe A-A)

Quant à elle, l'approximation 2 pourrait être applicable, mais il n'est pas possible à ce stade d'affirmer que les montages expérimentaux atteindront le régime permanent. Elle sera validée lors des essais expérimentaux.

L'approximation 3 peut s'appliquer au présent contexte puisqu'il n'y a pas de vitesses élevées du fluide (ni de pressions élevées par rapport à la pression atmosphérique), et donc, celui-ci peut être considéré comme incompressible.

Enfin, pour ce qui est de l'approximation 4, il n'est pas possible d'affirmer que la friction dans les particules fluidiques sera négligeable. Toutefois, elle est prise en considération dans le logiciel FS selon la documentation technique [17].

Il faut mentionner que Gill [14] est lui aussi un des premiers auteurs ayant travaillé analytiquement sur le problème de la cavité rectangulaire, suite au travail de Batchelor [1]. Par contre, tel que le montre Bejan [18], la solution analytique développée par Gill [14] trouve ses faiblesses aux conditions frontières du bas et du haut de la cavité. De plus, toujours selon Bejan [18], l'approche de Gill [14] n'est plus valide si  $\left(Ra \cdot \frac{L}{H}\right)^{1/4} \gtrsim 10$ , car il y a apparition de cellules de convection secondaires et même tertiaires, tel que montrées par Elder [5], ce qui fait que le phénomène de convection naturelle dans la cavité se complexifie.

### 1.2.2 Les méthodes expérimentales employées

Les méthodes expérimentales demeurent similaires pour les différents auteurs. À cet effet, on utilise les deux équations générales suivantes :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} \quad [-] \quad (1.1)$$

Où  $\overline{Nu}$  est le nombre de Nusselt moyen et  $\bar{h}$  est le coefficient de convection moyen et est donné par :

$$\bar{h} = \frac{q_{conv}}{A(T_{paroi_{chaude}} - T_{paroi_{froide}})} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.2)$$

Un des problèmes majeurs pour les méthodes expérimentales est d'obtenir la quantité de chaleur  $q_{conv}$  véhiculée uniquement par convection. Afin d'obtenir cette quantité, Yin et al. [8] mesurent les pertes occasionnées par la conduction thermique et par la radiation impliquées dans leur montage. Les pertes par radiation sont évaluées à l'aide des lois connues et en estimant les émissivités des matériaux utilisés. Ensuite, ils ont établi une équation fonction de la température de la paroi chaude pour prévoir les pertes pour le reste de leurs essais. Ils déduisent finalement les pertes trouvées de la puissance induite dans leur montage pour calculer la quantité de chaleur transférée d'une plaque verticale à l'autre uniquement par convection. À titre d'exemple, selon le cas de Yin et al. [8], les pertes provenaient de trois principales sources :

- 1) Le transfert thermique par radiation entre les deux plaques. Tel que mentionné, ce transfert de chaleur peut être calculé à l'aide des équations déjà existantes pour la radiation (y compris les méthodes de détermination des facteurs de vue, etc.).
- 2) Les pertes à travers le côté isolé de la plaque verticale chauffée : les pertes sont trouvées en disposant de la puissance qui est nécessaire pour maintenir la plaque à une certaine température.
- 3) Les pertes par conduction à travers les quatre parois qui relient les plaques verticales; ces pertes sont minimales, moins de 5% de la puissance totale induite dans le système.

Pour évaluer la puissance perdue par convection dans ces montages, ces principes (ou des principes similaires) doivent nécessairement être appliqués par les chercheurs. À l'exception de disposer d'instruments de mesure tels que des fluxmètres (voir section 1.2.2.3 ci-après), il n'existe pas d'autres moyens pour mesurer instantanément le flux thermique échangé par convection que d'estimer les autres pertes (conduction thermique et radiation) dans les montages.



### 1.2.2.1 L'instrumentation pour mesurer les températures

Dans les montages expérimentaux, les températures sont recueillies à l'aide de thermocouples. Selon les différents auteurs (notamment Han et Kuehn [4], Elder [5] et MacGregor et Emery [19]), le nombre de thermocouples ainsi que leurs emplacements demeurent arbitraires, c'est-à-dire que d'un ouvrage à l'autre, ils en placent un certain nombre à des positions différentes, même si le montage de base reste toujours la cavité rectangulaire. Aucun des auteurs étudiés ne semblent donc adopter une méthodologie précise pour construire leurs montages. Par exemple, les positions des thermocouples sont précisées par Elder [5] pour son montage. Il spécifie qu'ils sont placés avec une attention particulière en ce qui a trait à leur positionnement, ce qui est en contradiction avec les autres auteurs tout juste cités (Han et Kuehn [4], Elder [5] et MacGregor et Emery [19]). Il est à noter que les auteurs Vafai et Desai [15], MacGregor et Emery [19] et Yin et al. [8] ont comme point commun d'installer la majorité des thermocouples sur les murs verticaux.

En résumé, lorsqu'il s'agit d'évaluer les températures moyennes des parois, l'emplacement précis des thermocouples a peu d'importance. Il est cependant primordial de s'assurer de couvrir uniformément les surfaces afin de mesurer les températures moyennes avec confiance. Dans les cas où on veut caractériser l'écoulement naturel à l'aide des températures expérimentales, il est souhaitable de les positionner à des endroits stratégiques dans le montage, par exemple,  $x/L=1/2$  et  $z/H=1/4$ ,  $x/L=1/2$  et  $z/H=1/2$ , etc (L étant la largeur du montage et H la hauteur).

### 1.2.2.2 Les conditions de régime permanent

À titre indicatif, il est bon de préciser (pour avoir un ordre de grandeur) que selon Vafai et Desai [15], les conditions de régime permanent ont été atteintes pour son montage expérimental après une durée de 5 heures, lorsque les températures variaient de  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  sur une période de 30 minutes. Évidemment, les conditions pour lesquels le régime permanent

est atteint (s'il peut être atteint) vont varier principalement en fonction du type fluide utilisé, de la géométrie et des températures imposées au montage.

### 1.2.2.3 Méthode pour mesurer un flux thermique

Afin de mesurer le flux de chaleur global ( $q_{global}$ ), les auteurs Khaled et al. [20] dans leur récent ouvrage emploient un fluxmètre :

$$q_{global}'' = q_{conv}'' + q_{rad}'' = h(T_s - T_{ambient}) + \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{ambient}^4) \quad (1.3)$$

Le fluxmètre est une mince plaque que l'on dépose ou colle à la surface pour laquelle on veut connaître le flux de chaleur passant à cet endroit. L'adhésion à la surface peut par contre créer une résistance de contact, ce qui peut induire une erreur dans la lecture du flux de chaleur passant à cet endroit comparativement à ailleurs sur la pièce. De plus, l'émissivité du fluxmètre ne sera probablement pas la même que celle de la surface sur laquelle il a été installé; deux solutions sont possibles :

1. Tenter de peindre la surface du fluxmètre de la même couleur que celle de la surface portante (difficile à obtenir).
2. Tout peindre de la même couleur (le noir est suggéré), cependant, le transfert de chaleur ne sera pas le même qu'avec la paroi originale sans peinture.

Selon les résultats de Khaled et al. [20], plus l'émissivité de la surface sur laquelle le fluxmètre est installé est grande, plus l'erreur due au flux radiatif est petite.

#### **1.2.2.4 Méthode pour mesurer la vitesse d'un fluide**

Afin de mesurer la vitesse de l'écoulement dans la cavité, Elder [5] utilise de la poudre d'aluminium dans le liquide (de la paraffine ou de l'huile de silicone) en mesurant visuellement le temps qui s'écoule entre deux points d'une distance connue, ou à l'aide de photographies prises à des intervalles de temps. L'auteur affirme mesurer les vitesses à  $\pm 5\%$  de précision. Ces méthodes requièrent néanmoins d'avoir prévu une fenêtre pour observer l'écoulement, ce qui n'est pas toujours possible. De plus, comme il s'agit ici de liquides, la technique de mettre des particules de matériau est moins pratique dans le cas de l'utilisation d'un gaz comme fluide.

Il existe maintenant des anémomètres à fil chaud qui permettent de mesurer la vitesse du vent.

#### **1.2.3 Les méthodes numériques employées**

Les méthodes numériques 3D couramment utilisées aujourd'hui sont la MEF ou la MVF. Ces domaines sont très vastes. À cet effet, on n'en fait qu'un bref survol ici.

Certains logiciels commerciaux, entre autres, Flow Simulation (FS) (Solidworks), utilisent la MVF plutôt que la MEF pour calculer le transfert de chaleur par les matériaux et les fluides. La MVF possède comme avantage de permettre des discontinuités ou de très forts gradients de vitesse entre les cellules du maillage. Par exemple, pour un écoulement supersonique sur une aile d'avion, il y a présence de très forts gradients de vitesse où la MVF est utile. Dans le cas du présent contexte, les vitesses des écoulements dans les cheminées sont subsoniques.

Les deux méthodes résolvent les équations de conduction thermique et celles de Navier-Stokes. À partir de des équations de Navier-Stokes, différents modèles ont été développés afin de résoudre les écoulements plus complexes, tels que les écoulements turbulents.

L'intérêt pour la modélisation des écoulements turbulents est très grand car c'est majoritairement ces types d'écoulements que l'on retrouve pratiquement. Certains des modèles permettent de résoudre uniquement des cas particuliers d'écoulement tandis que d'autres sont plus généraux. À cet effet, voici quelques exemples tirés de Versteeg et Malalasekara [10] :

Tableau 1-1 Quelques modèles de turbulence avec leurs avantages et inconvénients

Nom du modèle	Avantages	Inconvénients
«Mixing length model»	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Facile à implémenter</li> <li>• Non coûteux en ressource ordinateur</li> <li>• Fournit de bonnes prédictions pour les couches limites</li> <li>• Bien établi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Incapable de prédire les écoulements où il y a séparation ou recirculation</li> <li>• Calcule uniquement les valeurs moyennes des propriétés de l'écoulement et des tenseurs visqueux</li> </ul>
«Reynolds-averaged Navier-Stokes» termes de fermeture modèle « $k - \varepsilon$ »	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Le modèle de turbulence le plus simple</li> <li>• Excellente performance pour la majorité des problèmes d'écoulement</li> <li>• Modèle le plus validé et établi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plus coûteux à implémenter</li> <li>• Mauvaise performance pour les problèmes rotationnels, pour les écoulements développés dans des conduites non circulaires, pour les écoulements à grandes déformations (courbature de la géométrie) et certain problème à surface libre</li> </ul>

Nom du modèle	Avantages	Inconvénients
«Reynolds stress equation models»	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Potentiellement le plus général des modèles</li> <li>• Seules les conditions aux limites peuvent être spécifiées</li> <li>• Réussit à calculer avec précision les propriétés moyennes pour tous les tenseurs de Reynolds</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Coût élevé en capacité d'ordinateur</li> <li>• Pas autant validé que le modèle <math>k - \varepsilon</math></li> <li>• À peu près la même performance pour les cas mentionnés pour le modèle <math>k - \varepsilon</math>.</li> </ul>

Tel que déjà mentionné, ce tableau n'est seulement qu'un aperçu des méthodes pour modéliser numériquement la turbulence.

Les auteurs de Ganguli et al. [2] mentionnent que les nombres de Nusselt qui sont calculés à l'aide de la corrélation qu'ils ont développés à l'aide de méthodes CFD arrivent à des écarts inférieurs à 10% avec les données trouvées dans la littérature, ce qui montre que ces méthodes sont tout aussi valables que d'autres types d'approches.

Qu'il s'agisse de l'emploi de l'approche expérimentale ou numérique, les mêmes équations (entre autres, les équations (1.1) et (1.2) précédentes) sont nécessaires pour construire une/des corrélations pour caractériser un écoulement.

### 1.3 Les méthodes pour bâtir les corrélations

D'après les données recueillies à l'aide d'essais expérimentaux, les auteurs bâtissent les corrélations à l'aide de régressions, généralement à l'aide de la méthode des moindres carrés. Le type de forme d'équation qui est généralement choisi est :  $y = c \cdot x^a \cdot z^b$  (dépendamment

du nombre de variable(s) indépendante(s)). Les corrélations trouvées sont en fonction du nombre de  $Ra$  ou de  $Gr$  et (dans certain cas) de l'AR. Elles sont donc de la forme :

$$Nu = c \cdot Ra^a \quad \text{ou} \quad Nu = c \cdot Ra^a \cdot AR^b \quad (1.4)$$

#### 1.4 Les méthodes pour trouver les émissivités des matériaux

Afin de calculer la chaleur transférée par radiation à l'aide des modèles numériques, il est essentiel de connaître les émissivités. En faisant abstraction des angles de rayonnement, l'émissivité moyenne, selon Incropera et al. [3], se définit simplement par le ratio de radiation émise par une surface comparativement à celle émise par un corps noir à la même température.

S'il n'y a pas de phénomène de convection (l'échantillon chauffé duquel on veut connaître l'émissivité est placé dans un compartiment sous vide et refroidi), la méthode employée par Tanaka et al. [21] consiste simplement à appliquer l'équation suivante :

$$\frac{k \cdot (T_s - T_{app})}{W} = \varepsilon_{(T_{app})} \cdot \sigma \cdot (T_{app}^4 - T_{surr}^4) \quad (1.5)$$

Où  $W$  est l'épaisseur de l'échantillon,  $T_{app}$  est la température appliquée sur un côté de l'échantillon,  $T_s$  est la température de surface sur l'autre côté de la pièce et  $T_{surr}$  est la température de la chambre sous vide. Bien entendu, il faut connaître a priori la conductivité  $k$  du matériau.

Mettre les échantillons sous vide évite aussi qu'une partie de la radiation émise soit absorbée par le fluide ambiant, selon Tanaka et al. [21] et Ishii et Ono [22]. Par ailleurs, ces montages sont complexes puisqu'ils utilisent des spectromètres calibrés à l'aide d'échantillons de référence et les chambres sous vide sont refroidies lorsque les échantillons sont chauffés.

Cependant, tel que le mentionnent Ishii et Ono [22], plusieurs références différentes (articles, livres, etc.) peuvent donner les émissivités d'un même matériau et les valeurs peuvent différer d'un ouvrage à l'autre. En fait, le fini de surface du matériau pour lequel on évalue l'émissivité influence beaucoup les valeurs qu'il est possible d'obtenir.

Toujours pour mesure l'émissivité, les auteurs Smetana et Reicher [23] utilisent une technique plus simple que Tanaka et al. [21] et Ishii et Ono [22]. La méthode proposée nécessite un instrument produisant un faisceau laser dont la puissance est mesurée par calorimétrie. Cette procédure ne nécessite pas d'environnement contrôlé comme les autres méthodes décrites précédemment.

On peut mentionner les conditions qui sont moins favorables en ce qui a trait à la précision des mesures d'émissivités :

- 1) Selon Ishii et Ono [22], lorsqu'on mesure l'émissivité d'une surface à basse température (proche de la température ambiante), la précision des mesures est plus faible, car les surfaces environnantes influencent elles aussi le transfert radiatif. Ceci ne sera pas un problème pour le projet actuel car les températures seront nettement supérieures à la température ambiante.
- 2) Selon Khaled et al. [20], l'erreur relative du flux radiant mesuré est plus petite lorsqu'on mesure une émissivité élevée (près de 1) d'une surface. Selon le présent contexte, certains échantillons dont on veut mesurer l'émissivité sera faible (en dessous de 0.25), donc la mesure précise du flux radiant pourra être compromise.

## **1.5 Conclusions basées sur les références consultées**

Les approches expérimentales et numériques seront utilisées pour caractériser l'écoulement dans la cavité; l'approche analytique sera laissée de côté, le problème est considéré comme trop compliqué pour le traiter avec cette méthode.

Afin d'éliminer les incertitudes pour déterminer les émissivités et les conductivités thermiques, il ne sera pas possible de les mesurer directement sur les montages principaux de la cheminée et de la cheminée avec l'enclos. Par conséquent, il sera nécessaire de prévoir des échantillons de matériaux pour mesurer les propriétés individuellement sur des montages plus simples. Ces montages seront développés en considérant les points importants mentionnés dans cette liste de références et à l'aide des ressources matérielles disponibles.

Aucun des auteurs cités précédemment, ni le livre d'Oleg [24] (ouvrage dédié aux phénomènes liés au transfert de chaleur pour les écoulements naturels) ne traitent de la présente problématique. Les températures extrêmes dont il sera question ainsi que la géométrie particulière du montage physique de la cheminée entourée de l'enclos de bois semblent en faire un problème complètement original. En revanche, il n'est donc pas possible d'appliquer directement tout ce qui a été énuméré dans cette section du document. Néanmoins, les éléments précédemment mentionnés serviront de ligne directrice pour faire face aux différents problèmes et il sera possible de s'inspirer de plusieurs méthodes expliquées dans cette section.



## **CHAPITRE 2**

### **DESCRIPTION, CONSTRUCTION ET RÉSULTATS DES BANCS D'ESSAIS**

#### **2.1 Introduction**

La complexité de la problématique fait en sorte qu'il est nécessaire d'effectuer deux principaux montages physiques utilisant des cheminées industrielles pour valider les approches numériques. Le premier montage est composé d'une cheminée et le deuxième montage fait intervenir la même cheminée, mais cette fois-ci, entourée d'un enclos de bois. Ces montages sont tous les deux chauffés à des températures très chaudes, variant de 500°C à 1200°C.

Avant d'effectuer des simulations numériques à l'aide du logiciel maison 1D ou du logiciel commercial FS pour reproduire virtuellement des phénomènes physiques survenant pour les montages des cheminées industrielles, il est obligatoire de disposer des propriétés thermiques des matériaux utilisés. Ces propriétés peuvent par la suite être imposées dans ces logiciels permettant les calculs liés au transfert de chaleur. Dans cette optique, il faut aussi réaliser des bancs d'essais, complètement indépendants des deux montages principaux (la cheminée industrielle avec et sans enclos), afin d'évaluer des propriétés telles que la conductivité thermique et l'émissivité des différents échantillons.

Dans tous les cas expérimentaux, un soin particulier est fourni lors de la construction des montages et de l'installation des instruments de mesure (thermocouples, fluxmètres, etc.). Ceux-ci ont été inspectés et testés pour s'assurer qu'ils fonctionnent correctement.

Dans ce chapitre, les bancs d'essais qui sont utilisés pour l'expérimentation sont décrits (et conçus dans certain cas) et les résultats importants y sont présentés ainsi qu'analysés.

## **2.2 Le banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques**

Dans cette section, le banc d'essai pour mesurer la conductivité thermique de la laine isolante faisant partie intégrante des cheminées industrielles est développé.

Les données recueillies avec ce banc ont l'avantage de pouvoir être comparées à celles qu'il est possible de retrouver dans des livres traitant des matériaux ou de transfert de chaleur, et les documents des fabricants des matériaux testés. Ces comparaisons donnent un excellent ordre de grandeur, à savoir si les bancs d'essais et les calculs qui s'y rattachent fonctionnent bien. Malheureusement, les valeurs déjà existantes sont données pour des températures bien précises, généralement trop basses pour les besoins du projet, d'où l'importance d'effectuer ces bancs d'essais.

### **2.2.1 Méthodologie**

La méthode développée pour évaluer les conductivités thermiques est inspirée de la norme ASTM C-177, celle-ci étant utilisée par le fabricant de laine isolante Fibrex pour tester la laine Fibrex 1212. Les valeurs du fabricant sont des valeurs pour de la laine à l'état non-comprimée, alors que celle utilisée dans les cheminées est comprimée, ce qui en influence la conductivité thermique. Tel que déjà mentionné, les valeurs du fabricant serviront néanmoins de points de vérification pour les propriétés qui seront trouvées expérimentalement.

Afin d'évaluer uniquement la conductivité de l'échantillon, il faut le recouvrir d'un autre matériau et installer des thermocouples entre les deux. De cette manière, il est possible d'éliminer le transfert de chaleur par convection ou radiation (voir la Figure 2-1 suivante) qui affecteraient les lectures des thermocouples.

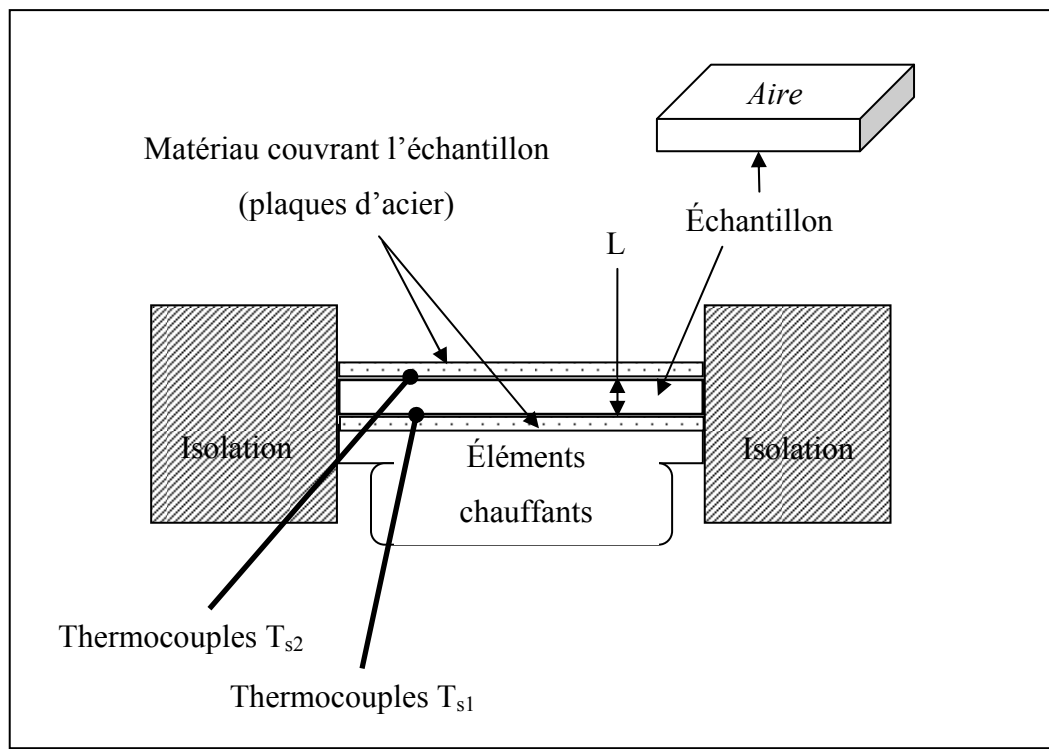


Figure 2-1 Schéma # 1 du montage expérimental pour mesurer les conductivités thermiques

De plus, les deux plaques d'acier jouent deux autres rôles très importants :

1. Les plaques d'acier sont reliées par quatre boulons ce qui permet de comprimer à volonté l'échantillon de laine.
2. Les plaques d'acier répartissent plus uniformément la chaleur des éléments chauffants.

Pour construire le banc d'essai, des plaques de silicate de calcium sont disponibles (chez ICC) pour isoler les côtés du montage. Ces plaques, rigides, offrent une conductivité thermique similaire à la laine 1212. Ce matériau peut supporter de très hautes températures en conservant une conductivité thermique faible. Le modèle virtuel du montage est montré sur la Figure 2-2 suivante (les panneaux du devant du modèle ont été mis en transparent) :

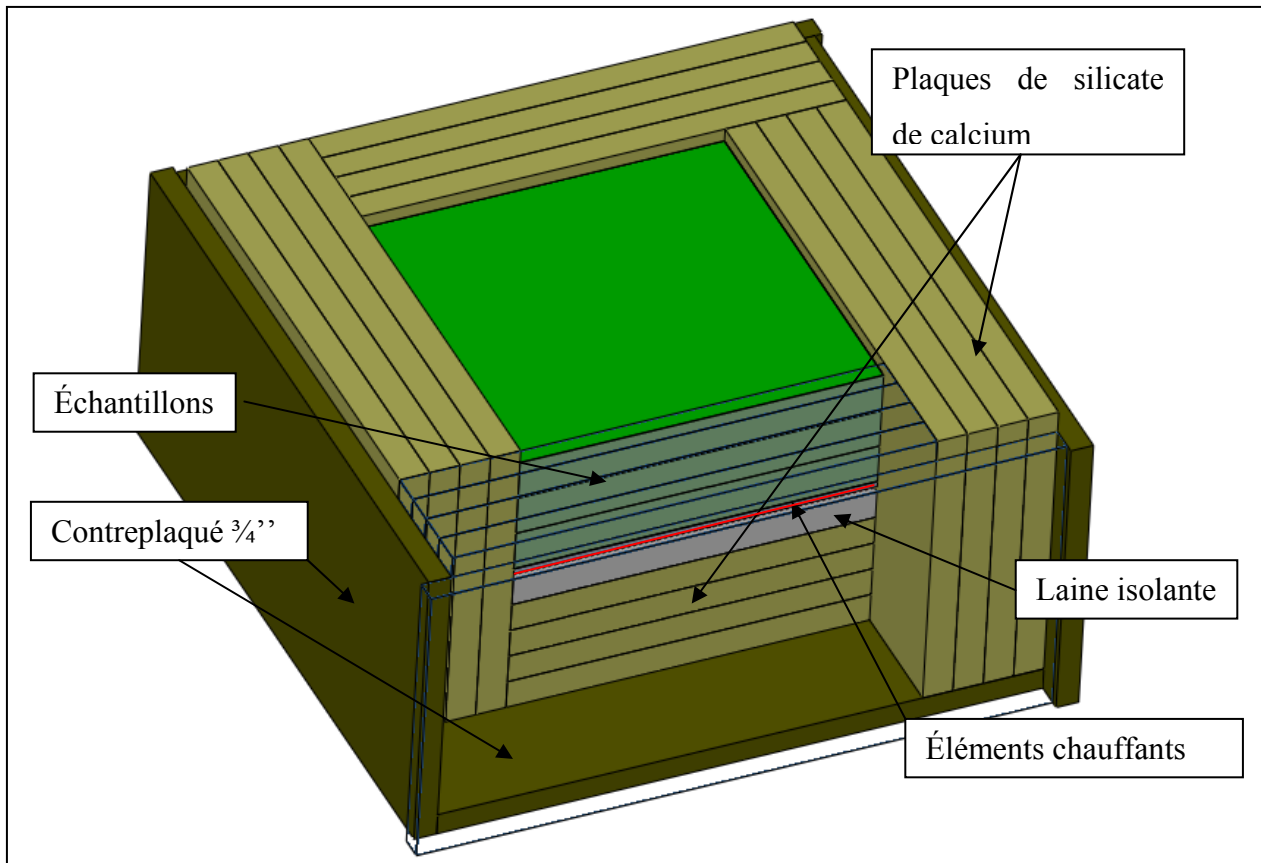


Figure 2-2 Banc d'essai virtuel pour déterminer les conductivités thermiques

Afin de déterminer le nombre de plaques de silicate de calcium pour isoler les côtés, pour s'assurer que le contreplaqué en bois ne brûle pas, des analyses sur FS ont été effectuées en imposant la température maximale que les éléments chauffants peuvent supporter, soit 982°C.

La Figure 2-3 montre qu'à 4 plaques de silicate de calcium sur les côtés et en dessous des éléments chauffants la température est assez bien freinée. À cet effet, il est possible de remarquer que la température vis-à-vis les contreplaqués de bois se situe autour de 20°C (il est à noter que les conductivités mises dans ce modèle sont les valeurs du fabricant des plaques de silicate de calcium et de la laine isolante) :

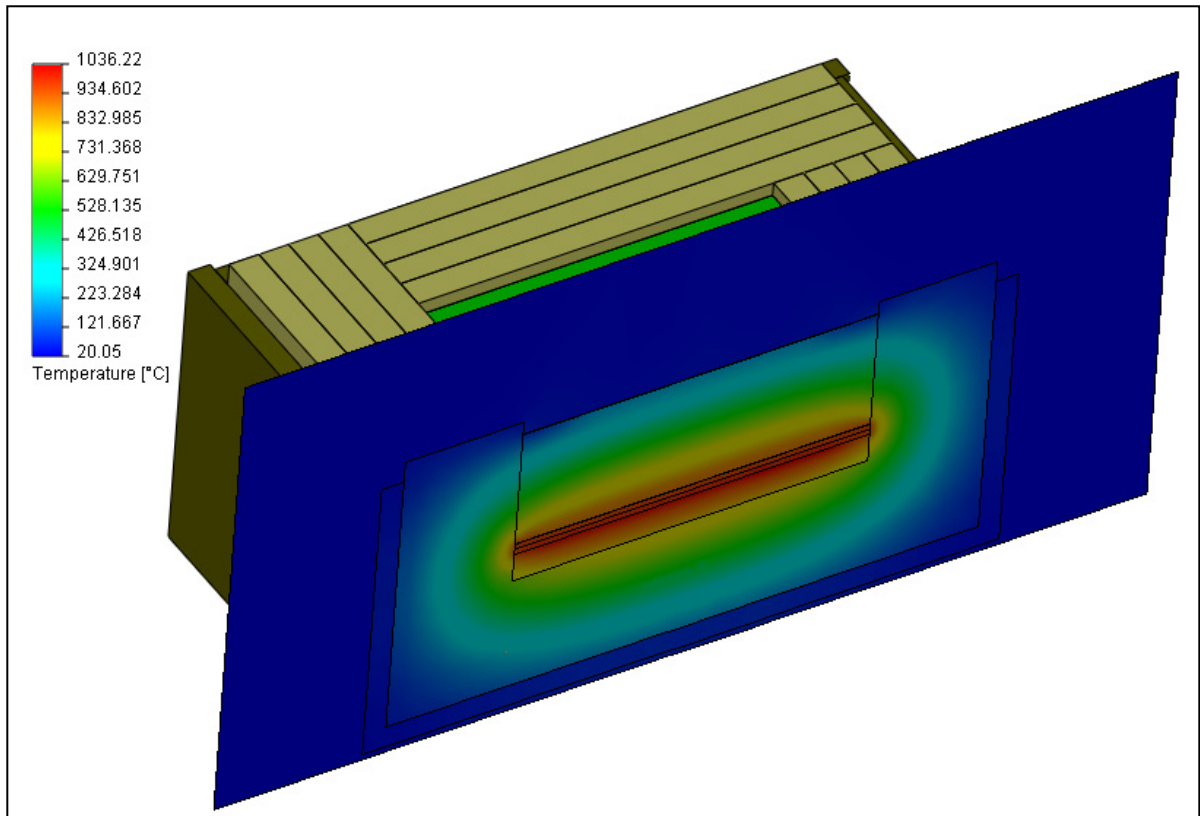


Figure 2-3 Analyse du banc d'essai pour déterminer les conductivités thermiques

Puisque ces résultats sont concluants, le banc d'essai physique est fabriqué selon ce concept. Ensuite, lors des essais physiques, à l'aide de la formule générale suivante, il suffit de connaître la quantité de chaleur induite dans le montage et de mesurer les températures d'un bord et de l'autre de l'échantillon pour calculer la conductivité thermique ( $k$ ) :

$$q = \left( \frac{k \cdot \left( \overbrace{T_{s1} - T_{s2}}^{\Delta T} \right)}{L} \right) \cdot Aire \quad [W] \quad (2.1)$$

Pour chaque variation de température ( $\Delta T$ ), la formule (2.1) peut être appliquée et il sera possible d'évaluer une conductivité pour une température moyenne  $((T_{s1} + T_{s2})/2$ , voir la Figure 2-1 précédente pour la nomenclature).

En fait, pour obtenir la quantité de chaleur nette imposée sur les échantillons, il faut aussi déterminer les pertes dans le montage. Comme les échantillons pour lesquels il faut mesurer la conductivité thermique sont fortement isolants et que les côtés sont aussi très isolants, la majeure partie de chaleur voudra s'échapper par le moyen le plus facile, c'est-à-dire par convection à travers toutes les fuites possibles dans le montage. C'est seulement dans un second temps que la chaleur se propagera par l'isolation et l'échantillon. Il faudra par conséquent bloquer au maximum toutes les fuites détectées. La Figure 2-4 suivante, montre les pertes de chaleur possibles dans le montage :

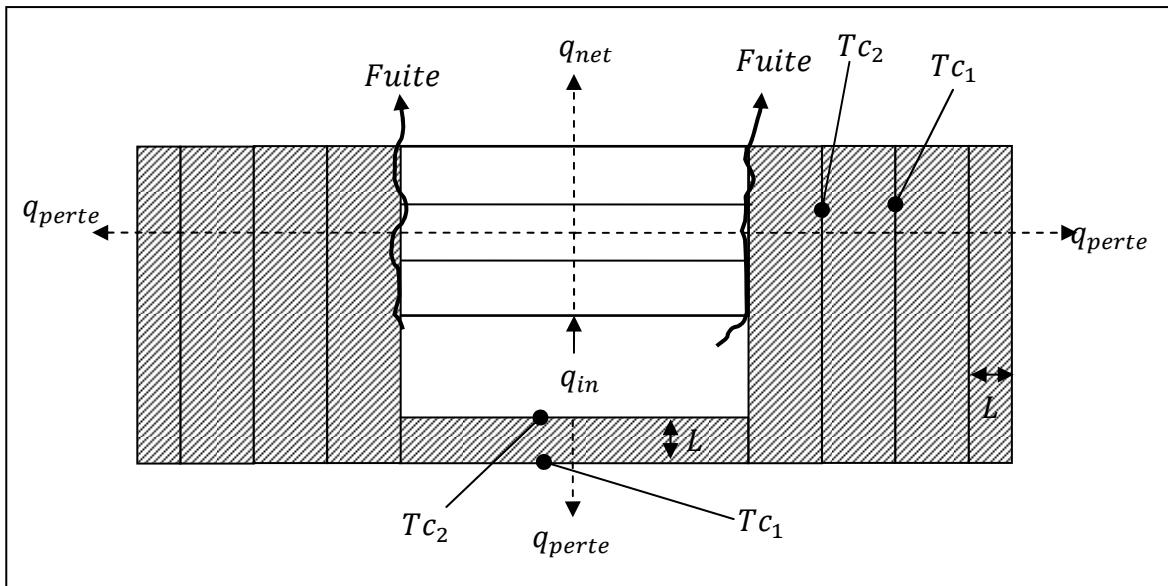


Figure 2-4 Les pertes dans le montage pour mesure les conductivités thermiques

Les pertes par convection (fuites) ne sont pas mesurables (on peut seulement tenter de les limiter). Par contre il est possible de mesurer les pertes dans l'isolation. Pour ce faire, il faut installer des thermocouples sur les panneaux d'isolant sur les côtés du montage (Figure 2-4 précédente  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$ ).

Il est possible d'évaluer les pertes avec la formule suivante dont les variables sont représentées à la Figure 2-4 :

$$q_{perte} = \frac{(T_{c2} - T_{c1})k_{isolant}A}{L} [W] \quad (2.2)$$

La chaleur nette imposée aux échantillons est donc :

$$q_{net} = q_{in} - \sum q_{perte} [W] \quad (2.3)$$

La méthode utilisée pour mesurer la puissance à l'entrée du montage ( $q_{in}$ ) consiste à mesurer le voltage (V) et l'ampérage (I) consommé par les éléments chauffants. Le voltage demeure pratiquement constant durant un essai et l'ampérage varie selon l'utilisation des éléments chauffants. La puissance électrique est donnée par la formule suivante :

$$q_{in} = P_{\text{électrique}} = V * I \quad (2.4)$$

De plus, deux fluxmètres sont installés sur le dessus de la plaque d'acier du haut et permettent de mesurer le flux radiatif et le flux par convection (ceux-ci ne peuvent pas subir des températures plus hautes que 200°C en continu). Ce moyen de mesurer les flux thermiques est entre autres utilisé par les auteurs Khaled et al. [20]. En additionnant ces deux flux ensembles, il est possible de trouver la chaleur nette imposée aux échantillons. Pratiquement, il semble que cette méthode est beaucoup plus fiable que celle utilisant les pertes dans le montage, expliquée précédemment.

Tel que le fabricant des fluxmètres l'indique, une mince plaque peinte d'une couleur similaire à celle de l'échantillon peut être installée par-dessus le fluxmètre mesurant la convection. Ceci permet de mesurer directement le flux total plutôt que d'additionner les valeurs d'un fluxmètre pour mesurer la radiation, et un pour mesurer la convection. De plus, le fluxmètre pour la convection mesure inévitablement les effets radiatifs; le recouvrir d'une plaque permet aussi d'éviter d'évaluer ce phénomène (le fabricant Captec, voir l'ANNEXE

VII, ne mentionne pas qu'il est insensible à la radiation). De plus, les essais effectués lors du présent projet ont montré que les valeurs recueillies par ce fluxmètre sont aussi plus stables lorsque celui-ci est couvert par la mince plaque puisque les effets de convection ne sont pas évalués.

Donc, à l'aide des fluxmètres, on mesure la quantité de chaleur nette imposé à l'échantillon :

$$q_{net} = (q_{fluxmètre_{convection}} + q_{fluxmètre_{radiation}}) \quad (2.5)$$

Ou encore :

$$q_{net} = (q_{fluxmètre_{convection} recouvert plaque}) \quad (2.6)$$

Aussi, si la température de l'échantillon doit être plus chaude que celle que peut supporter les fluxmètres, il est préférable de les enlever du montage. Si c'est le cas, en faisant plusieurs essais à basse température en utilisant les fluxmètres, il est possible d'observer et de mettre sous forme d'équation une tendance des pertes trouvées en fonction d'une température ou d'une puissance brute. Les pertes totales dans le montage peuvent être facilement calculées à l'aide de la formule (2.3) précédente. De cette manière, en extrapolant les données recueillies, la quantité de chaleur nette imposée à l'échantillon peut être calculée sans fluxmètre (si le montage ne change pas au cours des essais).

### 2.2.1.1 Acquisition des données expérimentales

Physiquement, les données sont recueillies à l'aide de thermocouples, de fluxmètres, d'un ampèremètre et d'un voltmètre. Ceux-ci sont reliés à un système de cartes d'acquisition et un



programme en code Labview. Les lectures des thermocouples et autres ont préalablement été vérifiées à l'aide d'appareils de haute précision.

Pour plus de détails sur le montage physique et virtuel de ce banc d'essai, se référer à l'ANNEXE X.

### 2.2.1.2 Vérification des fluxmètres

Les deux fluxmètres (flux radiatif et flux thermique (convection), voir l'ANNEXE VII pour leurs descriptions) ont été vérifiés en comparant la puissance électrique brute des éléments chauffants requise pour maintenir à 150°C une plaque d'acier 12x12x3/8 po avec le flux total mesuré par les fluxmètres. Ce montage simple est isolé partout sauf au dessus de la plaque d'acier. Comme l'acier conduit bien la chaleur, cette dernière générée par les éléments devrait servir en grande majorité à chauffer la plaque.

De plus, comme second point de validation, les mesures des fluxmètres sont aussi comparées avec des formules empiriques tirées du livre d'Incropera et al. [11]. Dans le cas de la plaque chauffée, le nombre de Nusselt pour la convection libre est prédit par les formules suivantes :

$$\begin{aligned} Nu &= 0.54RaL^{1/4} & 10^4 \lesssim Ra \lesssim 10^7 \\ Nu &= 0.15RaL^{1/3} & 10^7 \lesssim Ra \lesssim 10^{11} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Où le nombre de Rayleigh (RaL) est évalué par la formule suivante :

$$RaL = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\alpha\nu} \quad \text{où } L = \frac{\text{aire de la plaque}}{\text{périmètre de la plaque}} \quad (2.8)$$

Et où toutes les propriétés de l'air (voir la section 5.5 pour les propriétés de l'air) sont évaluées à la température de la couche limite :

$$T_{cL} \approx \frac{T_{\text{plaque}} + T_{\text{ambiante}}}{2} \quad (2.9)$$

Le transfert de chaleur qui survient par radiation est facilement évalué à l'aide de la formule générale à cet effet. On impose l'émissivité de la plaque d'acier légèrement oxydée à 0.80 (d'après Omega [25]). Soit la Figure 2-5 suivante :

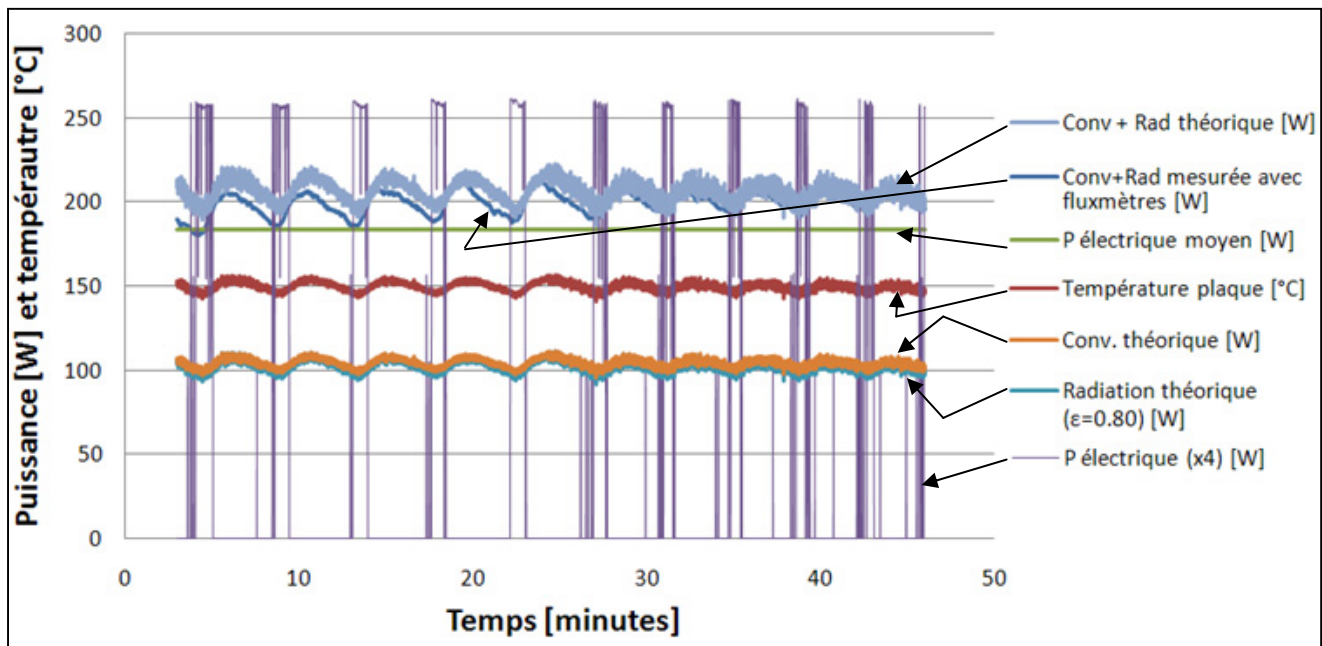


Figure 2-5 Résultats des mesures des fluxmètres

Il est possible de remarquer, selon la Figure 2-5 précédente, que la somme des valeurs des deux fluxmètres coïncident très bien avec les calculs théoriques. De plus, les valeurs mesurées à l'aide des fluxmètres arrivent aussi bien (8% d'écart moyen) avec la puissance électrique mesurée. Cet essai démontre que les fluxmètres fonctionnent bien.

### 2.2.2 Présentation et analyse des résultats

Afin de conserver un avantage concurrentiel sur les concurrents (à la demande d'ICC), les valeurs des résultats expérimentaux mesurés pour la conductivité thermique de la laine ne sont pas montrées dans ce document. Par contre, afin d'avoir une idée des résultats, les graphiques sont présentés (sans échelle de mesure selon l'axe de la conductivité thermique).

### 2.2.2.1 Conductivité thermique de la laine isolante

Voici les résultats de la conductivité thermique pour la laine isolante Fibrex 1212 (Figure 2-6) :

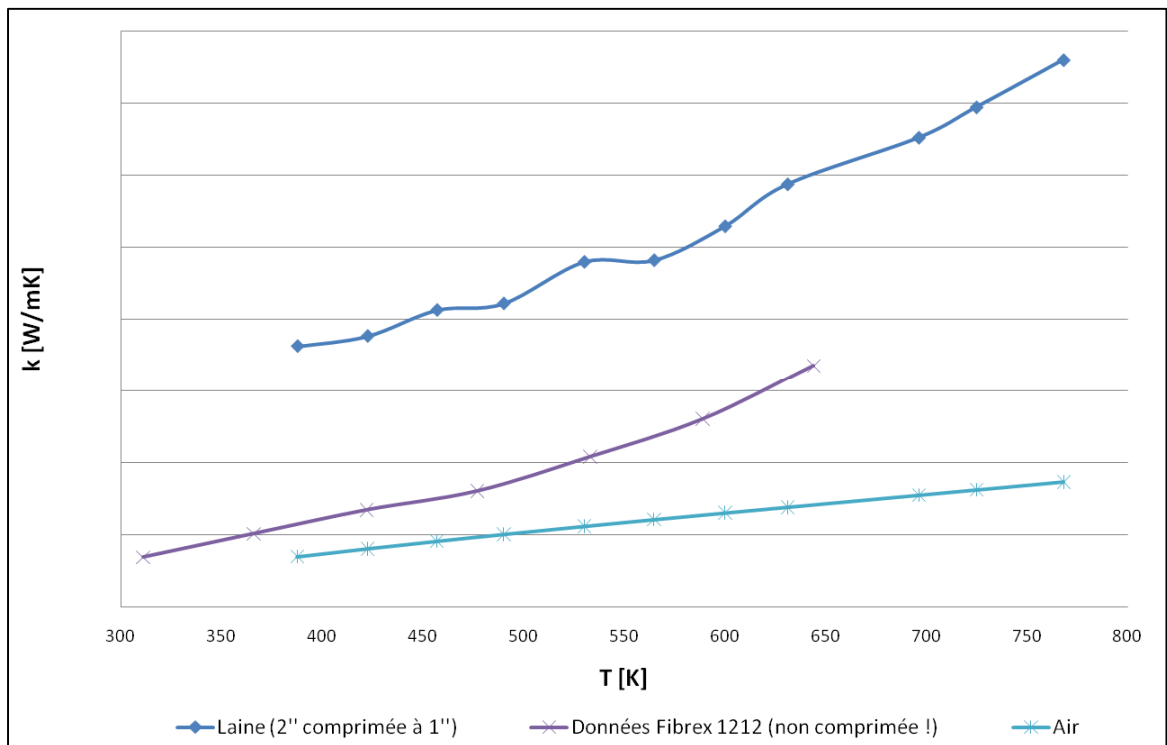


Figure 2-6 Conductivité thermique de la laine compressée

Comparativement aux données du fabricant, la laine 2po d'épaisseur comprimée à 1po est moins isolante que de la laine non comprimée (données Fibrex). De plus, on voit que la conductivité thermique de la laine non comprimée est très près de la conductivité de l'air. Moins il y a d'air dans la laine, plus sa conductivité thermique augmente.

En fait, pour ces essais, une erreur importante a été commise. Bien après que les essais expérimentaux furent terminés, il a malheureusement été réalisé que la laine isolante qui avait été utilisée dans les cheminées, pour les deux bancs d'essais avec et sans enclos, était de 1-3/8po d'épaisseur comprimée à 1po, et non 2po d'épaisseur comprimée à 1po. Afin de remédier à cette situation, la section suivante a été ajoutée.

### 2.2.2.2 Méthode alternative d'évaluation de la conductivité thermique de la laine isolante

Le but de cette section est d'utiliser une seconde alternative pour évaluer la conductivité thermique de la laine isolante pour différentes températures.

Pour ce faire, mathématiquement, il est possible d'égaliser la quantité de chaleur perdue par convection dans la cheminée à celle perdue par conduction à travers la paroi de la cheminée. Ceci se traduit donc à égaliser les équations (2.10) et (2.11) suivantes, ce qui permet d'obtenir la troisième équation (2.12) :

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{mo} - T_{mi}) \quad [W] \quad (2.10)$$

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R} \quad [W] \quad \text{où} \quad R = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi kL} \quad (2.11)$$

$$k_{laine} = \frac{\ln(r_2/r_1) \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{mi} - T_{mo})}{(T_{s1} - T_{s2}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} \quad [W/m \cdot K] \quad (2.12)$$

En disposant des données expérimentales (dimensions, débits, propriétés du fluide, et températures) pour les bancs d'essais des cheminées sans enclos (voir l'ANNEXE II), il est possible de calculer les conductivités thermiques de la laine ( $k_{laine}$ ). Soit la Figure 2-7 suivante :

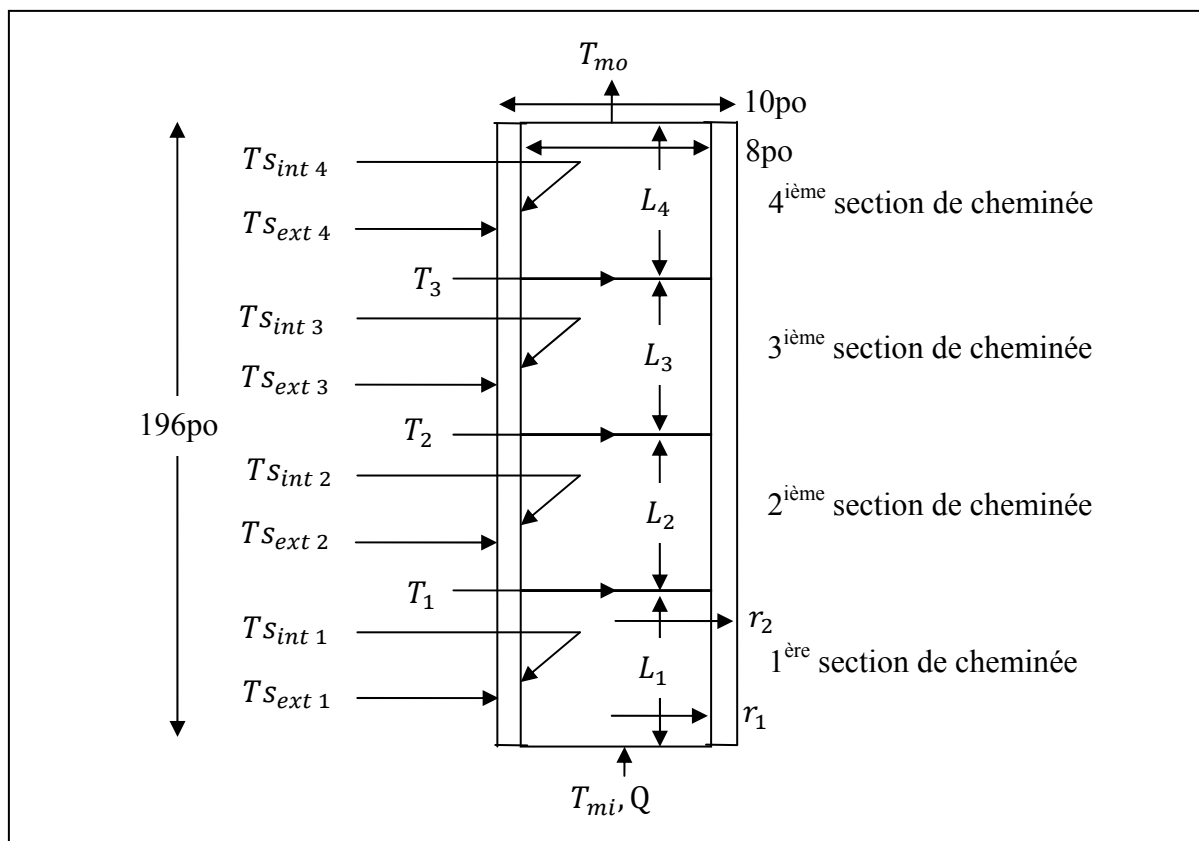


Figure 2-7 Identification des variables pour le calcul de la conductivité thermique de l'ensemble laine et acier inoxydable

Pour chacune des quatre longueurs de cheminée (selon la Figure 2-7) on calcule les conductivités thermiques de la laine. Probablement à cause des effets d'entrée et de sortie des gaz de combustion, les sections 1 et 4 fournissent des résultats jugés non-valides par rapport aux autres données expérimentales. Les résultats pour les sections 2 et 3 sont donc présentés sur la Figure 2-8 suivante et sont accompagnés des données de Fibrex et des essais expérimentaux réalisés pour la laine 2po comprimée à 1po :

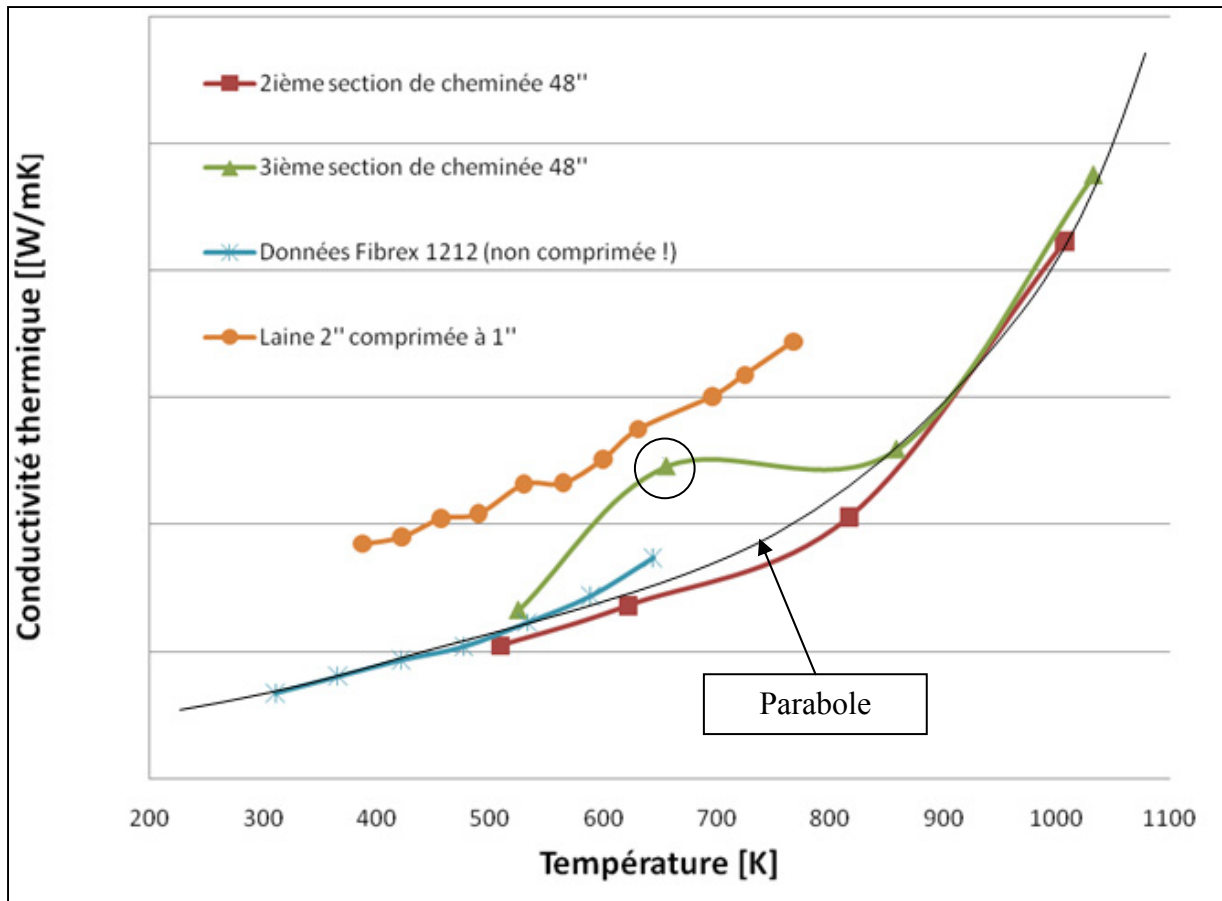


Figure 2-8 Conductivité de la laine isolante évaluée dans la cheminée

À la lumière des résultats montrés sur la Figure 2-8, pour la 3<sup>ème</sup> section de cheminée, il semble y avoir une seule donnée (encerclée) sur la courbe qui ne suit pas l'agencement des résultats des données de la 2<sup>ème</sup> section de cheminée et ceux de Fibrex. Néanmoins, il est possible de constater que toutes les données se trouvent approximativement dans les mêmes plages de valeurs. Il apparaît donc que la laine 1-3/8po d'épaisseur comprimée à 1po (donc comprimée seulement de 27%) suit une tendance similaire à celle non comprimée (données Fibrex). Comme on ne dispose pas d'autres données expérimentales, il est choisi de modéliser la conductivité thermique de la laine isolante en faisant passer polynôme de degré 2 (voir la courbe «Parabole» sur la Figure 2-8) autour des données de Fibrex et de la 2<sup>ème</sup> section de cheminée (l'équation de ce polynôme n'est pas montrée dans ce document). Cette modélisation sera donc prise en considération dans les modèles 1D et 3D.

Finalement, les conductivités thermiques de la laine 2po comprimée à 1po (comprimée à 50%) mesurées expérimentalement semblent être loin de celles agissant physiquement dans les bancs d'essais de cheminées industrielles.

### 2.2.2.3 Conductivité thermique du contreplaqué de bois

Voici la conductivité thermique du contreplaqué 3/8 po d'épaisseur :

Tableau 2-1 Conductivité thermique du contreplaqué de bois

Provenance des données	Conductivité thermique [W/mK]
Banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques	0.084
Banc d'essai pour mesurer les émissivités (voir la section 2.3.2)	0.094
Référence Incropera et al. [3]	0.120

Pour cet essai, on peut considérer que les données obtenues à l'aide du banc d'essai sous vide sont plus valides que celles mesurées avec l'autre banc d'essai. C'est que les essais effectués à l'aide du banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques du bois ont été effectués avec moins de soin que ceux pour la laine. Les fils des thermocouples passaient entre la plaque d'acier pour uniformiser la chaleur et l'échantillon de bois faisait en sorte que celui-ci ne touchait pas uniformément à cette dernière; l'air pouvait donc circuler à cet endroit. Néanmoins les valeurs mesurées se ressemblent. Pour ce qui est de la valeur trouvée dans Incropera et al. [3], l'écart avec les valeurs mesurées peut s'expliquer par la provenance du contreplaqué de bois, c'est-à-dire le mélange de bois et de colle utilisé pour fabriquer les feuilles. On prendra donc la valeur de 0.094 W/mK pour les simulations numériques.

#### 2.2.2.4 Conductivité thermique des pièces métalliques

Les conductivités thermiques des différentes pièces métalliques n'ont pas été mesurées expérimentalement puisque des données sont déjà disponibles pour ces matériaux. De plus, les pièces utilisées sont si minces qu'il n'aurait pas été possible d'en mesurer leurs conductivités thermiques. Aussi, à toutes fins pratiques, la résistance thermique de ces minces pièces est négligeable comparativement à celle de la laine ou du bois. Par conséquent, sans problème, il est possible prendre les valeurs de l'acier inoxydable 304 (puisque c'est le matériau pour lequel les propriétés étaient évaluées pour la plus grande plage de températures) pour représenter aussi l'acier inoxydable 430. Ces matériaux composent tous les deux une cheminée industrielle Excel.

Tableau 2-2 Conductivité thermique de l'acier inoxydable 304

Température [°C]	Conductivité thermique [W/mK] (de [3])
27	14.9
127	16.6
327	19.8
527	22.6
727	25.4
927	28.0
1227	31.7

Pour le montage de la cheminée entourée de l'enclos de bois, des coupe-feu scellent les planchers avec la cheminée. Ils sont faits en galvalume; le Tableau 2-3 montre ces propriétés :



Tableau 2-3 Conductivité thermique du galvalume

Température [°C]	Conductivité thermique [W/mK]
20	46
100	52
200	58
400	68
600	70

Ces propriétés seront donc prises en considération dans les logiciels numériques (modèles 1D et 3D).

## 2.3 Banc d'essai pour mesurer les émissivités

Mesurer les émissivités moyennes d'un matériau pour une vaste plage de températures n'est pas une tâche facile. Afin d'élaborer un banc d'essai fiable, facile de fabrication et d'utilisation, il a fallu développer plusieurs concepts. Aussi, on ne voulait pas non plus à avoir à se servir d'appareils tels que des lasers et spectromètres, dispendieux, fragiles, difficile de calibration et d'utilisation, tels que cités dans la liste de références à la section 1.4. Le banc d'essai final est présenté à la section suivante.

### 2.3.1 Concept final

Le concept final de ce banc d'essai enraye les phénomènes convectifs puisqu'il est possible d'y retirer le fluide (ici l'air) du montage par le biais d'une pompe à vide (tel que décrit par Tanaka et al. [21] et Ishii et Ono [22]). Une structure en acier est ici proposée (Figure 2-9) :

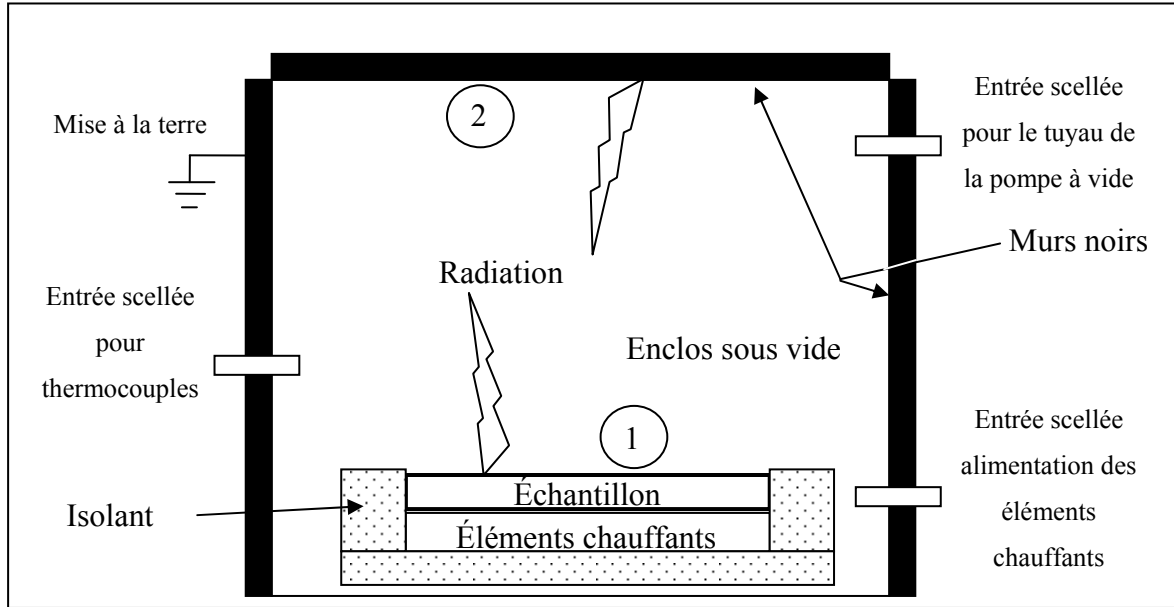


Figure 2-9 Concept final du banc d'essai pour mesurer les émissivités

Les murs en acier de la boîte qui sera sous vide sont peints en noir pour obtenir une émissivité près de l'unité. Aussi, des analyses par éléments finis de type structural ont obligatoirement été effectuées pour s'assurer que l'enclos d'acier puisse supporter la pression atmosphérique lorsque le vide est fait dans celui-ci. De plus amples détails sur ces simulations sont présentés à l'ANNEXE IX.

La première idée pour recueillir les températures à l'intérieur de la boîte sous vide consistait à fixer des thermocouples directement sur les parois de celle-ci. En procédant ainsi, il est possible d'utiliser la formule suivante :

$$q_{12} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}} \quad (2.13)$$

Sachant que  $F_{12}=1$ , on isole  $\varepsilon_1$  de l'équation précédente ce qui donne :

$$\varepsilon_1 = \frac{A_2 \varepsilon_2 q_{12}}{A_1 (A_2 \varepsilon_2 (T_1^4 - T_2^4) \sigma + (\varepsilon_2 - 1) q_{12})} \quad (2.14)$$

Malheureusement, pratiquement cette idée n'a pas pu être appliquée à cause de la mise à la terre obligatoire de la boîte pour empêcher un court circuit en cas de problème électrique (les éléments chauffants sont alimentés par 220 volts). Seulement en mettant le disjoncteur des éléments chauffants à la position marche «On», les lectures des thermocouples, lorsque ceux-ci sont fixés directement sur la boîte, devenaient très instables. Il fallait obligatoirement isoler les thermocouples de la boîte. La solution qui fût pensée est d'utiliser une plaque suspendue et isolée électriquement de la boîte sur laquelle des thermocouples peuvent être fixés sans problème d'interférence, tel que le montre la Figure 2-10 suivante (les détails du montage réel sont aussi présentés à l'ANNEXE IX) :

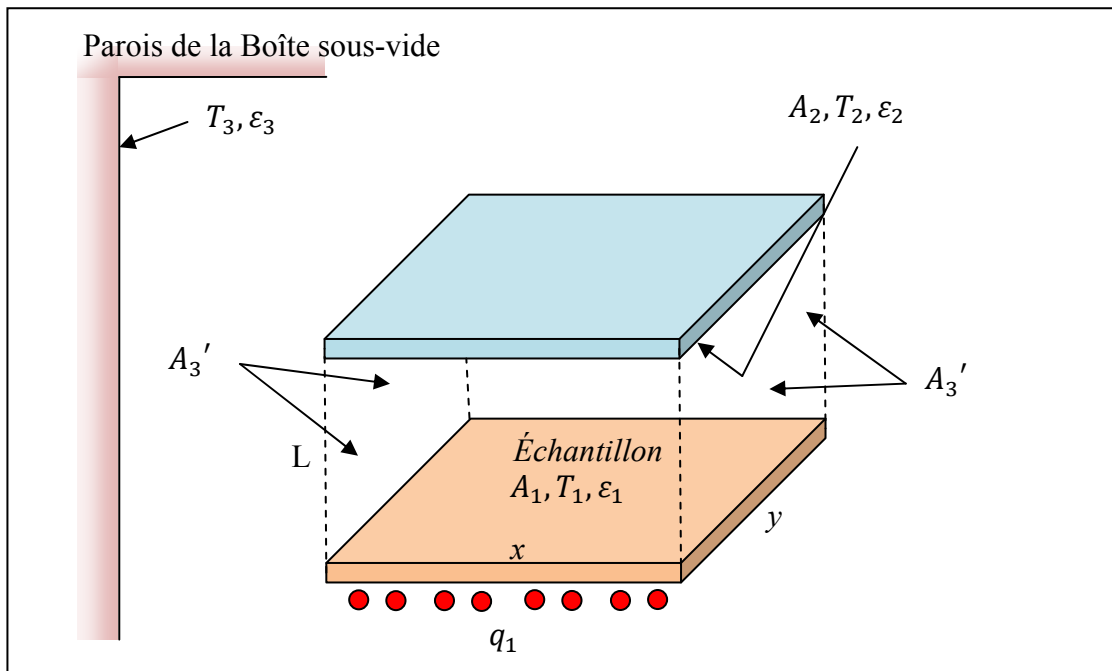


Figure 2-10 Plaques parallèles dans la boîte sous vide

De plus, comme le fluxmètre ne peut pas supporter plus que 200°C, cette alternative permettait de le positionner sur une des trois aires (A1, A2 ou A3').

Du livre d'Incropera et al. [3], il est possible de déterminer les différents facteurs de vue pour calculer l'échange de chaleur par radiation entre les trois surfaces.

La formule suivante permet de calculer le facteur de vue pour deux plaques parallèles de mêmes dimensions (comme A1 et A2, selon la Figure 2-10 précédente), éloignées d'une longueur L :

$$F_{ij} = F_{12} = F_{21} = \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left( \begin{aligned} & \ln \left( \frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right)^{\frac{1}{2}} \\ & + \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \left( \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}}} \right) \\ & + \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \left( \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}}} \right) \\ & - \bar{X} \tan^{-1}(\bar{X}) - \bar{Y} \tan^{-1}(\bar{Y}) \end{aligned} \right) \quad (2.15)$$

Où  $\bar{X} = x/L$  et  $\bar{Y} = y/L$  en référence avec la Figure 2-10.

Ensuite, à l'aide de la règle de sommation et de la relation de réciprocité, il est possible de calculer tous les autres facteurs de vue. La règle de sommation se définit par :

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (2.16)$$

Et la relation de réciprocité :

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (2.17)$$

De plus, il est à noter qu'une surface plane ou convexe,  $F_{ii}=0$ . Il est possible de représenter tous les facteurs de vue dans une matrice :

$$F_{ij} = \begin{bmatrix} \underbrace{0}_{F_{11}} & \underbrace{\text{éq. 2.15}}_{F_{12}} & \underbrace{\text{éq. 2.16}}_{F_{13}} \\ \underbrace{\text{éq. 2.15}}_{F_{21}} & \underbrace{0}_{F_{22}} & \underbrace{\text{éq. 2.16}}_{F_{23}} \\ \underbrace{\text{éq. 2.17}}_{F_{31}} & \underbrace{\text{éq. 2.17}}_{F_{32}} & \underbrace{\text{éq. 2.16}}_{F_{33}} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Ensuite, il est possible de calculer les radiosités (J) à l'aide des formules suivantes :

$$\boxed{\frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}}} \quad (2.19)$$

Où  $E_{bi} = \sigma T_i^4$ .

$$\frac{E_{b1} - J_1}{(1 - \varepsilon_1)/\varepsilon_1 A_1} = 0 + J_1(A_1 F_{12}) - J_2(A_1 F_{12}) + J_1(A_1 F_{13}) - J_3(A_1 F_{13}) \quad (2.20)$$

$$\frac{E_{b2} - J_2}{(1 - \varepsilon_2)/\varepsilon_2 A_2} = J_2(A_2 F_{21}) - J_1(A_2 F_{21}) + 0 + J_2(A_2 F_{23}) - J_3(A_2 F_{23}) \quad (2.21)$$

$$\frac{E_{b3} - J_3}{(1 - \varepsilon_3)/\varepsilon_3 A_3} = J_3(A_3 F_{31}) - J_1(A_3 F_{31}) + J_3(A_3 F_{32}) - J_2(A_3 F_{32}) + 0 \quad (2.22)$$

Il est possible de réécrire les équations sous forme matricielle et d'inverser ce système pour trouver les radiosités :

$$\begin{bmatrix} \frac{\varepsilon_1 A_1}{1 - \varepsilon_1} + A_1 F_{12} + A_1 F_{13} & -A_1 F_{12} & -A_1 F_{13} \\ -A_2 F_{21} & \frac{\varepsilon_2 A_2}{1 - \varepsilon_2} + A_2 F_{21} + A_2 F_{23} & -A_2 F_{23} \\ -A_3 F_{31} & -A_3 F_{32} & \frac{\varepsilon_3 A_3}{1 - \varepsilon_3} + A_3 F_{31} + A_3 F_{32} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} J_1 \\ J_2 \\ J_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{E_{b1}}{(1 - \varepsilon_1)/\varepsilon_1 A_1} \\ \frac{E_{b2}}{(1 - \varepsilon_2)/\varepsilon_2 A_2} \\ \frac{E_{b3}}{(1 - \varepsilon_3)/\varepsilon_3 A_3} \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

Inversion du système :

$$\begin{Bmatrix} J_1 \\ J_2 \\ J_3 \end{Bmatrix} = G^{-1} D \quad [W/m^2] \quad (2.24)$$

La quantité de chaleur nette à la surface  $i$  s'écrit :

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i A_i} \quad [W] \quad (2.25)$$

Finalement, la technique utilisée pour calculer l'émissivité de l'échantillon (Figure 2-10,  $\varepsilon_1$ ) est d'itérer avec cette émissivité jusqu'à ce que la quantité de chaleur mesurée avec les fluxmètres corresponde avec celle calculée avec les équations précédentes. Comme toutes les pièces du montage sont peintes en noir, les premiers essais étaient voués à mettre une plaque noire à la place de l'échantillon pour en mesurer son émissivité. L'émissivité des surfaces A2 et A3' a ensuite été fixée à la même émissivité que la plaque noire. En fait, comme les parois de la boîte sont près des surfaces A3' (moins de 5 po) on leur impose la même émissivité et température que les parois de la boîte.

### **2.3.2 Note sur le montage sous vide**

Lors de l'essai pour mesurer l'émissivité du contreplaqué de bois, afin de s'assurer que sa température ne dépasse pas 200°C, un thermocouple avait été placé sous l'échantillon. Comme il y avait aussi des thermocouples sur le dessus pour mesurer l'échange de chaleur par radiation, du même coup, il était possible de mesurer la conductivité thermique de cet échantillon. Donc, ce montage permet de mesurer à la fois les conductivités thermiques et les émissivités. En fait, ces deux montages utilisent exactement le même sous-montage de base (qui est composé les éléments chauffants ainsi que leur isolation), éventuellement, le banc d'essai pour mesurer uniquement les conductivités thermique est inutile.

De plus, mesurer les conductivités thermiques sous vide a comme avantage d'éliminer tous les phénomènes convectifs, non souhaités pour ce type d'essai.

### **2.3.3 Présentation et analyse des résultats**

Dans cette section, les émissivités mesurées à l'aide du banc d'essai sont présentés pour les principaux matériaux utilisés pour les montages des cheminées industrielles.

#### **2.3.3.1 L'émissivité de l'acier inoxydable 430**

Pour débiter, voici le graphique de l'acier inoxydable 430 (Figure 2-11) :





### 2.3.3.2 Les émissivités pour d'autres matériaux utilisés

Les émissivités du bois naturel, du bois peint en noir, du galvalume et d'une plaque d'acier peinte en noir, qui font aussi parti du montage complet de la cheminée entourée de l'enclos, sont évalués. Les résultats sont présentés au Tableau 2-4 suivant :

Tableau 2-4 Émissivités mesurées pour différents matériaux importants pour le projet

<b>Matériau</b>	<b>Température moyenne [°C]</b>	<b>Émissivité [-]</b>
Contreplaqué de bois naturel	121	0.833
Contreplaqué de bois peint en noir	121	0.879
Galvalume	176	0.102
Plaque d'acier peinte noir	187	0.886
Plaque d'acier peinte noir	329	0.890

Fait étonnant, selon les résultats obtenus, le galvalume a une émissivité plus petite que l'acier inoxydable 430 pour une même température de surface. Ceci est étonnant parce que l'acier 430 est miroir alors que le galvalume est composé d'un mélange de particules ternes et miroir. Tous les composants du montage ont été revérifiés lors de l'essai pour mesurer l'émissivité du galvalume, tout semblait en bon ordre, donc l'émissivité mesurée et présentée au Tableau 2-4 sera prise en considération dans FS.

Pour une plaque fait de métal peint en noir, dans le livre d'Incropera et al. [3], on retrouve une valeur de 0.97, plutôt qu'environ 0.89 mesurée avec le présent banc d'essai. Le facteur majeur qui peut probablement expliquer l'écart de cette mesure est le type de peinture noire utilisée. Comme le contreplaqué de bois peint en noir a aussi été peint avec la même peinture, la valeur de l'émissivité mesurée est aussi proche de celle de la plaque d'acier peinte en noir.

Les valeurs obtenues pour le contreplaqué de bois à l'état naturel et pour le galvalume semblent cohérentes avec celle présentées dans le livre d'Incropera et al. [3], qui sont de 0.82 à 0.92 et 0.13 respectivement (mesurées à approximativement 300 K).

Finalement, le montage pour mesurer les émissivités développé pour les besoins du présent projet semble bien fonctionner et est relativement simple lorsqu'on le compare aux autres méthodes citées dans la liste de références pour effectuer sensiblement le même type de tâche.

## **2.4 Les bancs d'essais des cheminées industrielles**

Dans cette section, tout ce qui est en lien avec les bancs d'essais mettant en scène les cheminées industrielles est décrit.

Les instruments utilisés lors des essais en laboratoire sont décrits en détail à ANNEXE VII. Des photos sont aussi présentes pour accompagner les descriptions. Tous les instruments sont calibrés régulièrement par ICC, ce qui garanti que les précisions indiquées dans ce document sont atteintes.

### **2.4.1 Méthodologie**

Pour le montage avec la cheminée uniquement, 4 tests sont effectués; les températures à l'entrée de la cheminée de 16 pieds de haut sont : 500°C, 649°C, 927°C et 1149°C. Pour le montage avec l'enclos de 8 pieds de haut, 2 tests sont effectués, un à 500°C et un à 649°C. Il est à noter qu'à l'exception de l'essai à 500°C, les températures imposées à l'entrée des cheminées sont prescrites par les normes de sécurité liées à ces produits. Tel que brièvement expliqué dans l'introduction, les données obtenues par essais expérimentaux servent de

points de comparaison afin de valider les différentes méthodes numériques (modèle 1D et modèle par la MVF).

Le point le plus important à mentionner ici est que ces montages doivent atteindre le régime permanent. D'une manière générale, les montages prennent environ 1h30 à 2h00 pour se stabiliser. On considère le montage comme étant à l'équilibre lorsque la quasi-totalité (certains thermocouples subissent tout de même des variations de 2°C à 4°C, et dans le cas du test à 2100°F, jusqu'à 7°C) des thermocouples subissent des variations de températures entre 0°C et 1°C de différence depuis la dernière lecture (pour la majorité des essais, les lectures ont été prises à toutes les minutes, sinon à toutes les 5 minutes). Lorsqu'à l'équilibre, on laisse le test sous chauffage pour encore environ 30 minutes pour recueillir les températures à l'équilibre, puis on éteint le brûleur.

#### 2.4.2 Composition d'une cheminée Excel

La cheminée industrielle ICC, modèle Excel, d'une longueur de 48 po, isolée à la laine et 8 pouces de diamètre intérieur. Cette conduite est constituée des principaux composants suivants :

Tableau 2-5 Composition d'une cheminée Excel

Item	Matériau	Diamètre intérieur [po]	Épaisseur de la paroi [po]
Paroi intérieure	Acier inoxydable 304	8	0.016
Isolant	Laine Fibrex 1212 : 1-3/8'' comprimée à 1''	---	---
Paroi extérieure	Acier inoxydable 430	10	0.016

### 2.4.3 Description du brûleur alimenté au gaz naturel

Un brûleur alimenté en gaz naturel ou au propane fournit la chaleur à l'entrée du montage; il est représenté schématiquement à la Figure 2-12 suivante :

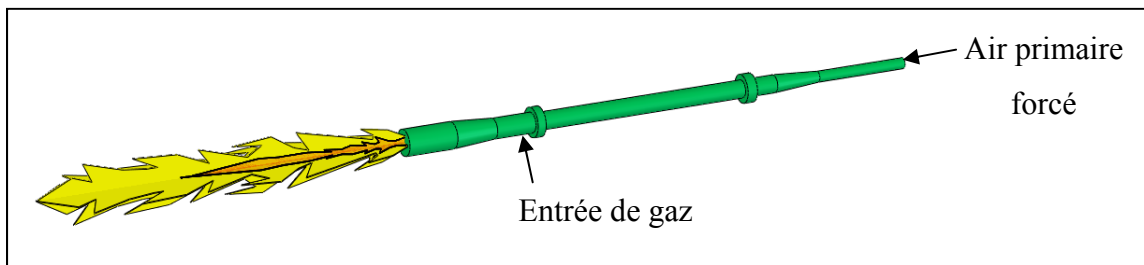


Figure 2-12 Schéma du brûleur

Le brûleur est ajusté afin de maintenir les températures désirées à l'entrée de la cheminée. L'air primaire forcé dans le brûleur assure le maintien du débit, alors que l'air secondaire constitue l'excès d'air (EA) avec lequel le brûleur consomme le gaz. Ainsi, lorsqu'on introduit de l'EA, le surplus d'air non consommé par le processus de combustion se mélange aux gaz de combustion ce qui forme un nouveau mélange de gaz.

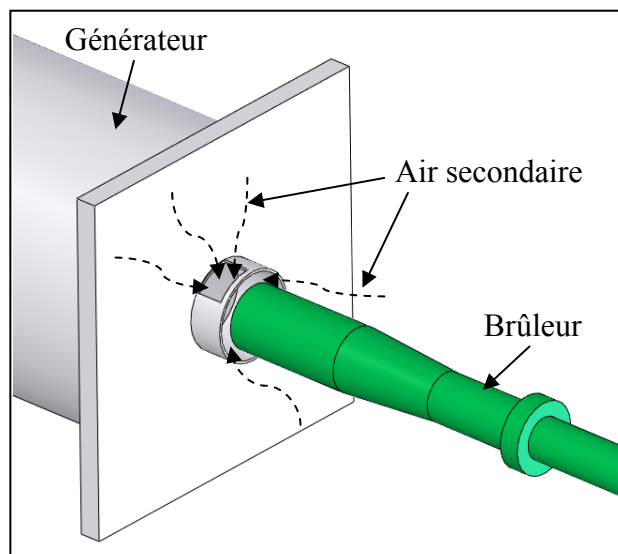


Figure 2-13 Brûleur et générateur

D'après des essais réalisés auparavant sur FS et certaines données expérimentales disponibles, il est essentiel de construire une table des propriétés de ce mélange gazeux. Si, dans FS ou le modèle 1D, on modélise le gaz chaud dans la conduite en considérant, par exemple, seulement les propriétés de l'air, on commet une erreur importante sur le transfert de chaleur total réel qui survient pratiquement.

#### **2.4.3.1 Formules et calculs liés au brûleur en vue de l'expérimentation**

Il est à noter que les équations présentées dans cette section proviennent de l'entreprise ICC. Celles-ci sont généralement utilisées par la compagnie pour tester les cheminées. Dans certains cas, ces équations ont été modifiées et/ou simplifiées pour les besoins du présent projet. Le gaz naturel (méthane,  $\text{CH}_4$ ) est utilisé dans tous les cas, soit pour les essais avec et sans enclos.

Le but ici est de calculer le débit et la puissance théorique générés dans la cheminée d'après les données expérimentales. Ces paramètres doivent être déterminés de cette manière puisqu'il n'existe pas d'appareil standard de mesure pouvant supporter les températures extrêmes des essais expérimentaux.

Le Tableau 2-6 résume les types de brûleurs utilisés pour les différents tests ainsi que leurs paramètres :

Tableau 2-6 Paramètres des brûleurs

Température du test [°F]	Type de brûleur et buse	Vitesse de l'air primaire forcée [pi/min]
932 (500°C)	Petit, buse (Ø 1.3850 po)	350
1200 (649°C)	Grand, buse #38 (Ø 2.067 po)	450
1700 (927°C)	Grand, buse #38 (Ø 2.067 po)	816
2100 (1149°C)	Grand, buse #38 (Ø 2.067 po)	1468

La vitesse de l'air forcée dans le brûleur est calculée à l'aide de la formule suivante (il est à noter que pour brûler 1 pied cube de gaz naturel, il faut 9.495 pieds cube d'air) :

$$\text{Vitesse} = \frac{\overbrace{\text{Puissance}_{\text{corrigée}} \cdot 3.412}^{\substack{[W] \\ \text{conversion} \\ [w] \text{ à } [\frac{BTU}{h}]}]} \cdot \frac{9.495}{\underbrace{VC \cdot 0.0000268}_{\substack{[\frac{J}{m^3}] \\ \text{conversion} \\ [J/m^3] \text{ à } [\frac{BTU}{pi^3}]}}} \cdot \frac{60}{\underbrace{\text{conversion}}_{[h] \text{ à } [min]}} \cdot \underbrace{0.70}_{*}^{[%]} \quad [pi/min] \quad (2.27)$$

$$\frac{\pi \left( \frac{\overbrace{\phi \text{ buse } [po]}^{\tilde{\phi}}}{12} \right)^2}{\underbrace{\text{conversion}}_{[po] \text{ à } [pi]}}$$

\* Selon des standards (norme ULC-S629), il faut accorder au brûleur au moins 70% d'air primaire afin d'être en mesure d'atteindre rapidement les températures prescrites des tests.

Généralement, la  $\text{Puissance}_{\text{corrigée}}$  est une valeur prescrite par les essais normalisés pour tester une cheminée à une certaine température. Seul l'essai à 500°C n'est pas normalisé et utilise un petit brûleur (voir l'ANNEXE VI pour voir des photos du gros et du petit brûleur). Cet essai a été réalisé uniquement pour les besoins projet dans le but d'obtenir un débit le plus laminaire possible. Le but est de recueillir des données pour lesquelles il est possible d'appliquer les équations valables pour le régime laminaires, autant que pour le modèle 3D

que 1D (l'écoulement laminaire est aussi sensé être moins complexe à résoudre pour FS qu'un écoulement turbulent).

Tel que le défini par Yunus et John M. [26], voici les nombres de Reynolds pour lesquels l'écoulement passe du stade de laminaire à turbulent :

$Re \lesssim 2300$	Écoulement laminaire
$2300 \lesssim Re \lesssim 4000$	Écoulement transitoire
$Re \gtrsim 4000$	Écoulement turbulent

(2.28)

Comme le démontre ces égalités, il s'agit de nombres approximatifs; en pratique, comme le précise Incropera et al. [3], le régime turbulent complet à l'intérieur d'une conduite circulaire est atteint vers les  $Re \approx 10\,000$ .

Afin de calculer le débit qui est projeté dans la cheminée, il faut effectuer les calculs suivants :

Les paramètres étant mesurés lors de l'expérimentation :

$$\begin{aligned}
 & \text{temps chronométré (TC)} [pi^3/s] \\
 & \text{pression dans la conduite de gaz naturel (Pc)} [psi] \\
 & \text{pression à Saint – Jérôme (Psj)} [Pa]
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

On dispose aussi des valeurs suivantes :

$$\begin{aligned}
 & \text{Valeur Calorifique gaz nat. (VC)} = 37\,420\,000 [J/m^3] \\
 & \text{coef. de correction du cadran (Cc)} = 1.0025398 [pi^3 \text{ de gaz}] \\
 & \text{taux de combustion(BE)} = 1 \text{ (on suppose une combustion complète)}
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

Le temps qu'il faut chronométrer à la conduite de gaz naturel est donné par la formule suivante :

$$TC = \frac{\left( VC \cdot \underbrace{0.02832}_{\substack{\text{conversion} \\ m^3 \text{ à } pi^3}} \right) * \left( \frac{Psj + Pc \cdot \underbrace{6894.76}_{\substack{\text{conversion} \\ psi \text{ à } Pa}}}{P_{atm}} \right) * Cc}{Puissance_{corrigée}} \quad [sec] \quad (2.31)$$

Où  $P_{atm}$  est la pression atmosphérique standard (101 325 Pa).

À l'aide d'un simple chronomètre et du cadran sur la conduite, il est possible de compter le temps qui s'écoule pour qu'un pied cube de gaz naturel passe dans la conduite; il est aussi possible d'utiliser des valeurs moyennes.

Aussi, le pourcentage de dioxyde de carbone qui est contenu dans le mélange d'air et de gaz de combustion dans la conduite est mesuré par un appareil. Le taux de  $CO_2$  permet de calculer l'excès d'air (EA) avec lequel on brûle le gaz naturel. L'EA permettra à son tour de calculer le débit engendré dans la conduite. Le Tableau 2-7 suivant présente les valeurs mesurées pour les 6 essais expérimentaux. Il est à noter que les essais ont été accomplis dans le mois de novembre et qu'ils n'ont pas tous été réalisés la même journée (les conditions météorologiques peuvent influencer les résultats des essais) :

Tableau 2-7 Paramètres mesurés lors de l'expérimentation

Température du test [°C]	TC [ $pi^3/s$ ]	Pc [psi]	Psj [Pa]	CO <sub>2</sub> m [%]
500°C	154	4	100 203.2	3.17
649°C	48	4	101 185.3	3.41
927°C	26.8	4	100 711.2	5.63
1149°C	14.6	4	98 814.82	7.43
500°C (E)	176	4	97 494.13	3.43
649°C (E)	48.4	4	97 494.13	3.37

Où (E) signifie cheminée entourée de l'enclos.



Il est possible de calculer les puissances réelles générées par le brûleur ( $Puissance_{corrigée}$ ) à l'aide de la formule (2.31) précédente en se servant des valeurs mesurées lors de l'expérimentation (Tableau 2-7 précédent) puisqu'il est difficile d'ajuster le brûleur précisément (par exemple, si théoriquement on doit avoir  $TC=26.6$  sec et que durant l'essai on mesure  $TC=26.1$  sec, il est possible de recalculer la puissance générée pour le temps mesuré pratiquement).

Afin de calculer les EA et les débits engendrés par les brûleurs, il faut effectuer les calculs d'ordre chimique suivants.

Masses atomiques et la constante des gaz parfaits (R) sont présentés dans le Tableau 2-8 :

Tableau 2-8 Masses des composants chimiques de base et la constante des gaz parfaits

Carbone (C) = 12.0107 [ $10^{-27}$ kg]
Oxygène (O) = 15.9994 [ $10^{-27}$ kg]
Azote (N) = 14.00874 [ $10^{-27}$ kg]
Hydrogène (H) = 1.00794 [ $10^{-27}$ kg]
R = 8314.472 [kJ / mol-K]

Les composés chimiques intervenant dans le processus de combustion sont présentés ci-après (Tableau 2-9) :

Tableau 2-9 Composés chimiques

Dioxyde de carbone (CO <sub>2</sub> )
Dioxygène (O <sub>2</sub> )
Diazote (N <sub>2</sub> )
Eau (H <sub>2</sub> O)
Méthane (CH <sub>4</sub> )

Le volume molaire est donné par :

$$\begin{aligned} Vn_{T\text{ ambient}} &= R * (22^{\circ}\text{C} + 273.15) / P_{atm} \quad [\text{m}^3 / \text{kg} * \text{mol}] \\ Vn_{T\text{ test}} &= R * (T_{test}^{\circ}\text{C} + 273.15) / P_{atm} \quad [\text{m}^3 / \text{kg} * \text{mol}] \end{aligned} \quad (2.32)$$

La masse volumique du gaz naturel à température ambiante est donné par la formule suivante :

$$\rho = \frac{CH_4}{Vn_{T\text{ ambient}}} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (2.33)$$

La Figure 2-14 suivante montre schématiquement ce qu'il se passe lorsque le gaz naturel est brûlé :

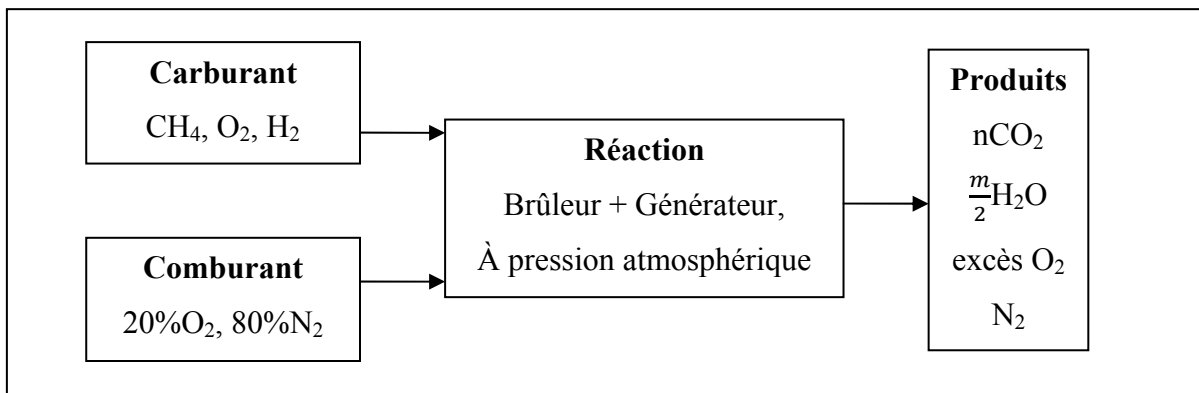
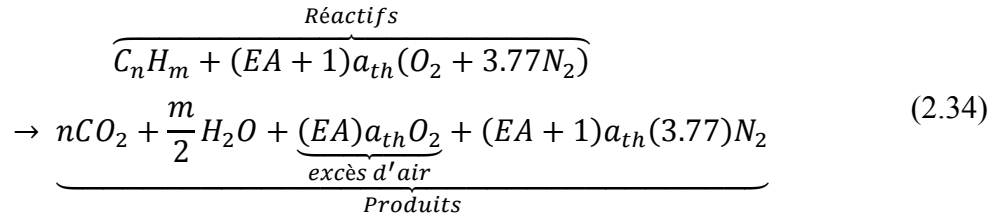
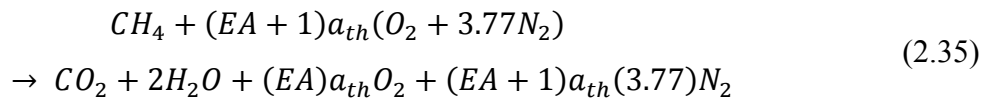


Figure 2-14 Schéma de la combustion du gaz naturel

En prenant comme hypothèse que la combustion complète s'effectue avec un certain pourcentage d'excès d'air (EA [%], gardé en variable) et que tous les gaz sont idéaux, l'équation de combustion s'écrit :



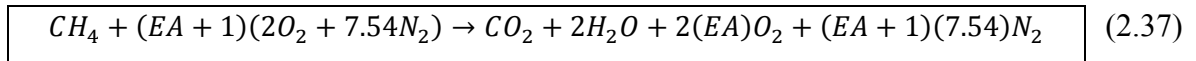
Il faut ensuite balancer cette équation. Comme on a du  $CH_4$ , donc  $n=1$  et  $m=4$ , ceci donne :



On effectue ensuite le balancement de l'équation pour l'oxygène (O) :

$$O : \quad 2(EA + 1)a_{th} \rightarrow 2 + 2 + 2(EA)a_{th} \quad a_{th} = 2 \quad (2.36)$$

Ceci donne l'équation balancée suivante :



D'après cette équation balancée, pour les produits, on définit les variables suivantes :

$$\boxed{
 \begin{array}{c}
 Eq_{CO_2} = 1 \\
 Eq_{H_2O} = 2 \\
 Eq_{O_2} = 2EA \\
 Eq_{N_2} = 7.54(EA + 1) \\
 Tot_{eq} = Eq_{CO_2} + Eq_{O_2} + Eq_{N_2} + Eq_{H_2O}
 \end{array}
 } \quad (2.38)$$

Il est ensuite possible de mettre en relation l'EA avec le  $CO_2$  mesuré ( $CO_{2m}$  [%]) pratiquement dans la conduite en construisant l'équation suivante :

$$CO_{2m} = \frac{Eq_{CO_2}}{Eq_{CO_2} + Eq_{O_2} + Eq_{N_2}} [\%] \quad (2.39)$$

En substituant les termes définis à l'équation (2.38) dans l'équation (2.39), on obtient :

$$CO_2m = \frac{1}{1 + 2EA + 7.54(EA + 1)} [\%] \quad (2.40)$$

On isole ensuite l'EA :

$$EA = - \left( \frac{427 \cdot CO_2m - 50}{477 \cdot CO_2m} \right) [\%] \quad (2.41)$$

Le volume de gaz de combustion par kilogramme de gaz est donné par la formule suivante :

$$Vol1 = \frac{CO_2 \cdot Eq_{CO_2} + O_2 \cdot Eq_{O_2} + N_2 \cdot Eq_{N_2} + H_2O \cdot Eq_{H_2O}}{CH_4} [m^3/kg] \quad (2.42)$$

$$Vol2 = \frac{CO_2 \cdot Eq_{CO_2} + O_2 \cdot Eq_{O_2} + N_2 \cdot Eq_{N_2} + H_2O \cdot Eq_{H_2O}}{Tot_{eq}} [mol/m^3] \quad (2.43)$$

$$Vol3 = \frac{Vol2}{Vn_{T\ test}} [kg/m^3] \quad (2.44)$$

$$m3kg = \frac{Vol1}{Vol3} [m^3/kg] \quad (2.45)$$

Finalement, il est possible d'obtenir le débit dans la cheminée :

$$m3s = \frac{Puissance_{corrigée} \cdot BE \cdot m3kg \cdot \rho}{VC} [m^3/s] \quad (2.46)$$

Intervient alors le nombre de Reynolds qui est défini par la formule suivante :

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad \text{où } u_m \text{ est la vitesse moyenne [m/s]} \quad (2.47)$$

Le diamètre hydraulique est défini par :

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad \text{où } A_c \text{ est l'aire de la section transversale de la conduite} \quad (2.48)$$

$P$  est le périmètre mouillé

Dans le cas d'un cylindre, le diamètre hydraulique devient donc :

$$D_h = \frac{4 \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)}{\pi \cdot D} = D \quad [m] \quad (2.49)$$

La formule pour calculer le nombre de Reynolds dans une conduite circulaire est donc :

$$Re = \frac{u_m D}{\nu} \quad [-] \quad (2.50)$$

Pour la vitesse moyenne, on dispose aussi de la formule suivante :

$$u_m = \frac{Q}{A_c} \quad [m/s] \quad (2.51)$$

À l'aide des deux équations précédentes, il est donc possible d'obtenir le nombre de Re en fonction du débit  $Q$ , du diamètre  $D$  de la conduite et de la viscosité cinématique :

$$\boxed{Re = \frac{QD}{A\nu} = \frac{QD}{\frac{\pi D^2}{4}\nu} = \frac{4Q}{\pi D\nu} \quad [-]} \quad (2.52)$$

Il faut donc évaluer  $\nu$  (viscosité cinématique) du gaz de combustion à la température moyenne dans la conduite. On dispose des valeurs des propriétés de la viscosité dynamique ( $\mu$ ) et de la masse volumique ( $\rho$ ) en fonction de la température ( $T$ ) pour les composants CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O :

$$\rho(T) = \frac{\rho_{CO_2}(T) \cdot Eq_{CO_2} + \rho_{O_2}(T) \cdot Eq_{O_2} + \rho_{N_2}(T) \cdot Eq_{N_2} + \rho_{H_2O}(T) \cdot Eq_{H_2O}}{Tot_{eq}} [kg/m^3] \quad (2.53)$$

$$\mu(T) = \frac{\mu_{CO_2}(T) \cdot Eq_{CO_2} + \mu_{O_2}(T) \cdot Eq_{O_2} + \mu_{N_2}(T) \cdot Eq_{N_2} + \mu_{H_2O}(T) \cdot Eq_{H_2O}}{Tot_{eq}} [N \cdot s/m^2] \quad (2.54)$$

$$v(T) = \frac{\mu(T)}{\rho(T)} [m^2/s] \quad (2.55)$$

Pour évaluer la quantité de chaleur perdue par convection interne, il est aussi utile de calculer la chaleur spécifique (Cp) :

$$C_p(T) = \frac{C_{p_{CO_2}}(T) \cdot Eq_{CO_2} + C_{p_{O_2}}(T) \cdot Eq_{O_2} + C_{p_{N_2}}(T) \cdot Eq_{N_2} + C_{p_{H_2O}}(T) \cdot Eq_{H_2O}}{Tot_{eq}} [J/kgK] \quad (2.56)$$

À l'aide de toutes les formules présentées dans cette section et à partir des données expérimentales, il est possible de construire le Tableau 2-10, qui résume les nombres importants calculés :

Tableau 2-10 Résumé des valeurs théoriques obtenues avec les données expérimentales

Paramètre	T° du test °C					
	500	649	927	1149	500°C (E)	649°C (E)
T° à l'entrée [°C]	501	653	922	1148	493	648
T° à la sortie [°C]	324	518	697	866	303	533
Puissance au brûleur [w]	8699	28125	50187	90763	7450	27093
EA [%]	241	218	97	52	216	222
Q [m <sup>3</sup> /s]	0.021	0.074	0.108	0.184	0.017	0.074
nu [m <sup>2</sup> /s]*10 <sup>-5</sup>	7.3	10.0	13.8	17.5	7.1	10.0
Cp [J/kgK]	1297	1343	1398	1439	1296	1344
Rho [kg/m <sup>3</sup> ]	0.480	0.393	0.322	0.278	0.488	0.391
Re [-]	1761	4649	4905	6614	1467	4639

Où (E) signifie cheminée entourée de l'enclos.

La température à l'entrée de la cheminée, le débit et la température à la sortie de la cheminée sont des paramètres très importants; les deux premiers paramètres sont imposés dans les modèles 1D/3D, et la température à la sortie est un point de vérification de la validité de ces outils numériques. De plus, l'EA permet de calculer les propriétés thermiques du mélange gazeux projeté dans la cheminée, essentielles pour effectuer de calculs de transfert de chaleur.

#### **2.4.4 Le banc d'essai de la cheminée verticale (sans enclos)**

Tout comme le banc d'essai avec enclos (section 2.4.5), le banc d'essai de la cheminée verticale est un montage aux dimensions prédéterminées, on n'a donc pas à en faire la conception. En premier lieu, on réalisera le montage composé uniquement d'une cheminée verticale, tel que le montre la Figure 2-15 suivante :

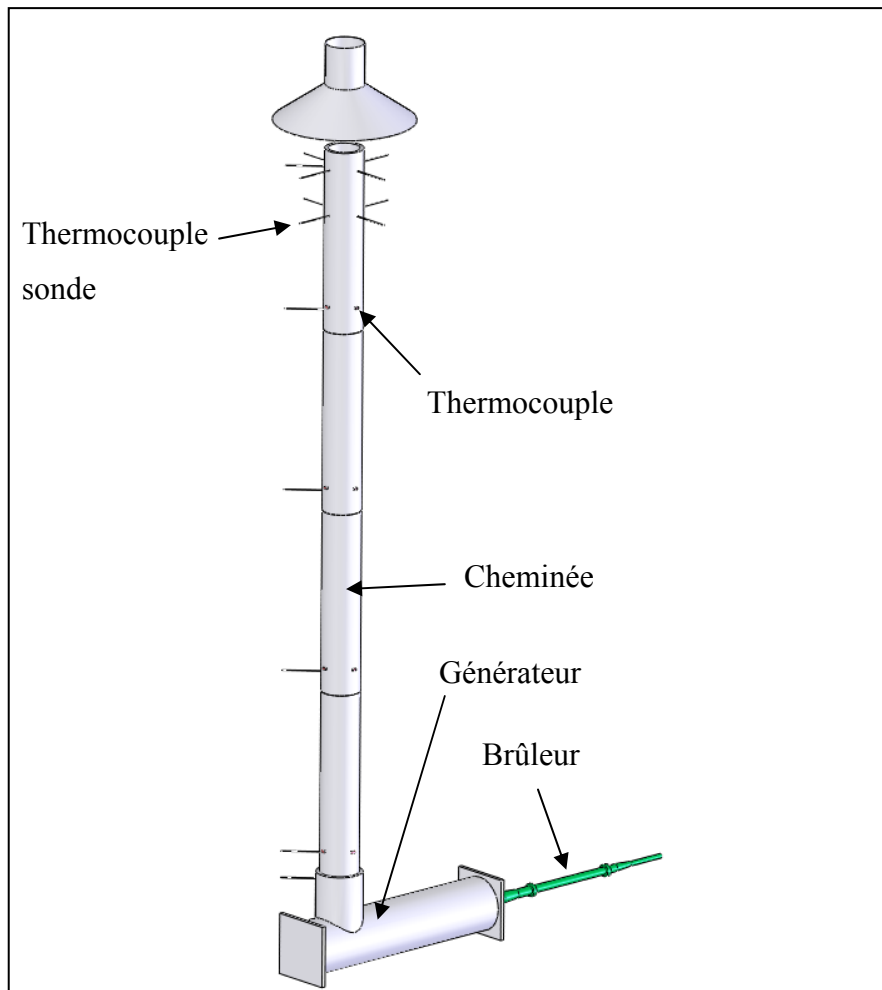


Figure 2-15 Schéma de la conduite cylindrique verticale

Ce montage est réalisé dans le but de simplifier le problème complet avec l'enclos. À l'aide des données expérimentales recueillies, il permettra de valider les équations/corrélations pour le modèle 1D, de valider les propriétés du gaz de combustion et des matériaux utilisés pour fabriquer les cheminées (se référer à l'ANNEXE IV pour les détails sur ce banc d'essai physique).



#### 2.4.4.1 Emplacement des thermocouples et calcul des températures moyennes

Afin de valider l'écoulement interne et libre autour de la conduite cylindrique verticale, la cheminée Excel de 4 sections de 4 pieds est installée directement sur le générateur. Pour chaque section de cheminée, 8 thermocouples sont fixés sur les parois :

- a) Quatre thermocouples résistants à hautes températures sont fixés sur le côté extérieur de la conduite intérieure en acier inoxydable 304 ( $T_{c\ int}$ ).
- b) Quatre thermocouples résistants à des moyennes températures sont fixés sur la paroi extérieure de la conduite extérieure en acier inoxydable 430 ( $T_{c\ ext}$ ).
- c) Par groupes de deux, des thermocouples résistants à des moyennes températures ont aussi été installés sur la paroi extérieure de la cheminée pour recueillir des températures sur l'écoulement libre le long de la cheminée ( $(T_{c\ C.L.})$ , une photo est montrée à l'ANNEXE IV).

La Figure 2-16 suivante aide à mieux comprendre où sont installés ces thermocouples en question :

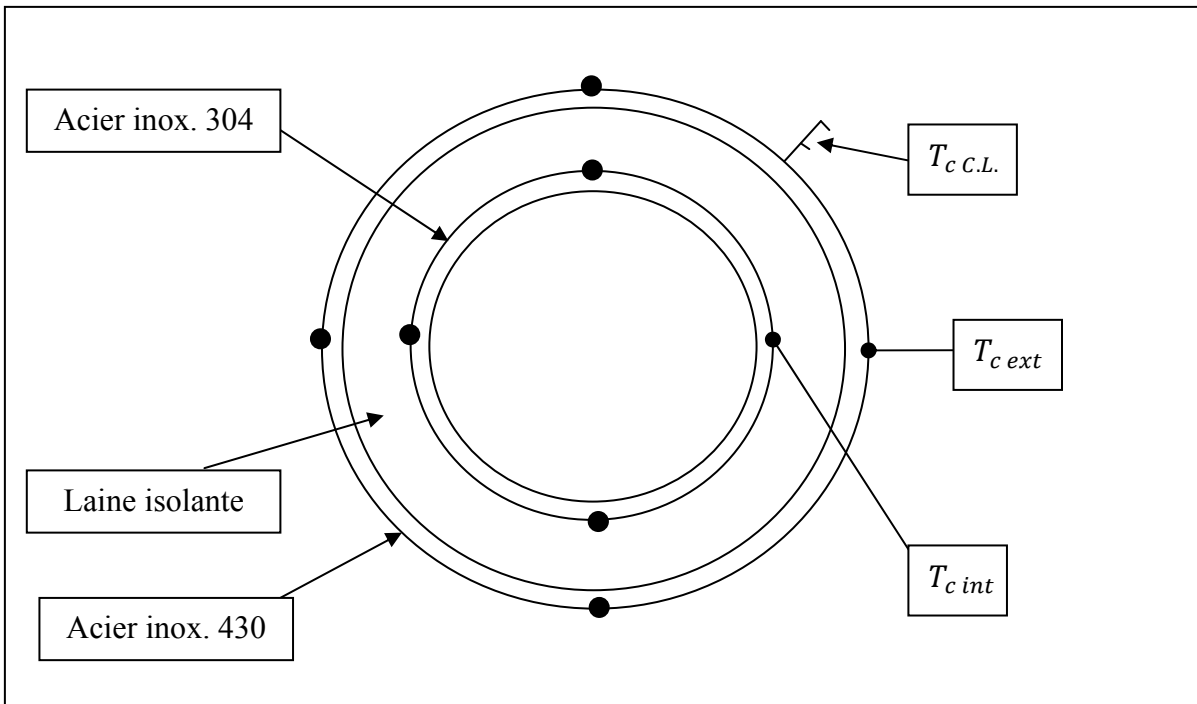


Figure 2-16 Vue de dessus de la cheminée pour montrer l'emplacement des thermocouples

Les températures moyennes des surfaces intérieures et extérieures de la cheminée ( $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ) sont évaluées en faisant la moyenne des 16 thermocouples intérieurs ( $T_{c\text{int}}$ ) et extérieurs ( $T_{c\text{ext}}$ ) respectivement. Les températures moyennes ( $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$ ) sont utilisées pour comparer les résultats des simulations numériques (modèle 1D et modèle 3D par la MVF) avec les données expérimentales.

Les thermocouples  $T_{c\text{int}}$  et  $T_{c\text{ext}}$  sont fixés sur les parois métalliques à l'aide d'une petite plaque du même matériau que la conduite qui est soudée par point («spot welded») à ces 4 coins (une photo est présentée à l'ANNEXE IV). De plus, un thermocouple placé au voisinage du montage enregistre la température ambiante.

À ces thermocouples s'ajoutent une sonde dans le bas de chaque cheminée, une sonde au générateur (2 pouces en dessous de la sortie du générateur) et 9 sondes dans le haut de la cheminée 4. En tout, 63 thermocouples ont été installés sur ce montage. Les positions de

chaque thermocouple ainsi que leurs schémas sont précisées dans le tableau des résultats à l'ANNEXE II.

#### 2.4.4.2 Présentation des résultats

Les résultats complets des 4 essais expérimentaux en régime permanent sont présentés dans le tableau à l'ANNEXE II. À partir de ces résultats, les températures moyennes peuvent être calculées (les températures moyennes expérimentales sont évaluées selon la démarche présentée à la section 2.4.4.1 tandis que  $T_A$  et  $T_B$  sont prises directement de l'ANNEXE II). Soit la nomenclature présentée à la Figure 2-17 suivante :

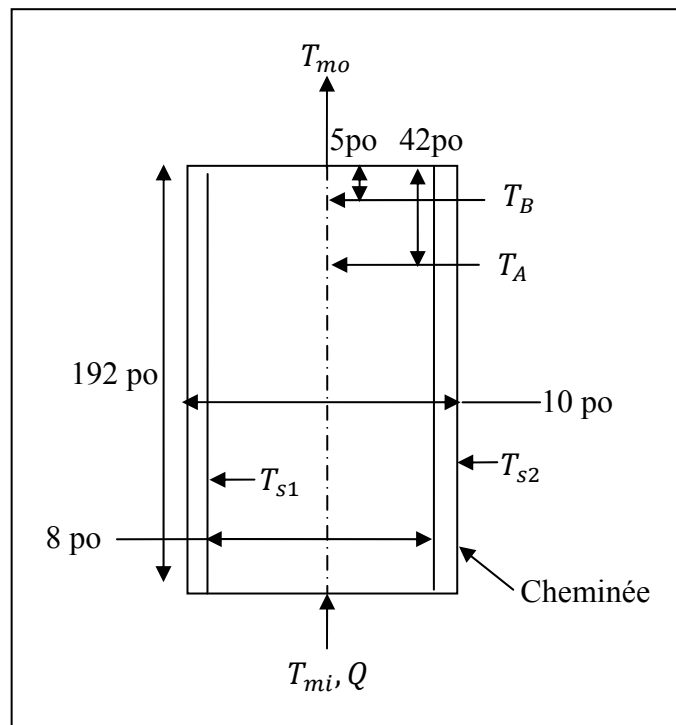


Figure 2-17 Identification des variables utilisées pour la cheminée sans enclos

Les quatre températures moyennes importantes sont donc :

- La température à la sortie de la cheminée à 5 pouces du haut ( $T_B$ )

- La température à la sortie de la cheminée à 42 pouces du haut ( $T_A$ )
- La température moyenne de la paroi intérieure de la cheminée ( $T_{s1}$ )
- La température moyenne de la paroi extérieure de la cheminée ( $T_{s2}$ )

Voici le Tableau 2-11 qui résume les principaux résultats (toutes les températures en °C) :

Tableau 2-11 Températures moyennes expérimentales pour le banc d'essai de la cheminée sans enclos

Paramètre	Essais			
	500°C	649°C	927°C	1149°
$T_B$ à 5 po du haut]	300.5	500.8	682.4	855.8
$T_A$ à 42 po du haut	374.0	561.1	804.3	988.4
$T_{s1}$	352.7	526.2	807.9	1007.5
$T_{s2}$	96.0	141.5	234.2	388.1

#### 2.4.5 Le banc d'essai de la cheminée verticale entourée de l'enclos

La cheminée Excel de 8 pouces de diamètre intérieur double parois est utilisée à nouveau pour le montage avec l'enclos. La Figure 2-18 suivante montre le montage en question :

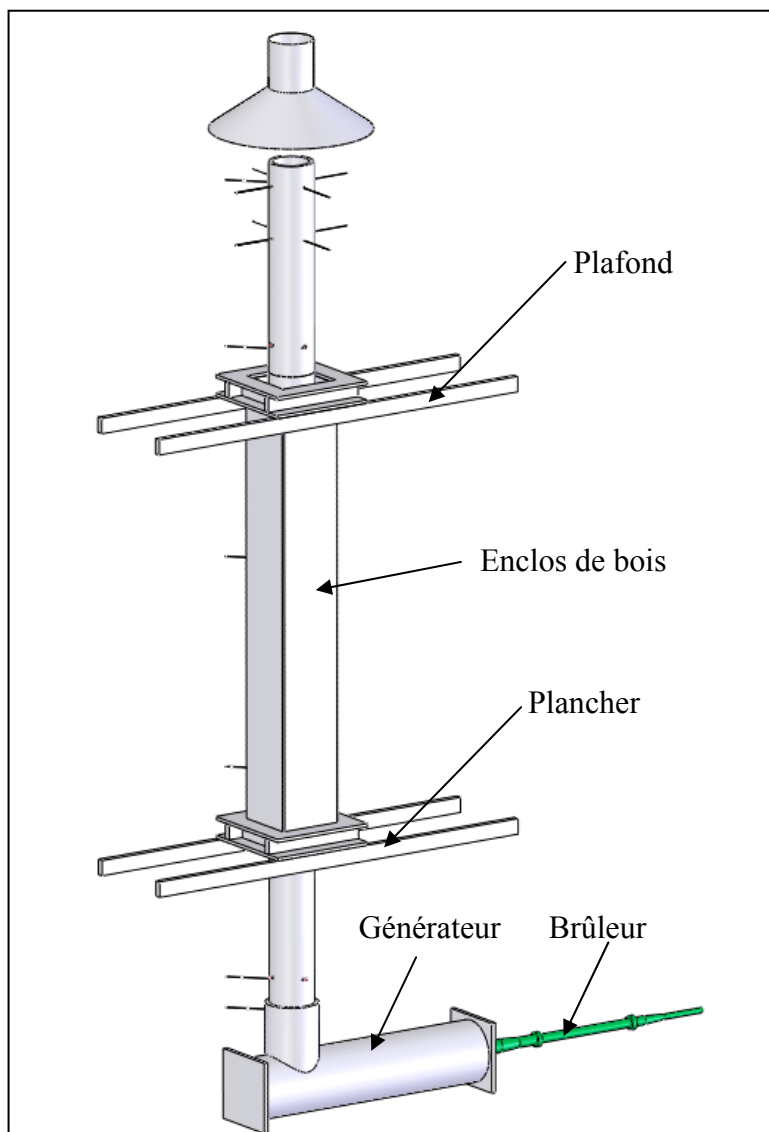


Figure 2-18 Montage de la cheminée entourée de l'enclos

Ce montage est réalisé dans le but de reproduire les conditions d'installation conformes aux normes de sécurité d'une cheminée dans une maison (voir l'ANNEXE VIII pour un schéma d'une installation typique dans une maison, et voir l'ANNEXE V pour les photos du montage physique). C'est à l'aide de ce montage qu'il est possible de recueillir les données expérimentales dans la cavité.

#### 2.4.5.1 Emplacement des thermocouples pour le montage avec l'enclos

Pratiquement, il a été nécessaire d'effectuer des compromis quant à l'emplacement et le nombre de thermocouples installés dans l'enclos. Premièrement, il a été supposé que l'écoulement dans la cavité est symétrique. Cette simplification permet d'installer des thermocouples couvrant 1/8 du volume total compris entre la cheminée et l'enclos, comme le montre la Figure 2-19 suivante :

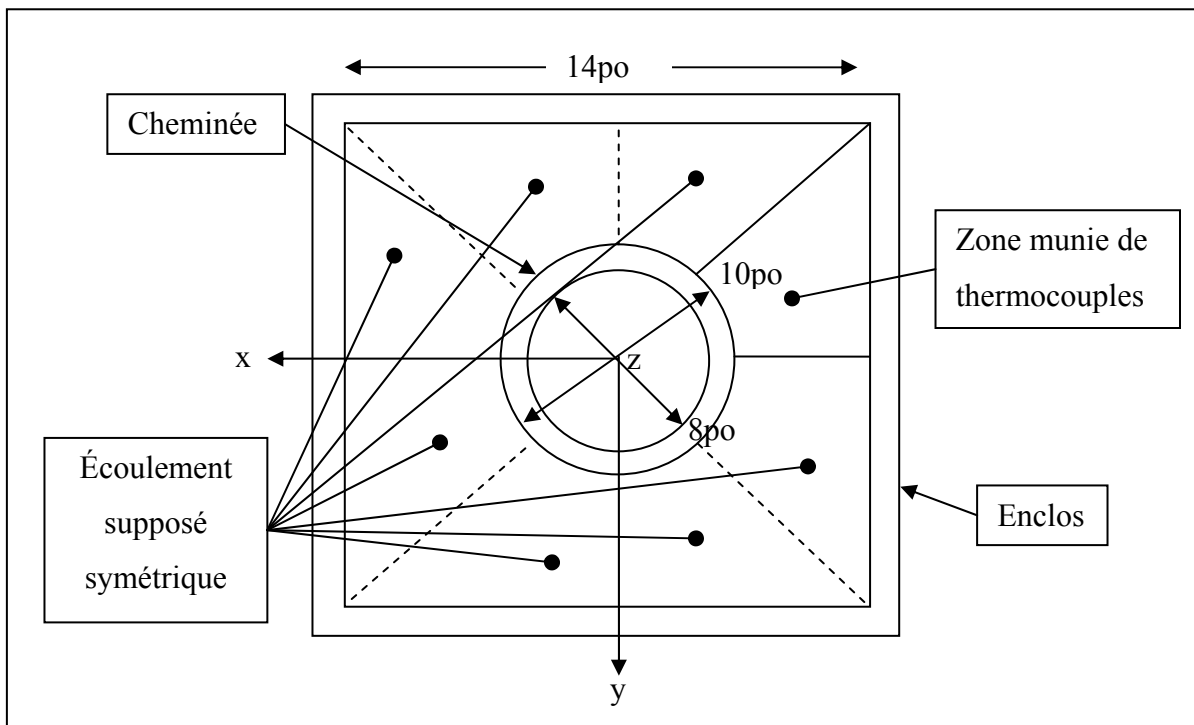


Figure 2-19 Vue de dessus de l'enclos pour montrer la zone munie de thermocouples

Bien que pour développer la corrélation pour calculer le nombre de Nusselt dans l'enclos la température dans le fluide de la cavité ne soit pas nécessaire, il est souhaitable d'en recueillir des températures afin de tracer les courbes de distribution des températures pour les comparer avec les résultats des méthodes numériques (CHAPITRE 4).

Dans cette optique, il faut trouver un moyen de mesurer la température dans l'écoulement de l'air. La meilleure solution qui a été trouvée est de percer de trous dans le mur de bois et d'y

faire passer des groupes de thermocouples, positionnés à différentes distances du mur (voir l'ANNEXE V). Lorsque les groupes de thermocouples ont été positionnées aux bons endroits, ils sont agrafés et un ruban adhésif est fixé par-dessus pour empêcher toute infiltration ou perte d'air dans l'enclos.

Ensuite, comme les différents auteurs cités dans la liste de références ne semblent pas avoir déterminé un nombre ou des emplacements précis pour leurs thermocouples et comme la présente problématique ne semble jamais avoir été traitée, il fallait donc décider de ces deux variables. À cet effet, voici la principale contrainte pour les thermocouples mesurant l'écoulement naturel de l'air : un nombre élevé de thermocouples donne une meilleure répartition des températures dans l'enclos, mais affecte l'écoulement, et vice-versa. Finalement, trois thermocouples sont placés selon des angles approximatifs de  $0^\circ$ ,  $22.5^\circ$  et  $45^\circ$ , et ce, pour des hauteurs dans l'enclos de 1po, 6po, 18po, 30po, 48po, 66po, 84po, 90po, et 95po.

Au total, 160 thermocouples (81 pour l'écoulement naturel, 8 pour le plafond/plancher, 36 pour la paroi interne de l'enclos, 9 pour la paroi externe de l'enclos, 18 pour la paroi externe de la cheminée, 7 pour l'écoulement interne dans la cheminée et 1 pour l'air ambiant) ont été installés sur le montage. À cet effet, la Figure 2-20 suivante montre l'emplacement de chacun d'entre eux :

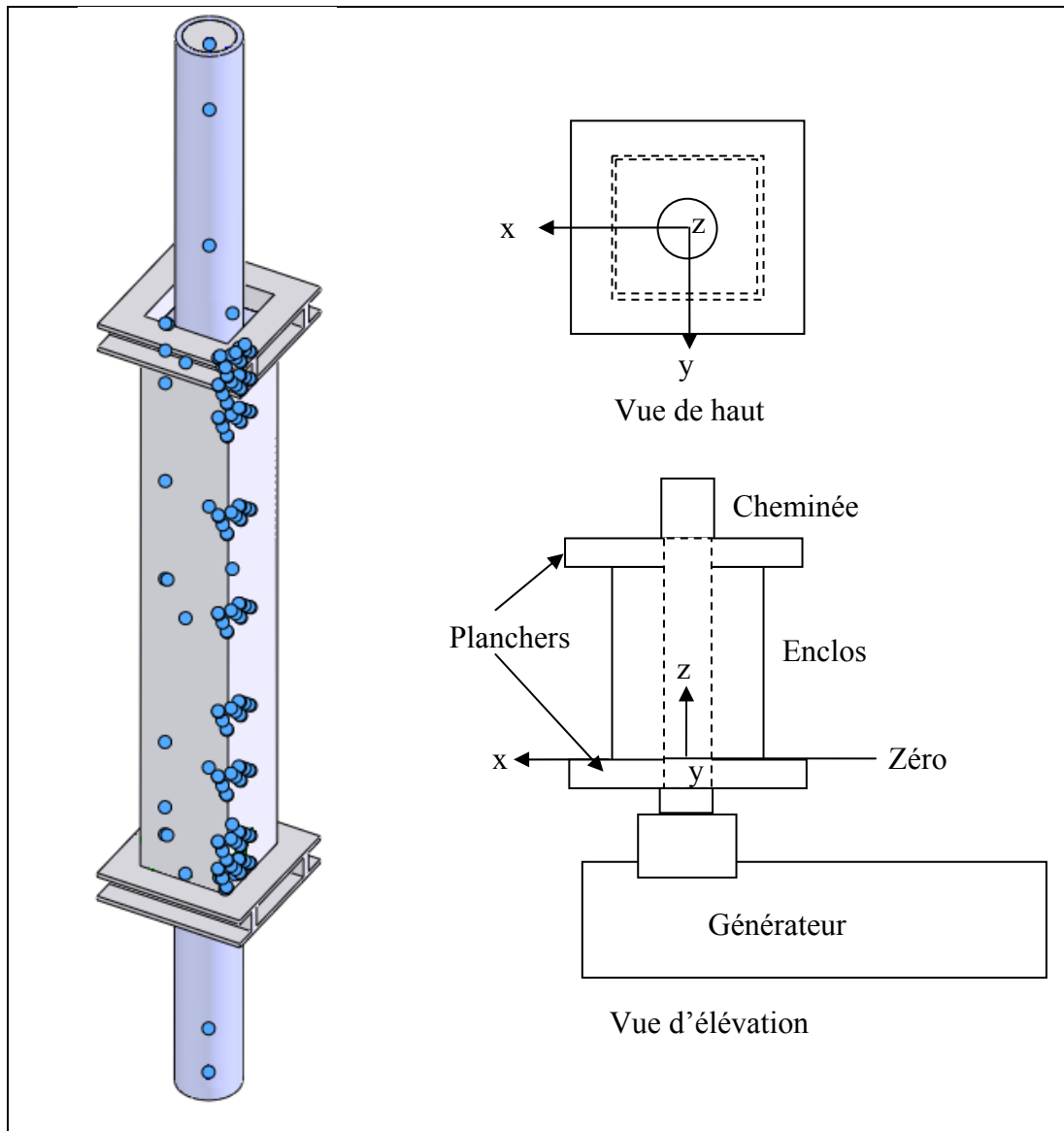


Figure 2-20 Positions de chaque thermocouple pour la cheminée entourée de l'enclos

Le nombre de thermocouples utilisés est largement supérieur à celui que les différents auteurs cités dans la liste de références ont pu installer dans leurs montages. Pour plus de précisions sur les positions de chaque thermocouple ainsi que pour les températures finales mesurées en régime permanent, voir l'ANNEXE III.



### 2.4.5.2 Construction et composantes de l'enclos

Pour tester la cheminée Excel de 10 pouces de diamètre extérieur, un espace de 2 pouces est laissé entre celle-ci et l'enclos de bois.

Les parties horizontales supérieure et inférieure de l'enclos sont en fait composées de poutres (2x4 po) et contreplaqués de bois mis ensembles pour représenter le plancher/plafond d'une maison. Celui-ci est représenté à l'aide de la Figure 2-21 suivante :

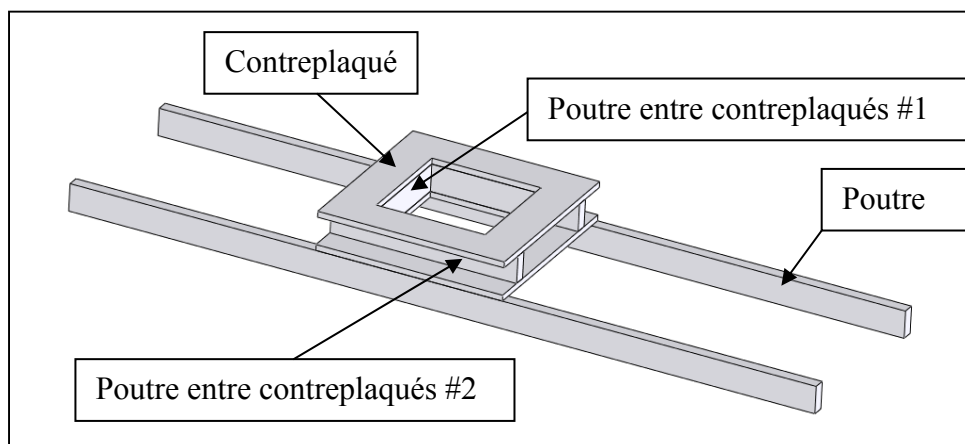


Figure 2-21 Schéma du plancher/plafond

Selon la Figure 2-21 précédente, le Tableau 2-12 dénombre les dimensions et quantités pour chaque élément composant l'enclos :

Tableau 2-12 Composants de l'enclos

Item	Quantité	Matériau	Dimension [po]
Poutre	4	Bois	2x4x96
Contreplaqué	4	Bois	Épaisseur $\frac{3}{4}$ , 24x24 avec trou carré 14x14
Poutre entre contreplaqués #1	4	Bois	2x4x14

Item	Quantité	Matériau	Dimension [po]
Poutre entre contreplaqués #2	4	Bois	2x4x24
Mur enclos (contreplaqué) (N/I)	4	Bois	14x96x3/8
Coupe-feu (N/I)	4	Galvalume	7"x14"x0.016" avec demi-trou circulaire de rayon 4po
Ruban adhésif (N/I)	---	---	---

N/I : non illustré sur la Figure 2-21.

#### 2.4.5.3 Présentation des résultats

Les résultats complets pour les deux essais expérimentaux sont présentés à l'ANNEXE III. Néanmoins, les températures moyennes calculées à partir des résultats complets de l'ANNEXE III sont présentées dans cette section, et ce, pour chacune des principales surfaces du montage ainsi que pour l'écoulement interne. Soit la nomenclature présentée à la Figure 2-22 suivante :

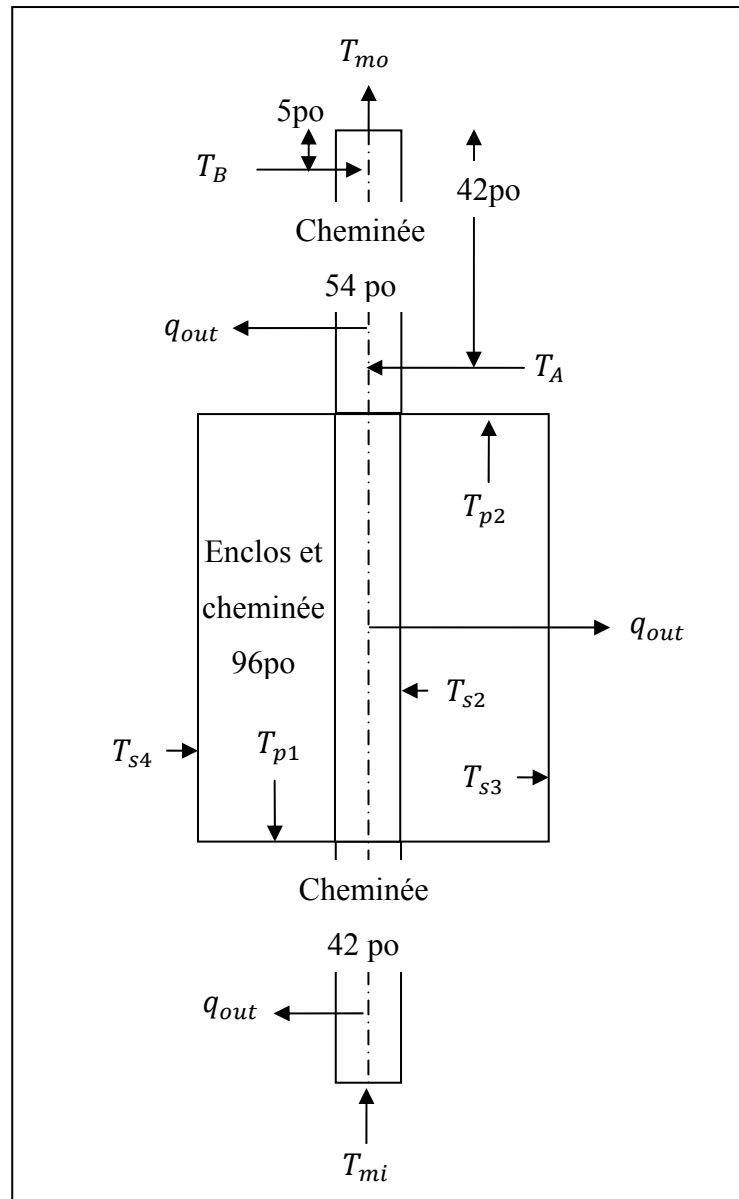


Figure 2-22 Identification des variables utilisées pour la cheminée avec enclos

Les températures moyennes importantes sont donc :

- La température à la sortie de la cheminée à 5 pouces du haut ( $T_B$ ).
- La température à la sortie de la cheminée à 42 pouces du haut ( $T_A$ ).
- La température moyenne de la paroi extérieure de la cheminée ( $T_{s2}$ ) (Pour ce montage, on ne dispose pas de données expérimentales pour la paroi intérieure de la cheminée).

- La température moyenne de la paroi intérieure de l'enclos (Ts3).
- La température moyenne de la paroi extérieure de l'enclos (Ts4).
- La température moyenne du plancher (Tp1).
- La température moyenne du plafond (Tp2).

En référence avec la Figure 2-22 précédente, voici le Tableau 2-13 qui résume les résultats expérimentaux importants (toutes les températures en °C) :

Tableau 2-13 Températures moyennes expérimentales pour le banc d'essai de la cheminée avec enclos

Paramètre	Essai à 500°C	Essai à 649°C
<b>T<sub>B</sub> à 5 po du haut</b>	303	533
<b>T<sub>A</sub> à 42 po du haut</b>	351	577
<b>Ts2</b>	134	210
<b>Ts3</b>	61	91
<b>Ts4</b>	48	68
<b>Tp1</b>	56	75
<b>Tp2</b>	81	135

#### 2.4.6 Principales incertitudes liées aux bancs d'essais expérimentaux des cheminées

L'excès d'air est calculé théoriquement d'après la mesure de CO<sub>2</sub> prise dans le haut de la cheminée. La jonction entre le générateur et la première section de cheminée a été scellée à l'aide de ruban adhésif résistant à haute température. Par des essais effectués auparavant par l'entreprise ICC, on sait que lorsque les jonctions ne sont pas scellées, il y a des infiltrations d'air (à l'aide de fumée, on peut «voir» l'air ambiant entrer dans le joint). Il peut donc subsister des infiltrations d'air ce qui fait en sorte que la puissance calculée avec le gaz de combustion peut être légèrement affectée.

À cet effet, pour l'essai à 2100°C, il est même inutile d'installer du ruban adhésif pour sceller les fuites car les pièces métalliques se dilatent à un tel point qu'un jeu de près de 1po peut se créer, comme le montre la Figure 2-23 suivante :

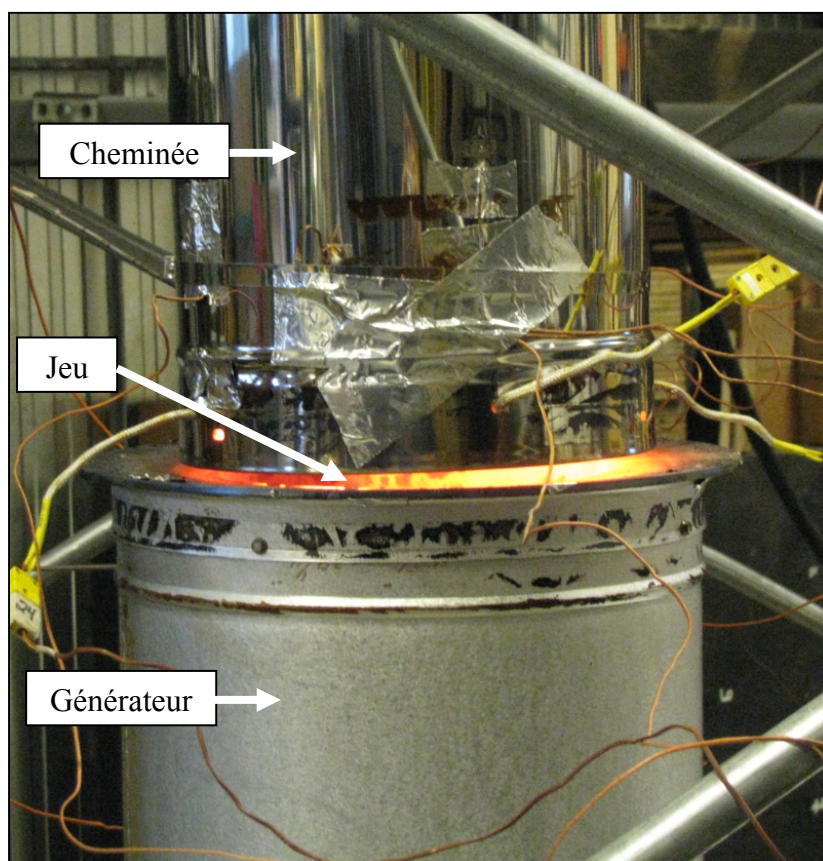


Figure 2-23 Jeu créé par l'expansion de la cheminée chauffée à 2100°F

En ce qui concerne le montage avec enclos, bien que ce montage ait été physiquement construit et assemblé avec le souci d'étanchéité, pour l'essai à haute température (1200°F), il a été possible de remarquer que certains des rubans adhésifs dans le haut de l'enclos ont légèrement décollés pour laisser passer des filets d'air chaud. Fait intéressant, lorsque la fuite a été colmatée, on s'attendait plutôt à ce que les températures se rééquilibrent à la hausse, mais au contraire, elles ont chutées d'environ 7°C en moyenne. Ceci porte à croire qu'il y a une circulation d'air, possiblement du même type que celui schématisé à la Figure 1-2.

Comme le montage est très grand (l'enclos a 8 pieds de haut et le sommet de la cheminée atteint approximativement 20 pieds de haut), il est évident que certaines autres pertes

mineures (des jeux entre les différents composants du montage) n'ont pas pu être détectées et évaluées. Afin de mieux comprendre où peut se perdre la chaleur dans ce montage, il est possible d'illustrer sur la Figure 2-24 les pertes qui semblent le plus évidentes :

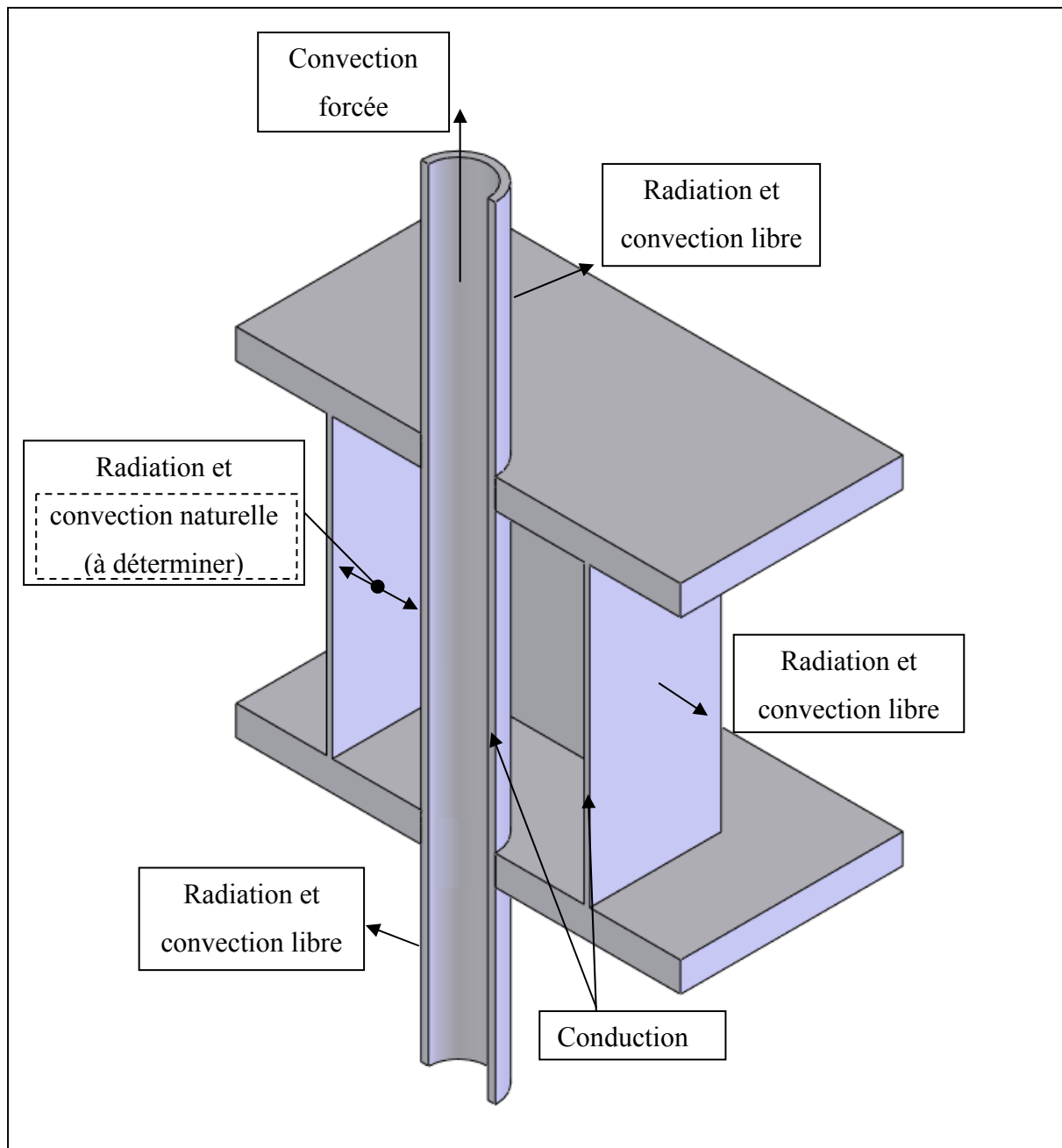


Figure 2-24 Pertes possibles dans le montage physique

En fait, ce sont ces pertes de chaleur qui sont prises en charge par le modèle 1D; toutes les autres pertes pouvant survenir ne sont pas calculées.

Aussi, les positions des thermocouples ont pu varier durant les essais à cause de la chaleur, particulièrement ceux qui enregistrent les températures de l'écoulement dans la cavité. À cet égard, aucune fenêtre permettant de voir à l'intérieur de l'enclos durant les essais n'a été prévue. Il a été jugé plus approprié de conserver les murs de l'enclos d'un matériau homogène (bois) que d'introduire une plaque de verre (pour voir à l'intérieur) avec différentes propriétés thermiques (influençant le transfert de chaleur) et d'augmenter le risque d'infiltration d'air.

Finalement, les sondes, les thermocouples, les joints entre les cheminées, etc. peuvent contribuer à la hausse de turbulence dans les écoulements internes et externes à la cheminées. Ces éléments, de petite taille comparativement à la grosseur du montage, ne sont pas représentés dans les modèles numériques.

## **CHAPITRE 3**

### **VALIDATION DE L'APPROCHE NUMÉRIQUE 3D PAR LA MVF**

#### **3.1 Validation du modèle FS avec les données expérimentales**

L'acquisition des propriétés thermiques des matériaux étant complétée, il est possible de simuler les montages des cheminées industrielles à l'aide de la MVF. La validation de ces modèles s'effectue en deux parties, soit la validation du montage de la cheminée verticale sans enclos, puis avec celui-ci.

#### **3.2 Les hypothèses du modèle MVF**

Les hypothèses suivantes permettent d'utiliser la MVF pour simuler les phénomènes aérothermiques liés aux cheminées industrielles :

1. Le logiciel commercial FS a été validé et fonctionne correctement.
2. Les différents joints entre les sections, générateur-cheminées et cheminée-cheminée, ne sont pas modélisés.
3. Le modèle reste statique, aucune pièce ne se dilate à cause de la chaleur.
4. À partir des données expérimentales, les calculs de combustion liés à l'évaluation du débit dans la cheminée sont supposés valides. Il est aussi supposé que toutes les températures mesurées sur les deux bancs d'essais des cheminées industrielles sont valides.
5. Les propriétés des matériaux (conductivités thermiques et émissivités) mesurées avec les bancs d'essais présentés aux sections 2.2 et 2.3 sont supposées valide. On prend aussi comme hypothèse qu'elles ont bien été saisies dans le logiciel.



6. Tous les gaz sont considérés comme incompressibles (l'écoulement interne forcé atteint un peu moins de 6 m/s, alors qu'une vitesse d'environ 100 m/s (0.3 Mach) serait nécessaire pour considérer la compressibilité des fluides, selon Mecagora [27]).
7. Tous les gaz sont considérés comme idéaux.
8. Les limitations du logiciel FS font en sorte qu'il n'est pas possible de mélanger ensembles les gaz avec des propriétés différentes. Ici, il est donc impossible de mélanger le gaz sortant de la cheminée avec l'air ambiant. On suppose que ceci n'affecte pas les résultats numériques par rapport à ceux expérimentaux.

De plus, tel que déjà expliqué, la cheminée industrielle Excel est physiquement composée de deux parois d'alliage d'acier qui emprisonnent une couche de laine isolante, comme le montre la Figure 3-1 suivante. Puisque, l'épaisseur des parois métalliques est très mince (0.036 po d'épaisseur) comparativement à l'épaisseur de la laine (1 po d'épaisseur), il devient très coûteux en puissance de calcul de les modéliser (ceci nécessite des cellules très petites comparativement au reste du maillage). Afin de remédier à ce problème, on modélise la cheminée double parois à l'aide d'un seul solide cylindrique, comme le montre la Figure 3-2 suivante :

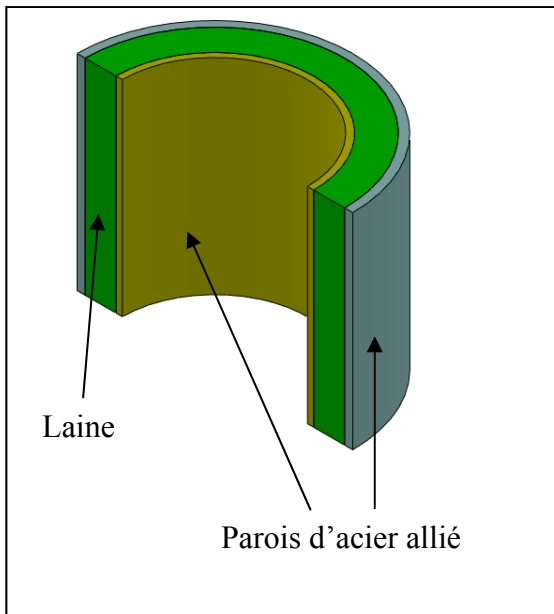


Figure 3-1 Vue de coupe d'une cheminée à double parois

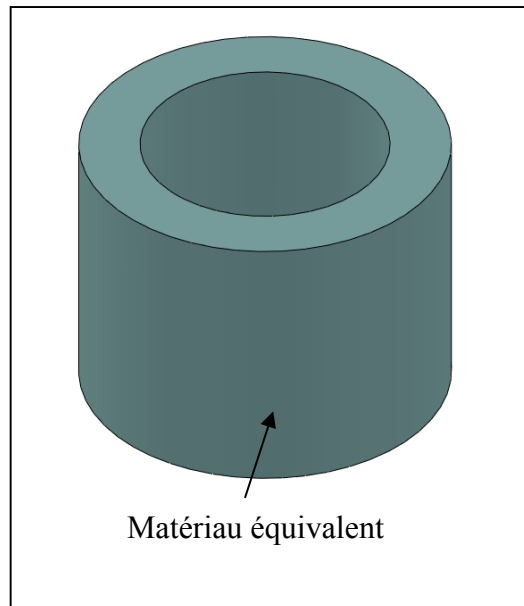


Figure 3-2 Modélisation équivalente d'une cheminée à double parois

Aussi, ce choix est justifié puisque la conductivité thermique des parois d'alliage d'acier est très élevée par rapport à celle de la laine isolante (pratiquement, les résistances des parois métalliques sont négligeables par rapport à celle qu'offre la laine isolante). Ces faits permettent de supposer que la modélisation la conductivité thermique de la cheminée par un seul matériau équivalent (qui est en fait constitué uniquement des propriétés de la laine) demeure une bonne approche et ne contribuera à hausser les différences des résultats numériques par rapport à ceux expérimentaux. Ceci règle donc le problème de la résolution du maillage. Il est à noter que les propriétés radiatives (les émissivités) respectives à la paroi externe de la cheminée (acier inoxydable 430) sont toujours imposées sur cette surface du cylindre.

### 3.2.1 Validation du modèle FS sans enclos avec les données expérimentales

Il s'agit ici d'une simple conduite verticale pour laquelle un débit et une température sont imposés dans le bas, et une pression atmosphérique à la sortie; la Figure 3-3 suivante montre de quoi il s'agit :

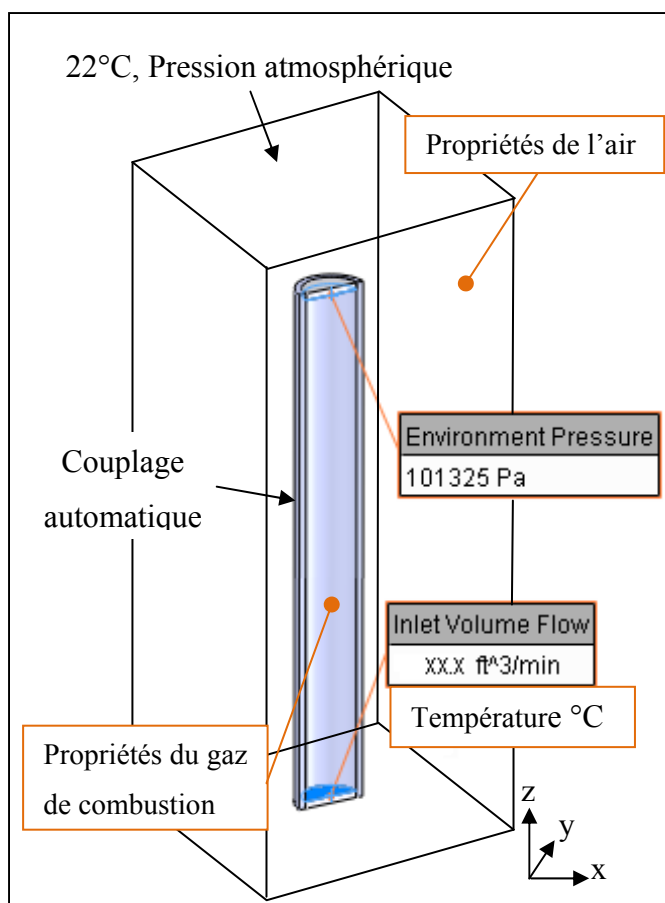


Figure 3-3 Modèle de la conduite verticale cylindrique

Les propriétés du gaz de combustion sont imposées dans la conduite et à l'extérieur de celle-ci, celles de l'air sec sont prises en considération. FS ne permet pas que ces deux fluides différents se mélangent, c'est pourquoi il est nécessaire de fermer la sortie de la conduite et d'y imposer une pression atmosphérique (en référence avec la Figure 3-3). Le modèle solide est entouré d'un volume d'air ambiant dont la dimension est fixée par l'utilisateur (ici 40po

X 40po X 240po). FS calcule automatiquement l'échange de chaleur qui survient entre le(s) solide(s) et ce volume d'air.

À l'entrée de la conduite, l'écoulement interne est imposé comme uniforme et non développé, les effets laminaires ou turbulents sont pris en considération. Les transitions du régime laminaire au régime turbulent et vice-versa sont possibles puisque FS utilise seulement un système d'équations pour décrire ces deux comportements (selon le document de référence technique de FS [17]). Les termes de fermeture du modèle  $k - \varepsilon$  (énergie et dissipation par turbulence) sont utilisés. Les formules pour calculer ces paramètres sont données par Versteeg et Malalasekara [10] :

$$k = \frac{2}{3} (U_{ref} \cdot T_i)^2 \quad (3.1)$$

Où  $U_{ref}$  est la vitesse de référence et  $T_i$  est l'intensité de la turbulence. Généralement,  $T_i$  est un nombre arbitraire qui correspond à quelques pourcents. Dans le logiciel FS, par défaut, l'intensité de turbulence est fixée à 1% : c'est ce qu'on choisit comme valeur.

La dissipation par turbulence est :

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad \text{où } l = 0.07 \cdot H \text{ et } C_\mu = 0.09 \quad (3.2)$$

Où H est la hauteur de la cheminée.

Les quatre montages sont maillés avec 175 324 cellules fluides, 111 694 cellules solides et 164 962 cellules partielles (pour un total de 451 980 cellules).

En premier lieu, la validation de ce modèle est basée sur les 4 points de comparaison globaux, qui sont présentés au Tableau 2-11. En référence avec la Figure 3-3 précédente, les

températures ( $T_{mi}$ ) et débits ( $Q$ ) qui sont imposés à l'entrée de la cheminée de ce modèle sont présentés au Tableau 2-10.

En ayant préalablement vérifié les paramètres des modèles, les premiers résultats calculés à l'aide de FS sont plutôt éloignés des résultats expérimentaux, comme le montre le Tableau 3-1 suivant (en particulier les températures moyennes des parois interne et externe de la cheminée) :

Tableau 3-1 Premiers résultats des simulations effectuées avec FS pour la cheminée sans enclos

(toutes les $T^\circ$ en $^\circ\text{C}$ )		Essai			
		500 $^\circ\text{C}$	649 $^\circ\text{C}$	927 $^\circ\text{C}$	1149 $^\circ\text{C}$
<b><math>T_B</math> à 5 po du haut <math>^\circ\text{C}</math></b>	<b>FS</b>	225.5 (-36.9%)	548.6 (9.1%)	756.7 (10.1%)	965.9 (11.7%)
	<b>Exp.</b>	300.5	500.8	682.4	855.8
<b><math>T_A</math> à 42 po du haut <math>^\circ\text{C}</math></b>	<b>FS</b>	366.5 (-2.2%)	576.3 (2.7%)	799.3 (-0.6%)	1014.2 (2.6%)
	<b>Exp.</b>	374.0	561.1	804.3	988.4
<b><math>T_{s1}</math> <math>^\circ\text{C}</math></b>	<b>FS</b>	309.5 (-15.0%)	458.3 (-15.6%)	622.7 (-30.8%)	778.7 (-30.2%)
	<b>Exp.</b>	352.7	526.2	807.9	1007.5
<b><math>T_{s2}</math> <math>^\circ\text{C}</math></b>	<b>FS</b>	94.3 (-2.4%)	141.3 (-0.2%)	215. (-9.7%)	291.6 (-35.8%)
	<b>Exp.</b>	96.0	141.5	234.2	388.1

Où «Exp.» signifie les valeurs expérimentales.

Il est à noter que les nombres entre parenthèses sont les pourcentages d'écart par rapport aux données expérimentales; ceux-ci sont calculés à l'aide de la formule suivante :

$$\text{écart} = \left( \frac{(T_{thé} - T_{\infty}) - (T_{exp} - T_{\infty})}{(T_{thé} - T_{\infty})} \right) \cdot 100 \quad (3.3)$$

Où  $T_{thé}$  est la température calculée théoriquement (ici par FS) et  $T_{exp}$  est la température mesurée expérimentalement.

Dans les cas où les débits sont faibles, comme pour l'essai à 500°C, FS calcule un vortex à la sortie de la conduite. Un vortex est en fait causé par du fluide froid qui entre dans la conduite, se mêle au fluide chaud sortant, et le force même à se pousser d'un côté de la cheminée virtuelle. Il se produit alors un mouvement tourbillonnaire qui affecte grandement la température moyenne à la sortie de la conduite. À l'aide des trajectoires d'écoulement 3D, ce phénomène est montré sur la Figure 3-4 suivante :

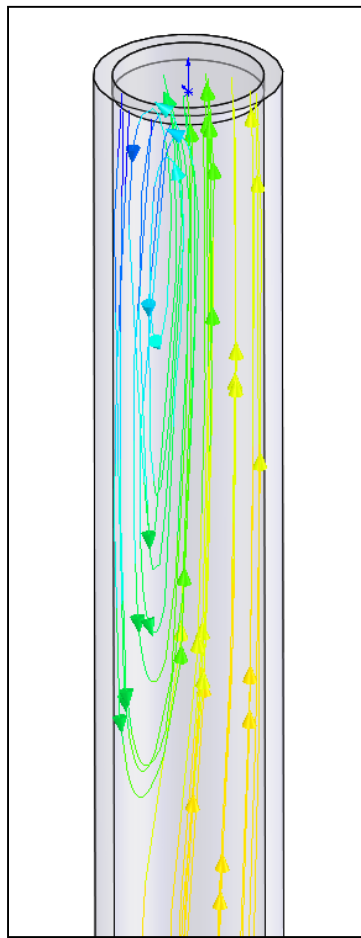


Figure 3-4 Vortex à la sortie de la cheminée

Cette recirculation du fluide ne semble pas se produire dans la réalité puisque pour les essais 649°C, 927°C et 1149°C, les températures de sortie à 5 po du haut de la conduite sont comparables à celles obtenues à l'aide de FS (selon les résultats montrés au Tableau 3-4). Pour ces trois essais, FS n'a pas calculé de vortex. Par contre, pour l'essai à 500°C, FS a calculé un vortex, et il est possible de remarquer que la température de sortie ne correspond pas avec les valeurs expérimentales.

Plusieurs combinaisons de paramètres ont été tentées pour provoquer des changements dans les résultats obtenus (raffinement du maillage, paramètres laminaire turbulent, k-e, écoulement totalement développé, etc.), comme on n'est pas totalement certain des phénomènes aérothermiques qui se produisent dans la conduite. Aucune de ces modifications n'a permis de faire une meilleure correspondance avec les résultats expérimentaux.

Afin de tenter d'amoindrir les différences montrées au Tableau 3-1, comme les températures Ts1 et Ts2 sont trop froides par rapport aux résultats expérimentaux, une hausse des débits imposés à l'entrée de la cheminée dans les modèles numériques permettrait d'échauffer favorablement les parois. Par ailleurs, il faut déterminer une hausse des débits qui peut physiquement avoir du sens. Pour ce faire, on reprend les conductivités thermiques pour les essais expérimentaux de la laine 2po comprimée à 1po (voir la section 2.2.2.1). Ceci représenterait le cas physiquement possible où il y aurait une quantité maximale de chaleur qui passerait à travers la paroi de la cheminée. De plus, on se sert aussi des températures expérimentales et des dimensions de la cheminée. Avec ces données et les équations (2.10) et (2.11) (voir la section 2.2.2.2), le débit qui devrait passer dans la cheminée est calculé pour chaque essai. Les résultats sont présentés au Tableau 3-2 suivant :

Tableau 3-2 Débits dans la cheminée évalués avec q conduction

Paramètre	Essais				Unités
	500°C	649°C	927°C	1149°C	
Conduction thermique – (modélisation de la laine 2" comprimé à 1")	0.107	0.129	0.180	0.246	[W/mK]
Ts1 (exp.)	353	526	808	1008	[°C]
Ts2 (exp.)	96	142	234	388	[°C]
q conduction	3581	6445	13470	19870	[W]
Cp gaz	1295	1340	1396	1438	[J/kgK]
Tmi (exp.)	494	653	919	1141	[°C]
Tmo (exp.)	301	501	683	856	[°C]
Débit massique à partir de q conduction	0.014	0.032	0.041	0.049	[kg/s]
Masse volumique gaz	0.488	0.397	0.324	0.279	[kg/m <sup>3</sup> ]
Débit volumique à partir de q conduction	62	169	266	368	[CFM]
Débit volumique expérimental	<b>43</b>	<b>157</b>	<b>228</b>	<b>390</b>	[CFM]
Augmentation/réduction du débit par rapport expérimental	<b>31</b>	<b>7</b>	<b>14</b>	<b>-6</b>	[%]

Les essais dans FS sont refaits avec ces nouveaux débits (l'essai à 1149°C n'est pas refait car le débit est calculé à la baisse et les résultats ne feraient que se détériorer). Les résultats sont montrés au Tableau 3-3 suivant :

Tableau 3-3 Résultats des simulations effectuées avec FS avec débits modifiés pour la cheminée sans enclos

(toutes les T° en °C)		Essai			
		500°C	649°C	927°C	1149°C
<b>T<sub>B</sub> à 5 po du haut [°C]</b>	<b>FS</b>	365.6 (18.9%)	546.5 (8.7%)	775.7 (12.4%)	---
	<b>Exp.</b>	300.5	500.8	682.4	---



(toutes les T° en °C)		Essai			
		500°C	649°C	927°C	1149°C
<b>T<sub>A</sub> à 42 po du haut [°C]</b>	<b>FS</b>	399.2 (6.7%)	575.3 (2.6%)	816.0 (1.5%)	---
	<b>Exp.</b>	374.0	561.1	804.3	---
<b>T<sub>s1</sub> [°C]</b>	<b>FS</b>	331.5 (-6.8%)	459.8 (-15.2%)	643.6 (-26.4%)	---
	<b>Exp.</b>	352.7	526.2	807.9	---
<b>T<sub>s2</sub> [°C]</b>	<b>FS</b>	99.0 (3.9%)	142.4 (0.7%)	224.0 (-5.0%)	---
	<b>Exp.</b>	96.0	141.5	234.2	---

D'après le tableau précédent et le Tableau 3-1, il est possible de constater que les écarts entre les Résultats de FS et expérimentaux ont été amoindris. Pour l'essai à 500°C, augmenter le débit de 31% fait en sorte qu'il n'y a plus de vortex à la sortie de la conduite et les écarts ont considérablement chutés. Par contre, dans ce cas, il demeure peu probable que le débit ait été sous-estimé ainsi. Toujours en référence avec le Tableau 3-3, les résultats pour l'essai à 649°C sont relativement bons puisque le débit n'a été augmenté que de 7%, ce qui est possible. Les écarts pour l'essai à 927°C sont encore considérables, malgré le débit augmenté de 14%. Finalement, pour l'essai à 1149°C, comme le débit calculé avec la quantité de chaleur par conduction est sous-estimé par rapport à celui expérimental, il faut trouver une autre approche.

Toujours dans le but de diminuer les écarts entre les températures évaluées numériquement avec celles recueillies expérimentalement et de conserver les mêmes conditions aux limites (notamment les débits et températures), une option consiste à forcer un coefficient de convection moyen sur la paroi interne de la cheminée. Ce coefficient de convection est ajusté automatiquement par FS pour arriver à un but précis. Selon le présent contexte, on impose comme but d'atteindre la valeur expérimentale de la température moyenne de surface  $T_{s1}$  de la paroi intérieure de la conduite. En ayant fixé les bornes minimale et maximale du coefficient de convection, FS effectue les simulations jusqu'à ce que la température de paroi soit atteinte à l'intérieur d'une tolérance (par exemple,  $\pm 3^\circ\text{C}$ ) aussi établie par l'utilisateur.

En fait, en imposant un coefficient de convection, FS se trouve à calculer un flux thermique pour la paroi interne de la cheminée :

$$h = \frac{q''}{(T_s - T_f)} \quad \rightarrow \quad q'' = h \cdot (T_s - T_f) \quad (3.4)$$

FS calcule ce flux à l'aide de la température calculée à la paroi ( $T_s$ ), en prenant la température du fluide ( $T_f$ ) à une distance normale à la paroi, celle-ci étant fixée par l'utilisateur (par exemple, 1 po). Cette méthode est appliquée à tous les essais. À l'exception de l'essai à 500°C où les résultats se détériorent en majeure partie, le Tableau 3-4 suivant montre que les nouveaux résultats sont généralement plus près de la réalité (les écarts sont mieux distribués en comparaison avec les résultats du Tableau 3-1) :

Tableau 3-4 Résultats des simulations effectuées avec FS (avec  $h$  imposés) pour la cheminée sans enclos

(toutes les $T^\circ$ en $^\circ\text{C}$ )		Essai			
		500°C	649°C	927°C	1149°C
<b>T<sub>B</sub> à 5 po du haut [°C]</b>	<b>FS</b>	212.5 (-46.2%)	535.7 (6.8%)	724.1 (5.9%)	851.5 (-0.5%)
	<b>Exp.</b>	300.5	500.8	682.4	855.8
<b>T<sub>A</sub> à 42 po du haut [°C]</b>	<b>FS</b>	356.5 (-5.2%)	565.9 (0.9%)	772.2 (-4.3%)	920.6 (-7.5%)
	<b>Exp.</b>	374.0	561.1	804.3	988.4
<b>T<sub>s1</sub> [°C]</b>	<b>FS</b>	331.7 (-6.8%)	492.1 (-7.3%)	689.2 (-17.8%)	985.5 (-2.3%)
	<b>Exp.</b>	352.7	526.2	807.9	1007.5
<b>T<sub>s2</sub> [°C]</b>	<b>FS</b>	99.2 (4.1%)	154.7 (9.9%)	247.9 (6.1%)	400.2 (3.2%)
	<b>Exp.</b>	96.0	141.5	234.2	388.1

D'après les différentes tentatives de recalage des modèles FS par rapport aux données expérimentales, il est possible de constater qu'il ne semble toujours subsister des écarts pour

l'un ou l'autre des points de comparaison. Comme les résultats montrés au Tableau 3-4 semblent représenter les meilleurs compromis en ce qui a trait aux écarts obtenus, ils seront donc utilisés afin d'effectuer des comparaisons plus approfondies avec les résultats expérimentaux.

À cet effet, il est à rappeler que la modélisation parabolique de la conductivité thermique de la laine, tel qu'expliqué à la section 2.2.2.2 (Figure 2-8), est utilisée pour tous les essais. De plus, les conditions aux limites (températures ( $T_{mi}$ ) et débits ( $Q$ )) à l'entrée de la conduite demeurent les mêmes que celles présentées au Tableau 2-10. Finalement, les coefficients de convection ( $h$ ) imposés sur la paroi interne des modèles de cheminées sont montrés au Tableau 3-5 suivant :

Tableau 3-5  $h$  imposés sur la paroi interne des modèles de cheminées

	<b>Essais</b>			
	<b>500°C</b>	<b>649°C</b>	<b>927°C</b>	<b>1149°C</b>
$h$ [W/m <sup>2</sup> K]	7	10	15	150

Maintenant, il est essentiel de comparer les températures dans les modèles virtuels avec les températures des thermocouples du montage physique. Pour ce faire, on place des points dans le modèle virtuel pour recueillir des températures. Ceux-ci ont approximativement les mêmes coordonnées géométriques que les emplacements des thermocouples du montage physique. La Figure 3-5 suivante montre les points pour recueillir les températures :

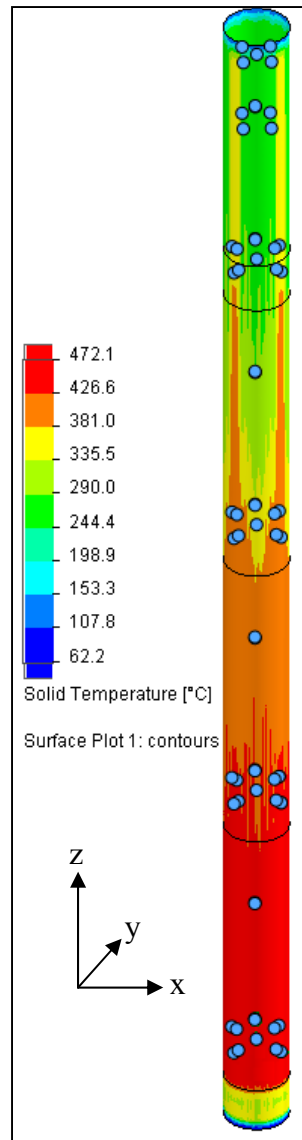


Figure 3-5 Points pour recueillir des températures pour la cheminée sans enclos

Comme la Figure 3-5 le montre, il se peut que des points pour mesurer les températures soient placés dans des zones où les températures sont plus ou moins élevées par rapport à celle moyenne pour une hauteur donnée.

La Figure 3-6 à la Figure 3-20 montrent les pourcentages d'écart par rapport aux données expérimentales, présentées à l'ANNEXE II, en fonction de la hauteur (selon l'axe Z) du montage (il y a une courbe pour chaque rangée de thermocouples placés en x+, x-, y+ et y-, tel le système d'axes définit à la Figure 3-5 précédente). Pour chacun des quatre essais, il y a

trois graphiques des écarts de température; un pour le gaz de combustion dans la cheminée, le second pour la paroi interne de la cheminée et un troisième pour la paroi externe de la cheminée.

On débute d'abord avec l'essai à 500°C :

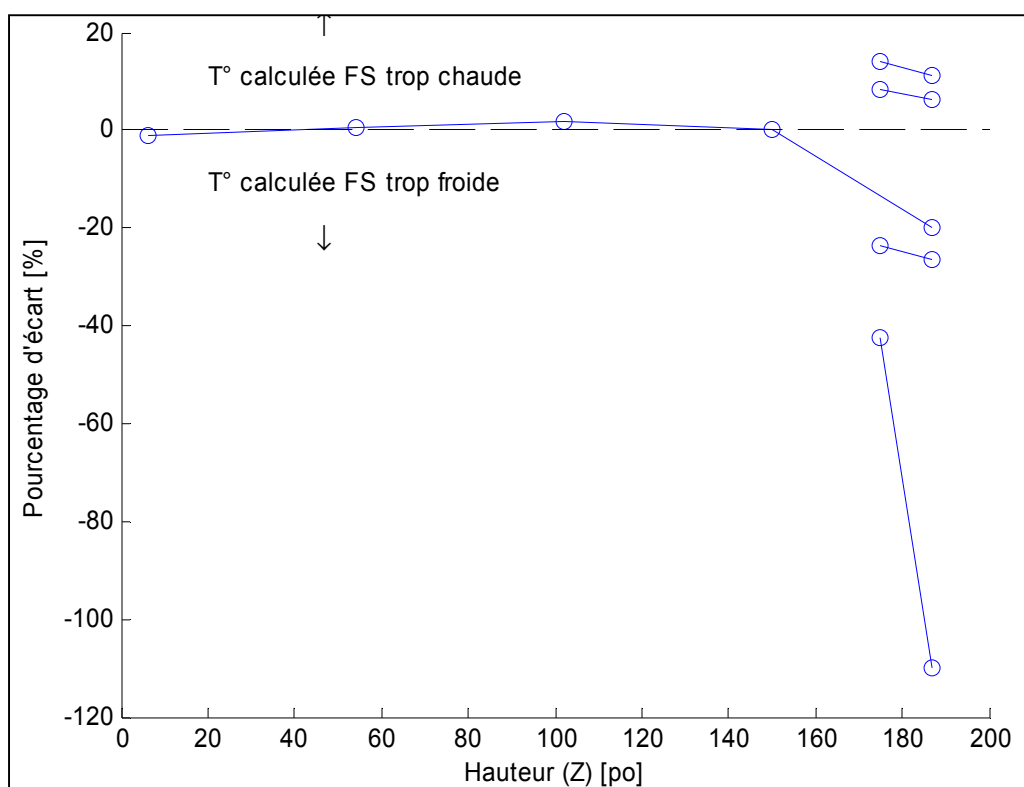


Figure 3-6 Écart de température dans la cheminée (essai à 500°C)

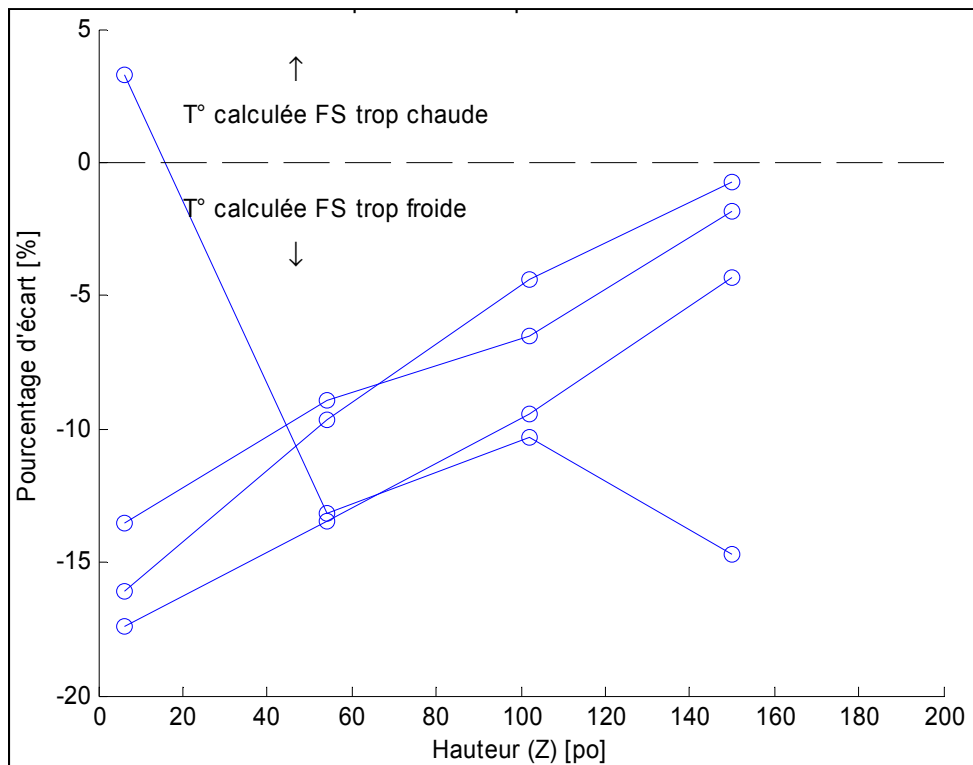


Figure 3-7 Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 500°C)

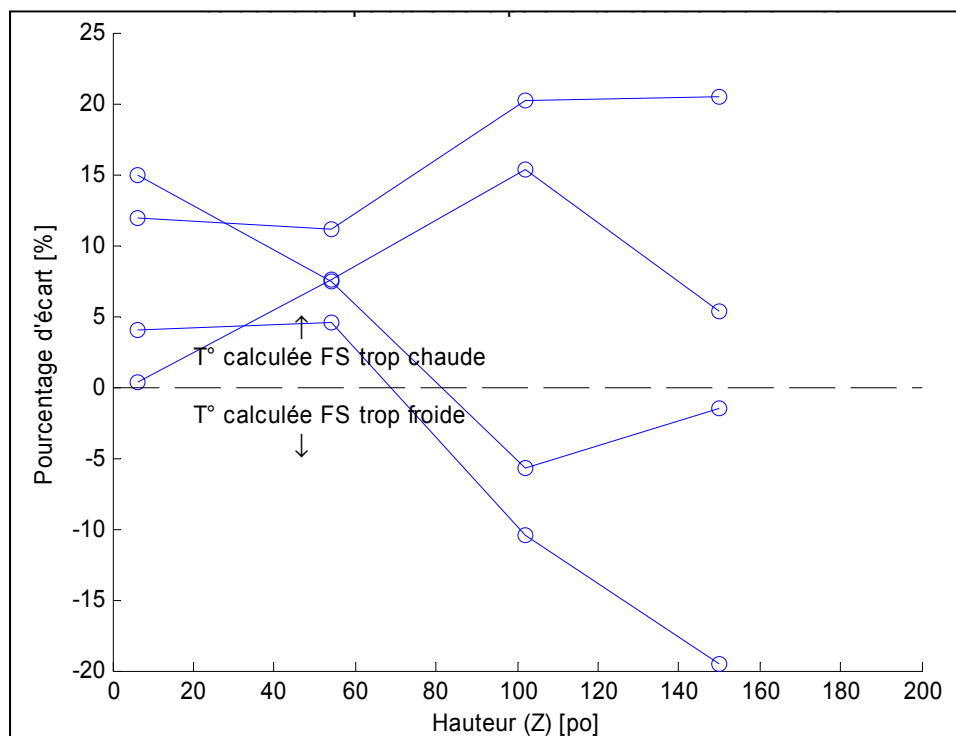


Figure 3-8 Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 500°C)

Pour l'essai à 500°C, on voit que les seules données qui sont évaluées avec un très grand écart sont celles en haut de la cheminée, particulièrement pour le fluide dans la conduite, en référence avec la Figure 3-6. Ces points sont placés directement dans le courant froid du vortex. On voit aussi que le vortex provoque un côté chaud et un côté froid par rapport aux données expérimentales pour le haut de paroi interne (Figure 3-7) et externe (Figure 3-8) de la cheminée. Pour cet essai, 87.2% des données sont évaluées avec moins de 20% d'écart par rapport aux données expérimentales.

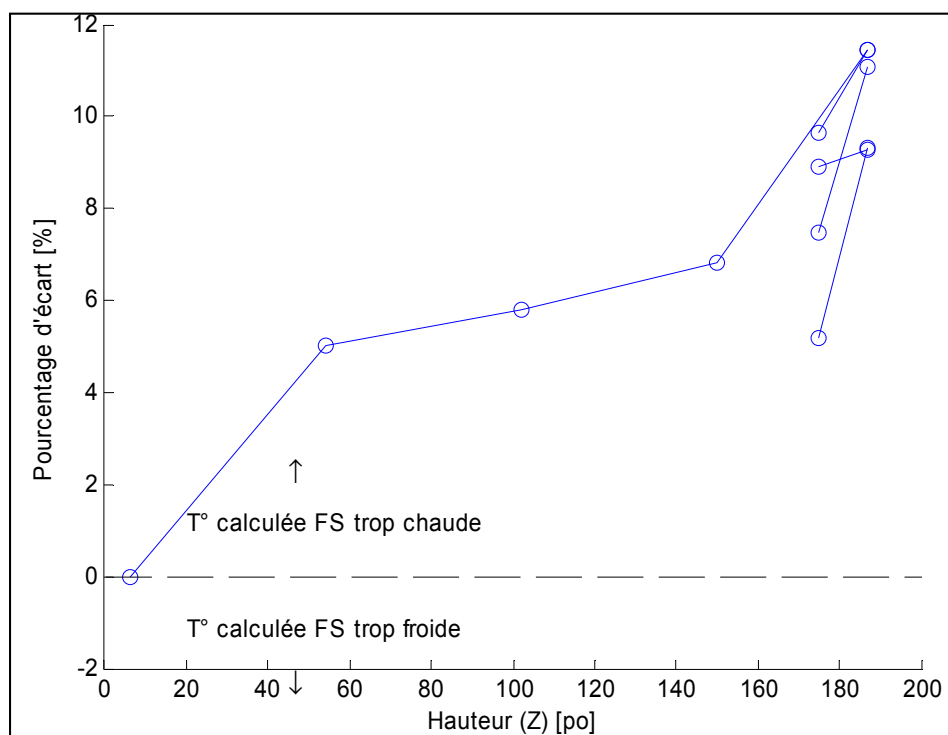


Figure 3-9 Écart de température dans la cheminée (essai à 649°C)

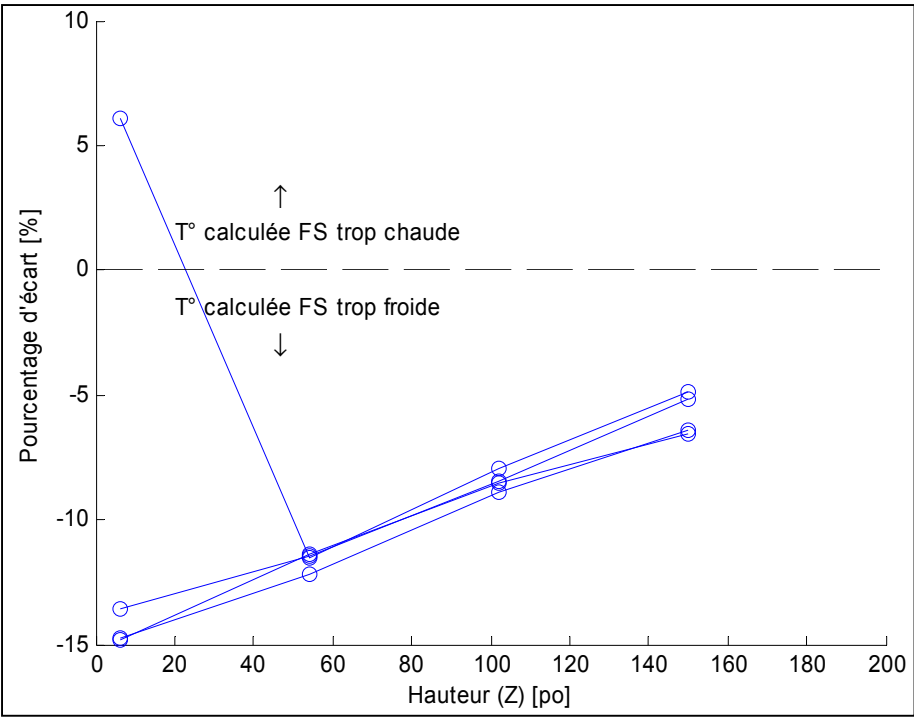


Figure 3-10 Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 649°C)

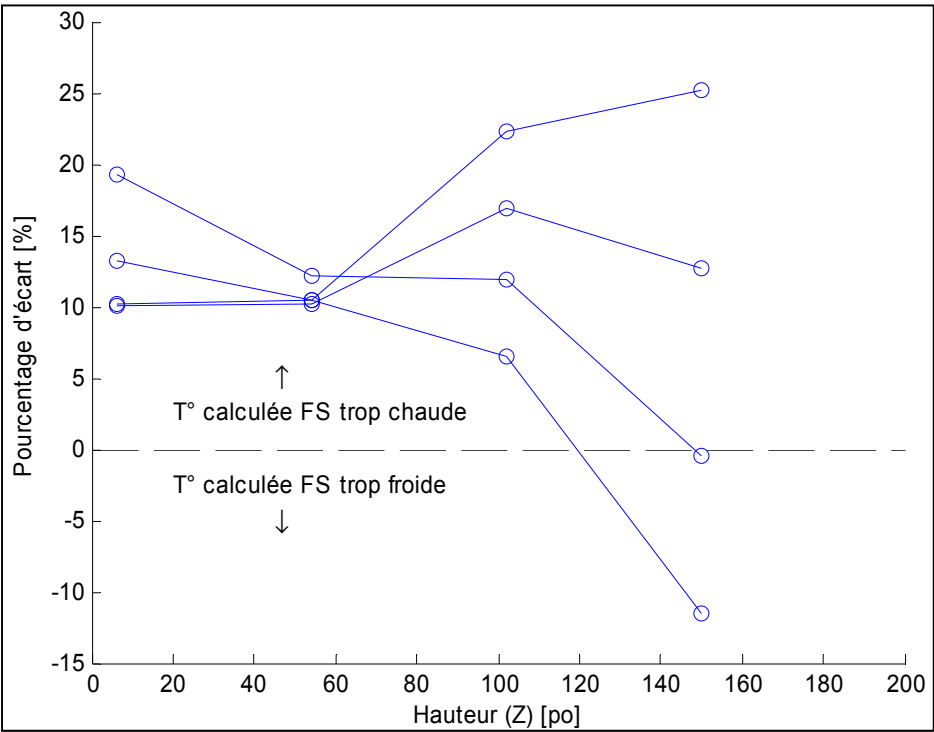


Figure 3-11 Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 649°C)



D'après la Figure 3-9 à la Figure 3-11, on constate que l'absence de vortex pour l'essai à 649°C fait en sorte d'obtenir de meilleurs résultats par rapport aux données expérimentales. On voit aussi que les écarts de températures à l'intérieur dans le haut de la cheminée sont plus homogènes (Figure 3-9 et Figure 3-10). Par contre, pour tous les essais, il semble qu'il y ait un côté froid et un côté chaud pour le haut de la paroi externe de la conduite (Figure 3-8, Figure 3-11, Figure 3-17 et Figure 3-20).

Il faut faire attention ici car la répartition des températures pour cette zone de la cheminée est asymétrique, autant pour les résultats expérimentaux (Figure 3-12) que pour les résultats calculés par VF (Figure 3-13) (tous les essais ont ce même comportement) :

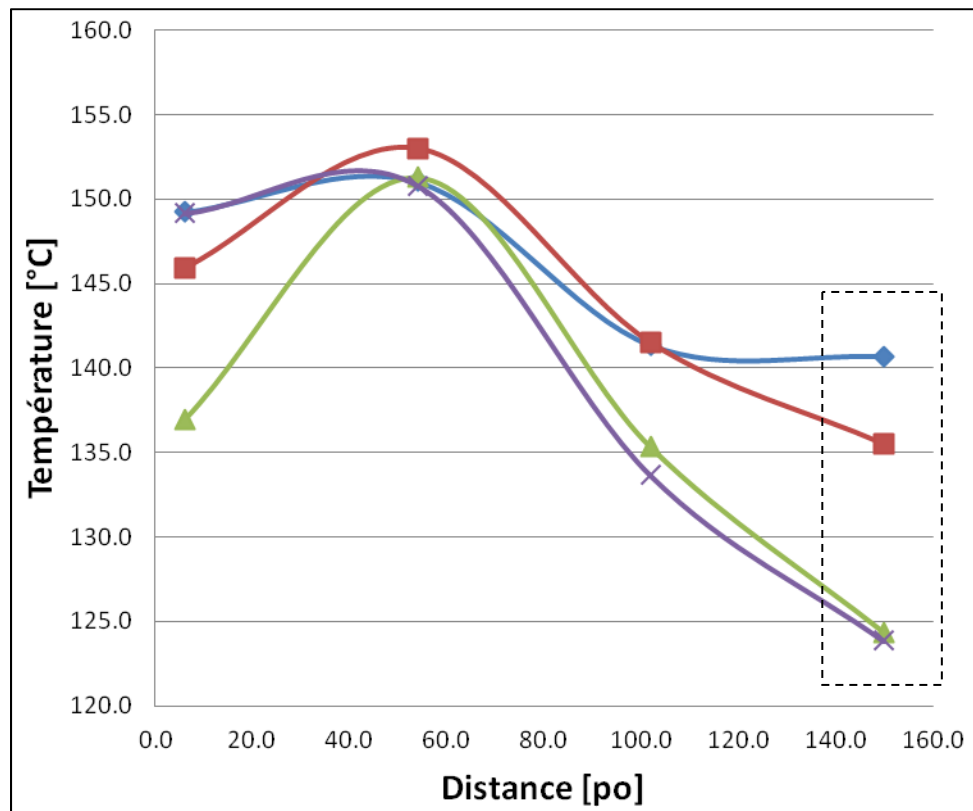


Figure 3-12 Températures expérimentales pour la paroi extérieure (essai à 649°C)

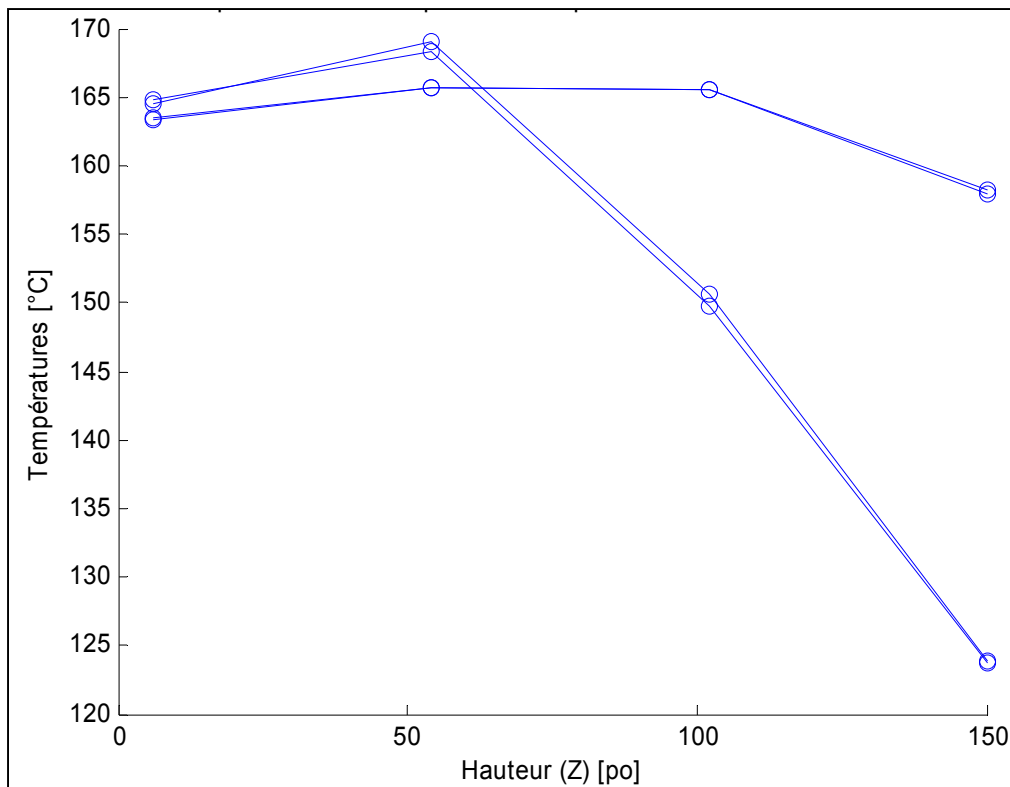


Figure 3-13 Températures calculées par FS pour la paroi externe de la cheminée (essai à 649°C)

Si on fait un rapprochement sur le haut de la conduite de la Figure 3-5, on obtient la Figure 3-14 suivante :

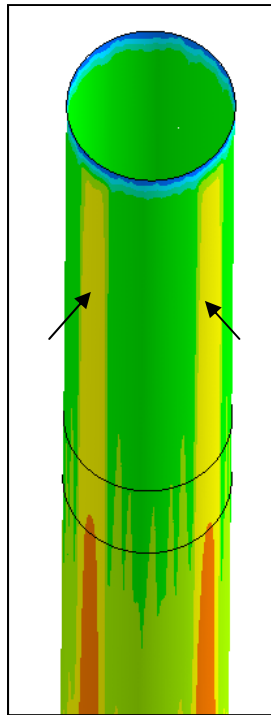


Figure 3-14 Rapprochement du haut de la cheminée de la répartition de températures

D'après cette dernière figure, on voit qu'il y a des zones plus chaudes. L'écoulement externe à la cheminée a été vérifié à l'aide des trajectoires d'écoulement en 3D et il semble symétrique. Il demeure difficile de mentionner pourquoi ces zones deviennent plus chaudes (puisque le modèle géométrique aussi est symétrique). Néanmoins, il est intéressant de constater que les résultats numériques par FS fournissent cette même tendance que les résultats expérimentaux, en comparant la Figure 3-12 avec la Figure 3-13. Donc, dépendamment de quels côtés les résultats numériques/expérimentaux sont comparés ensembles, on obtient des écarts plus ou moins grands et un côté chaud et froid.

Pour l'essai à 649°C, il y a 95.7% des données sont évaluées avec un écart inférieur à 20% par rapport aux données expérimentales

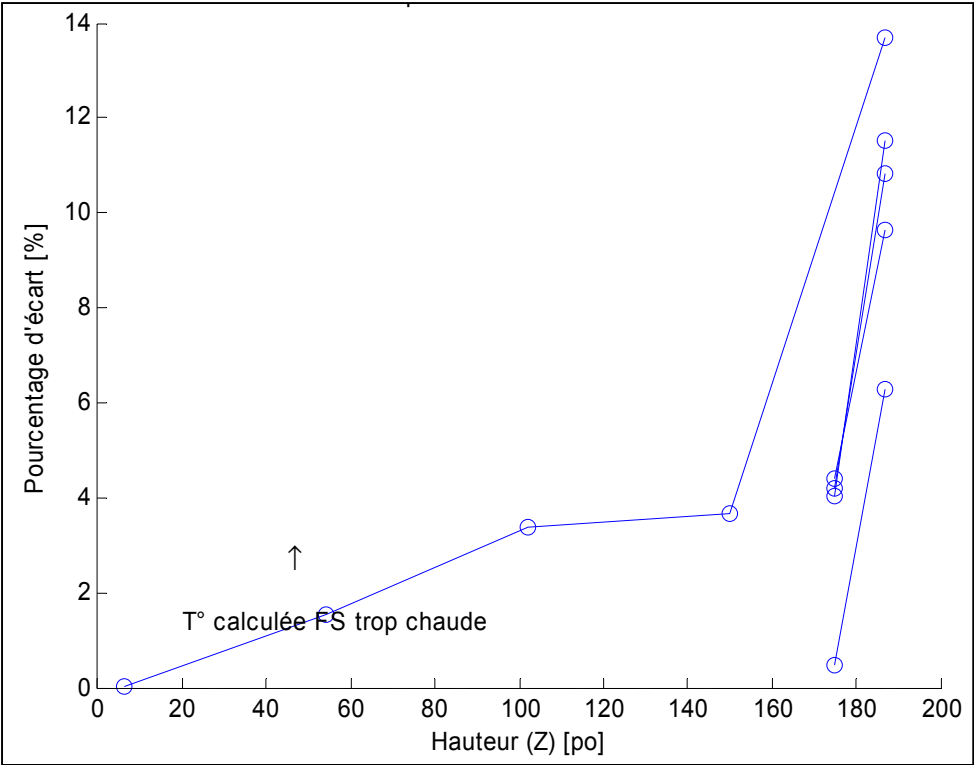


Figure 3-15 Écarts de température dans la cheminée (essai à 927°C)

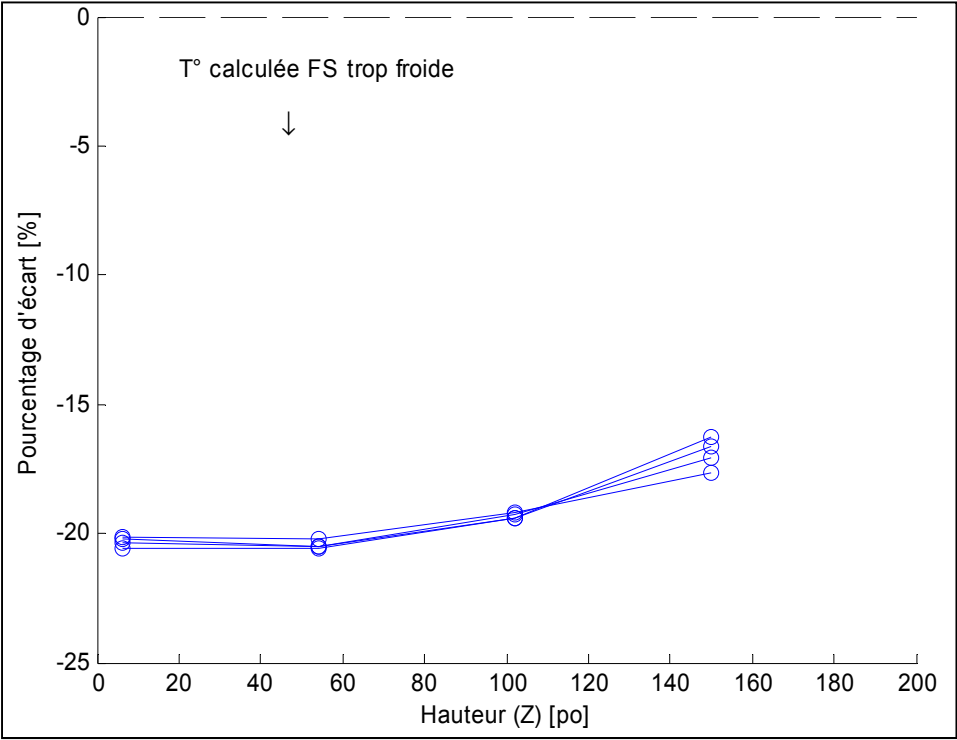


Figure 3-16 Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 927°C)

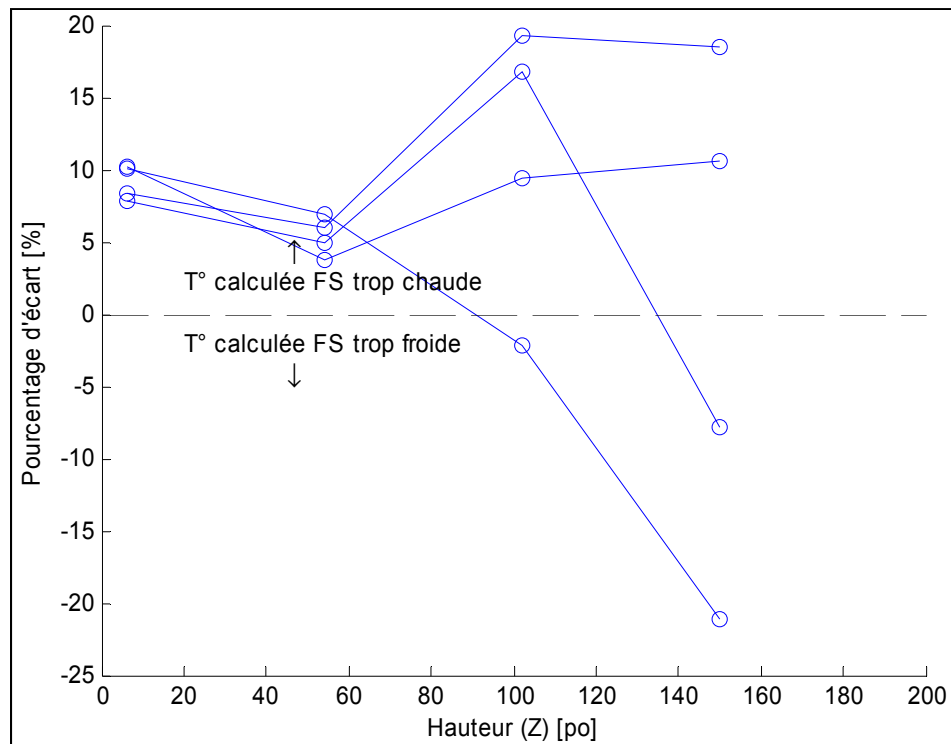


Figure 3-17 Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 927°C)

Comme en démontre les résultats présentés au Tableau 3-4, d'après la Figure 3-15, la Figure 3-16 et la Figure 3-17 précédentes, on s'attendait effectivement à ce que les températures sur la paroi interne de la cheminée ( $T_{s1}$ ) pour l'essai à 927°C soient éloignées en moyenne d'approximativement 18% par rapport à celles mesurées expérimentales. On remarque que si on impose des coefficients de convection plus élevés sur la paroi interne de la conduite, l'écart pour  $T_{s1}$  diminue, mais celui pour  $T_{s2}$  augmente. De plus, si par exemple le modèle était recalé en modifiant les propriétés de la conduite pour obtenir une résistance thermique plus grande, l'écart pour  $T_{s1}$  et  $T_{s2}$  diminuerait, mais l'écart pour les températures de sortie augmenterait. Donc, pour le coefficient de convection présentement imposé sur la paroi interne tout en conservant intactes les propriétés de la cheminée, il semble qu'il s'agisse ici des meilleurs résultats qu'il est possible d'obtenir avec FS. Pour cet essai, 80.9% des données sont évaluées avec un écart de moins de 20% par rapport aux données expérimentales. Cet écart semble particulièrement grand. L'essai expérimental à 927°C semble plutôt difficile à reproduire virtuellement, et tel que mentionné, il apparaît que le modèle FS ne peut pas être recalé d'une meilleure manière afin de mieux représenter la réalité.

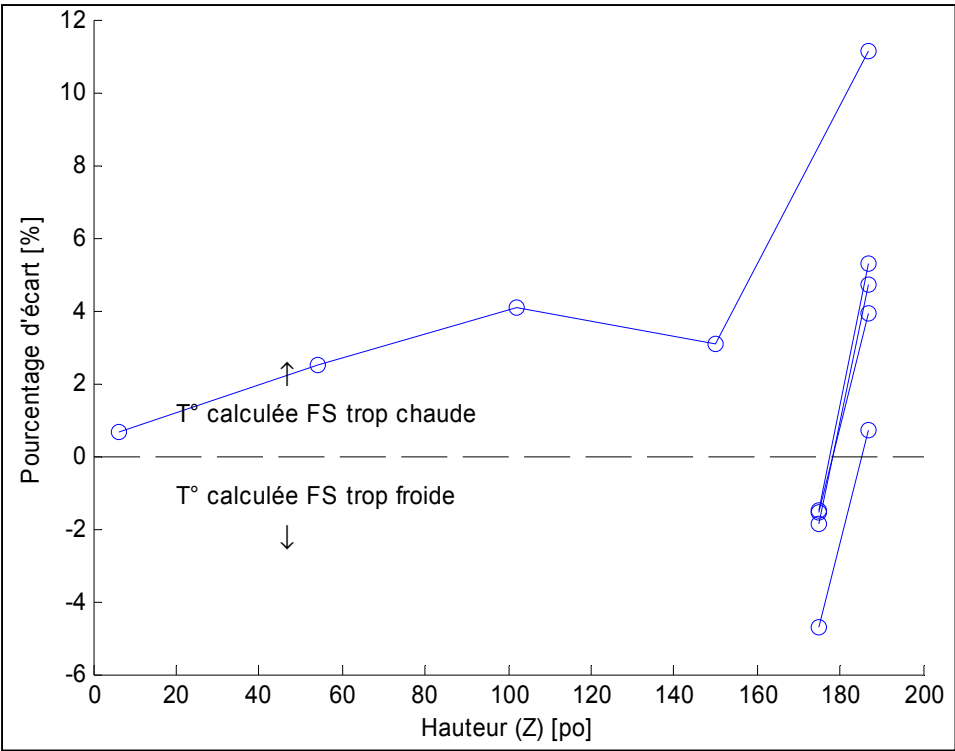


Figure 3-18 Écart de température dans la cheminée (essai à 1149°C)

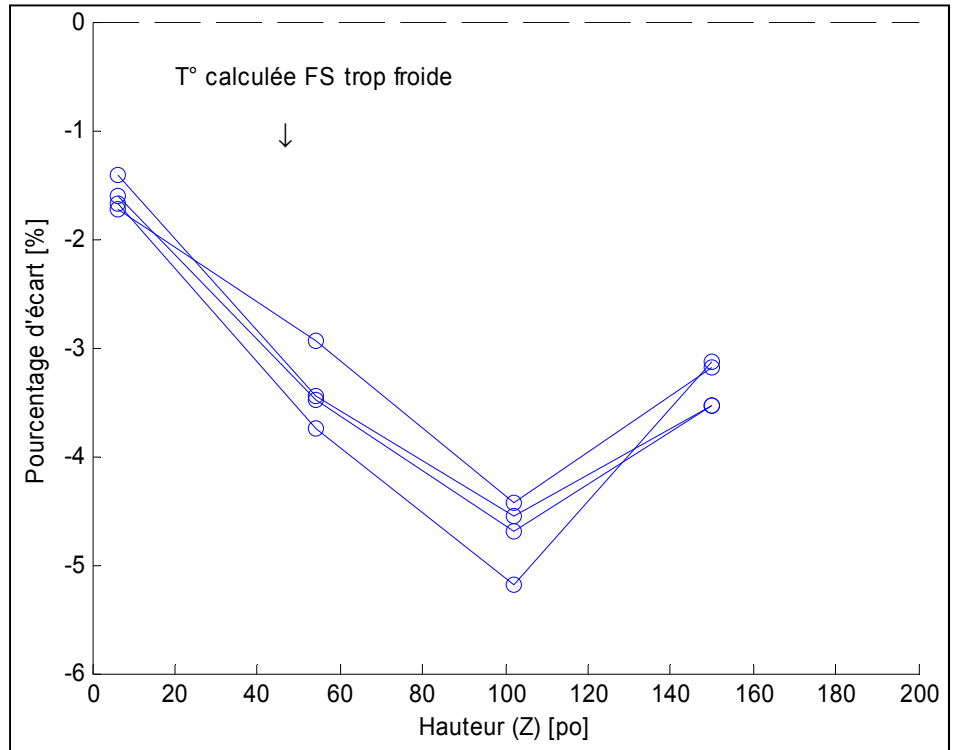


Figure 3-19 Écart de température pour la paroi interne de la cheminée (essai à 1149°C)

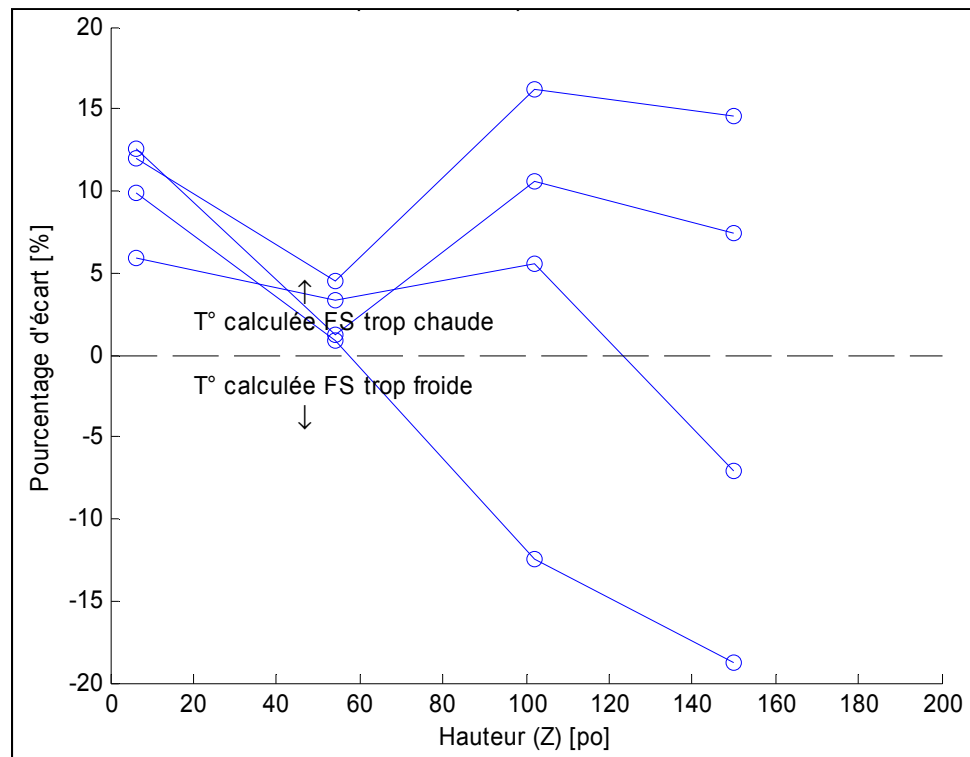


Figure 3-20 Écart de température pour la paroi externe de la cheminée (essai à 1149°C)

Pour cet essai, 83.0% et 100.0% des données sont évaluées respectivement avec des écarts de 10% et 20% par rapport aux données expérimentales. Cet essai est celui qui a donné les meilleurs résultats, comme en témoigne les écarts très faibles présentés sur la Figure 3-18 à la Figure 3-20.

### 3.2.2 Validation du modèle FS avec enclos avec les données expérimentales

Tout comme le modèle sans enclos, ce montage est entouré d'un volume d'air ambiant de dimensions 40po X 40po X 240po. Ce volume est contraint avec les mêmes conditions aux limites et les différents couplages solide-fluide sont aussi effectués automatiquement par FS :

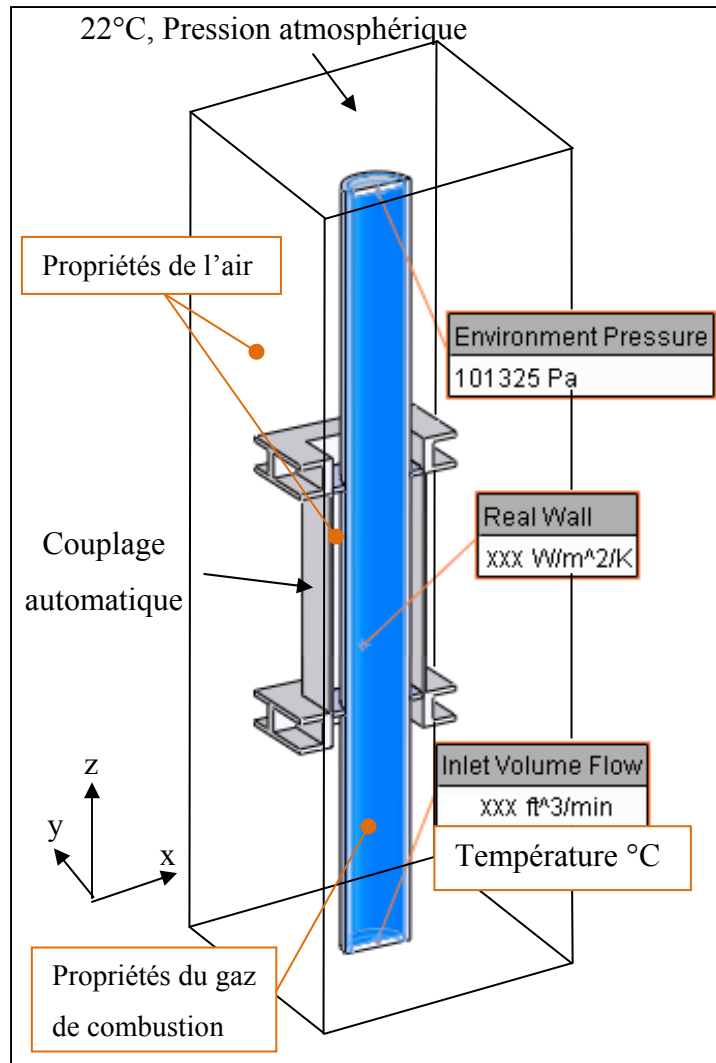


Figure 3-21 Modèle et conditions aux limites de la cheminée entourée de l'enclos

De plus, tel le modèle sans enclos, les températures moyennes des parois et dans la conduite, présentées au Tableau 2-13 et selon la nomenclature présentée à la Figure 2-22, sont utilisées en premier lieu pour comparer les résultats calculés par le logiciel FS avec les données expérimentales. De plus, le Tableau 2-10 du chapitre précédent montre les températures et débits qui sont imposés à l'entrée de la cheminée.

Les deux modèles sont discrétisés avec environ 1.44 million de cellules au total. Le Tableau 3-6 suivant présente les résultats obtenus avec FS :



Tableau 3-6 Résultats des simulations effectuées avec FS pour la cheminée avec enclos

(Toutes les T° en °C)		Essai à 500°C	Essai à 649°C
<b>T<sub>B</sub> à 5 po du haut</b>	FS	199 (-58.9%)	546 (2.5%)
	Exp.	303	533
<b>T<sub>A</sub> à 42 po du haut</b>	FS	308 (-15.2%)	570 (-1.4%)
	Exp.	351	577
<b>Ts2</b>	FS	137 (2.3%)	206 (-2.2%)
	Exp.	134	210
<b>Ts3</b>	FS	67 (14.6%)	105 (16.4%)
	Exp.	61	91
<b>Ts4</b>	FS	46 (-7.8%)	66 (-5.2%)
	Exp.	48	68
<b>Tp1</b>	FS	67 (23.9%)	84 (14.1%)
	Exp.	56	75
<b>Tp2</b>	FS	84 (4.4%)	134 (-0.5%)
	Exp.	81	135

Encore une fois, pour la simulation dans FS pour l'essai à 500°C, il y a présence d'un vortex à la sortie de la cheminée ce qui affecte grandement l'écart avec les données expérimentales pour T<sub>B</sub> à 5 po et T<sub>A</sub> à 42 po du haut. Ce phénomène a aussi des répercussions sur les températures des parois pour cet essai, puisque si on le compare avec l'essai à 649°C où il n'y a pas de vortex, la majorité des écarts de température de l'essai à 500°C sont plus élevés que celui à 649°C.

Tout comme le modèle de la cheminée sans enclos, ce modèle est muni de points pour recueillir des températures aux mêmes coordonnées géométriques que le montage physique (voir l'ANNEXE III). De plus, les écarts de température par rapport aux données expérimentales sont aussi représentés sur des graphiques en 2D. À cet effet, il faut d'abord définir les numéros des rangées de thermocouples à l'aide Figure 3-22 suivante :

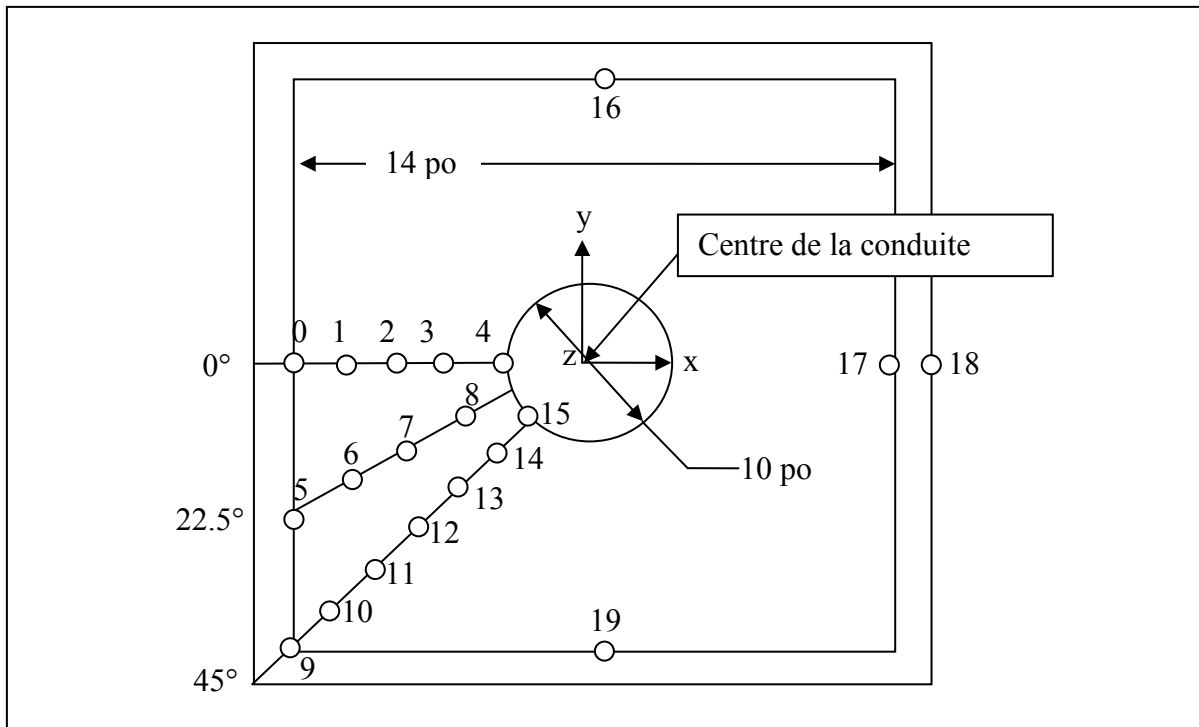


Figure 3-22 Identification des numéros de rangées de thermocouples

Pour chaque numéro de rangée, il y a donc plusieurs thermocouples situés à différentes hauteurs selon l'axe des Z. Pour chacun des deux essais, cinq graphiques sont tracés; il s'agit de l'ensemble de thermocouples à  $0^\circ$  (rangées 0 à 4), de ceux à  $22.5^\circ$  (rangées 5 à 8), de ceux à  $45^\circ$  (rangées 9 à 15, 11 et 13 représentent 4 thermocouples, 2 installés au plafond et 2 au plancher), des thermocouples placés sur les 3 autres parois (rangées 16 à 19) et de ceux placés au centre de la conduite. Donc, pour les graphiques suivants, chacune des courbes porte un numéro en référence avec la Figure 3-22. Premièrement, voici les graphiques (Figure 3-23 à la Figure 3-27) liés à l'essai à  $500^\circ\text{C}$  :

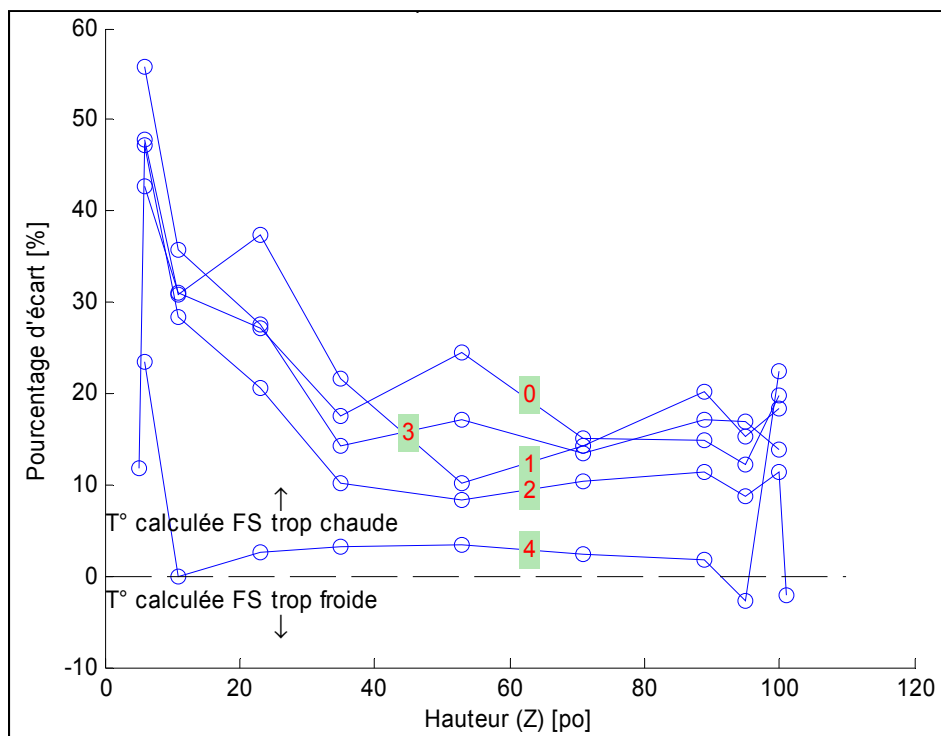


Figure 3-23 Écart de température à 0° (essai à 500°C)

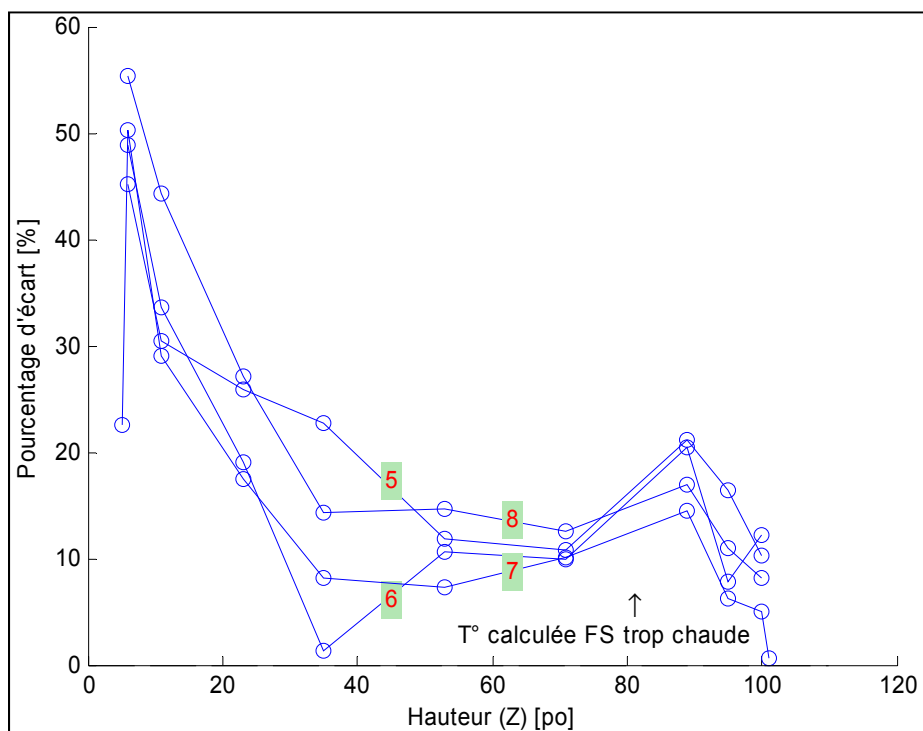


Figure 3-24 Écart de température à 22.5° (essai à 500°C)

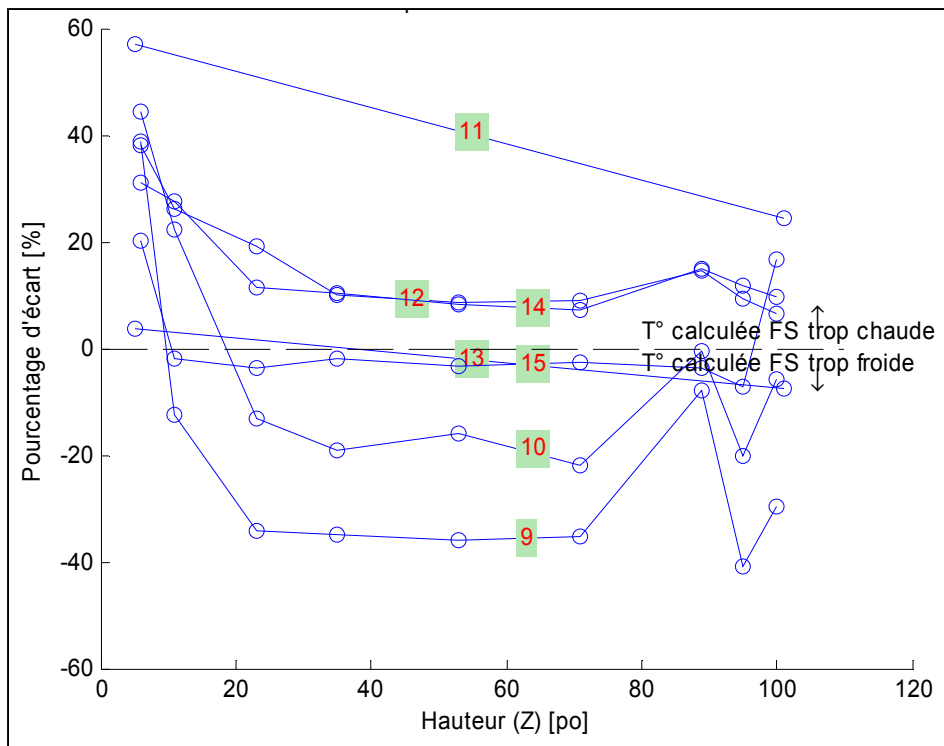


Figure 3-25 Écart de température à 45° (essai à 500°C)

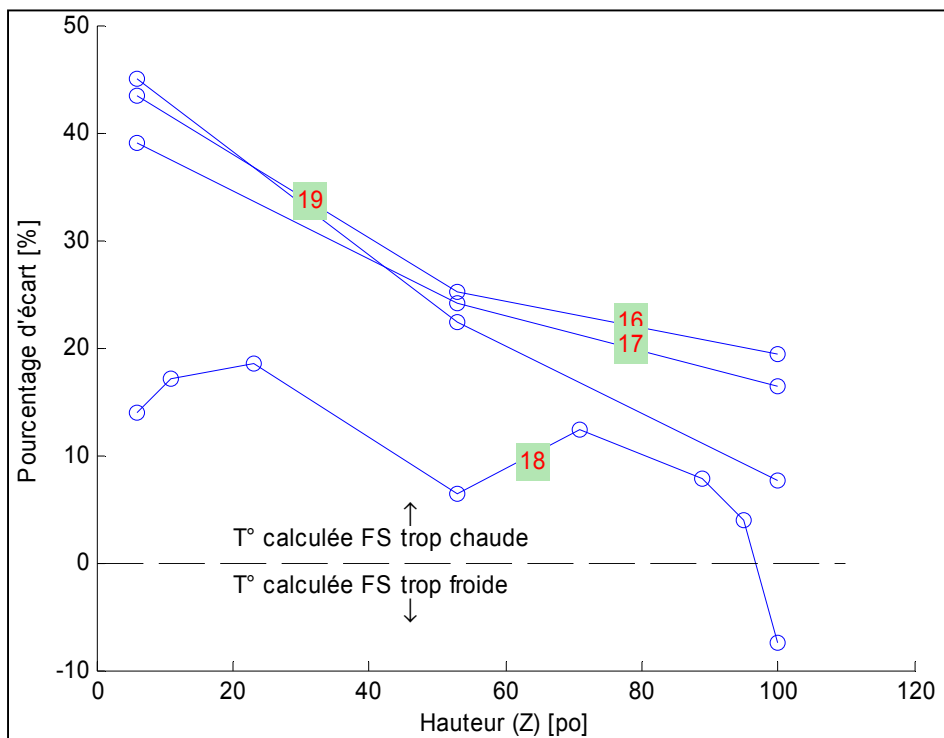


Figure 3-26 Écarts de température pour les 3 autres parois (essai à 500°C)

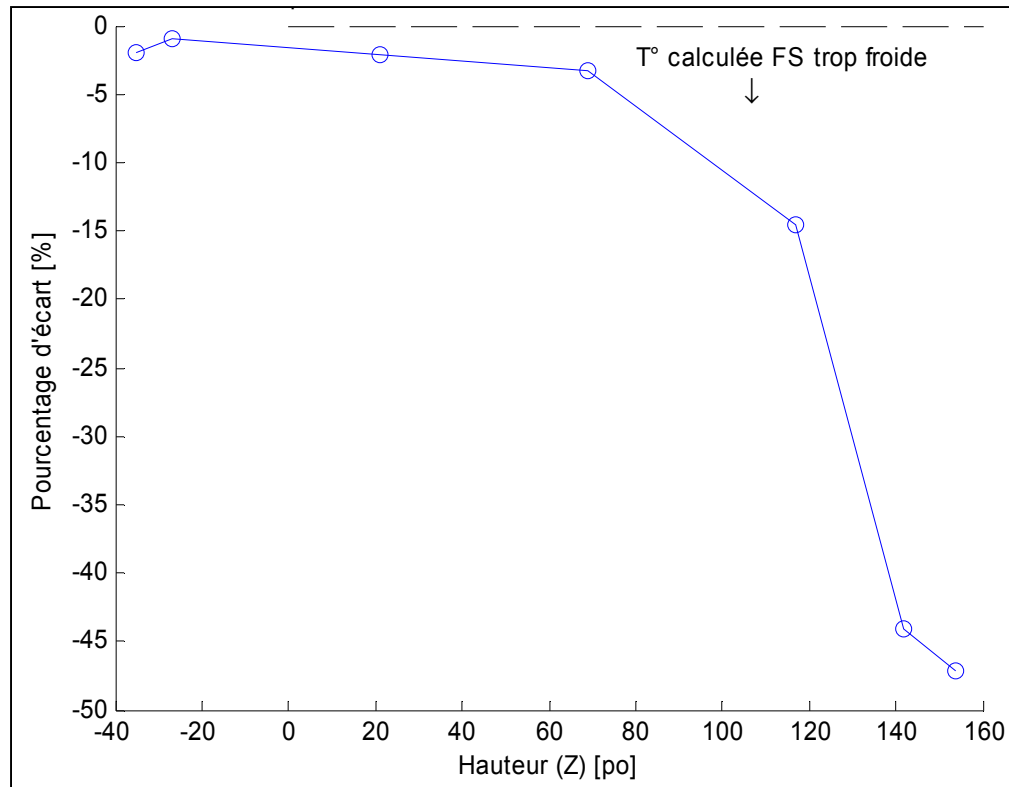


Figure 3-27 Écarts de température au centre de la conduite (essai à 500°C)

Selon les Figure 3-23 à Figure 3-27, dans les deux cas, les écarts majeurs se trouvent dans le haut et le bas de l'enclos, et dans le coin ( $x=-7$ ,  $y=-7$ , rangée 9) de l'enclos. Encore une fois, il y a présence d'un vortex pour cet essai comme le montre l'écart important pour l'écoulement interne dans le haut de la cheminée (Figure 3-27).

Ensuite, voici les graphiques (Figure 3-28 à la Figure 3-32) pour l'essai à 649°C :

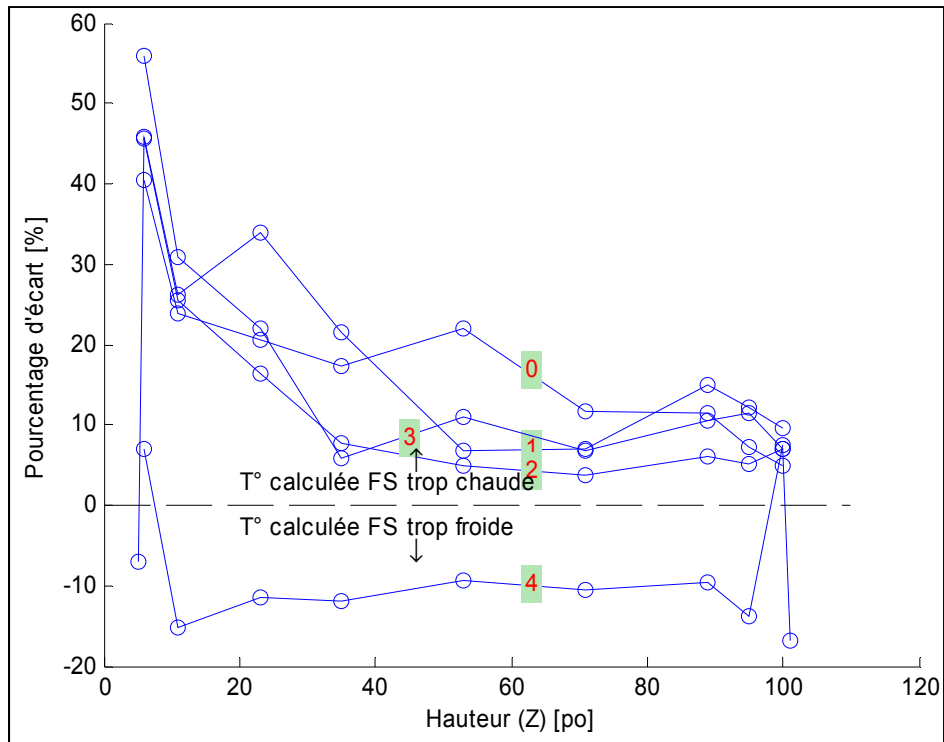


Figure 3-28 Écarts de température à 0° (essai à 649°C)

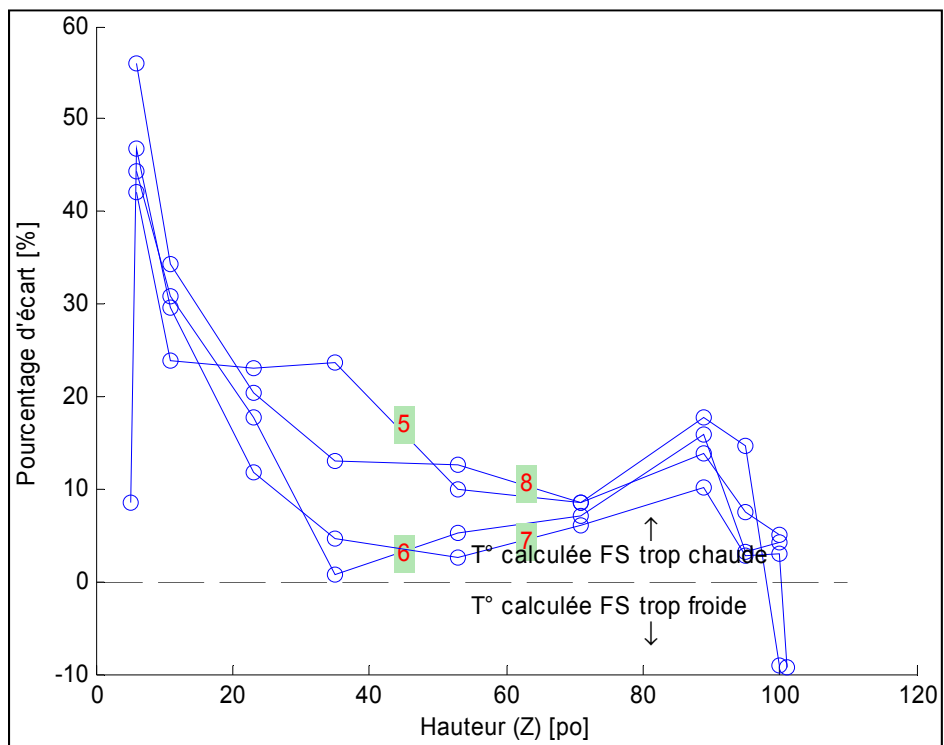


Figure 3-29 Écarts de température à 22.5° (essai à 649°C)

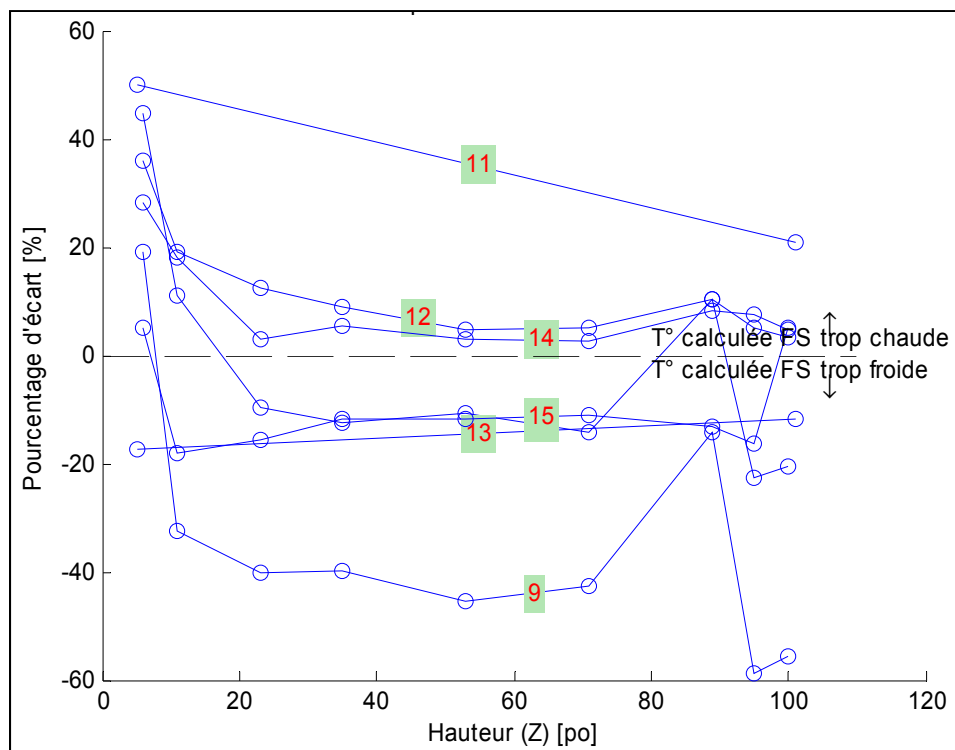


Figure 3-30 Écarts de température à 45° (essai à 649°C)

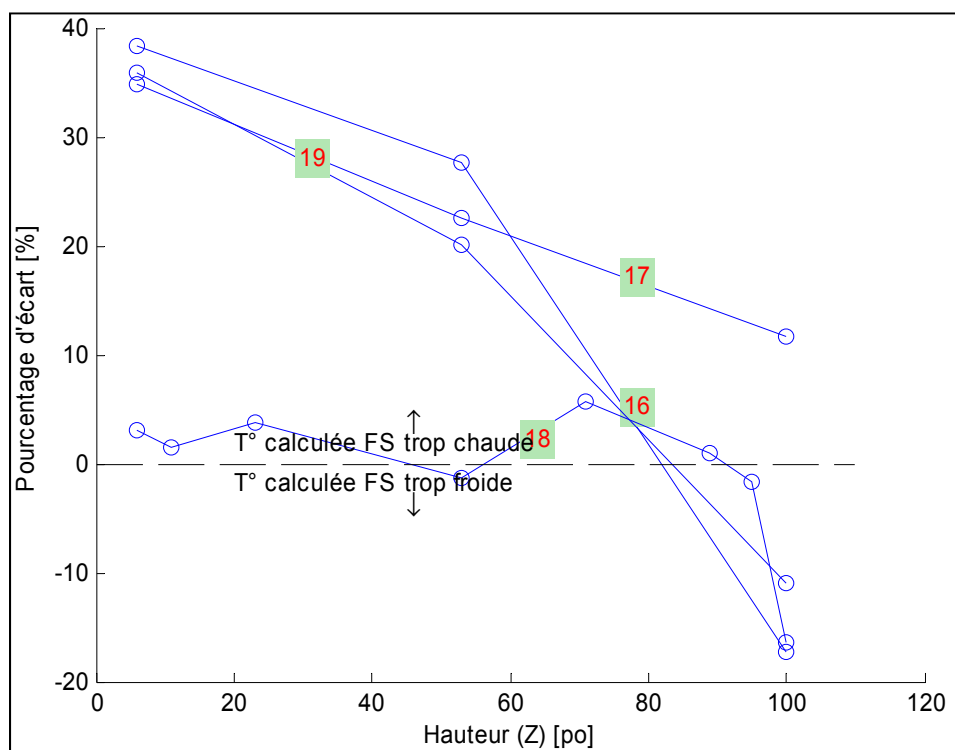


Figure 3-31 Écarts de température pour les 3 autres parois (essai à 649°C)

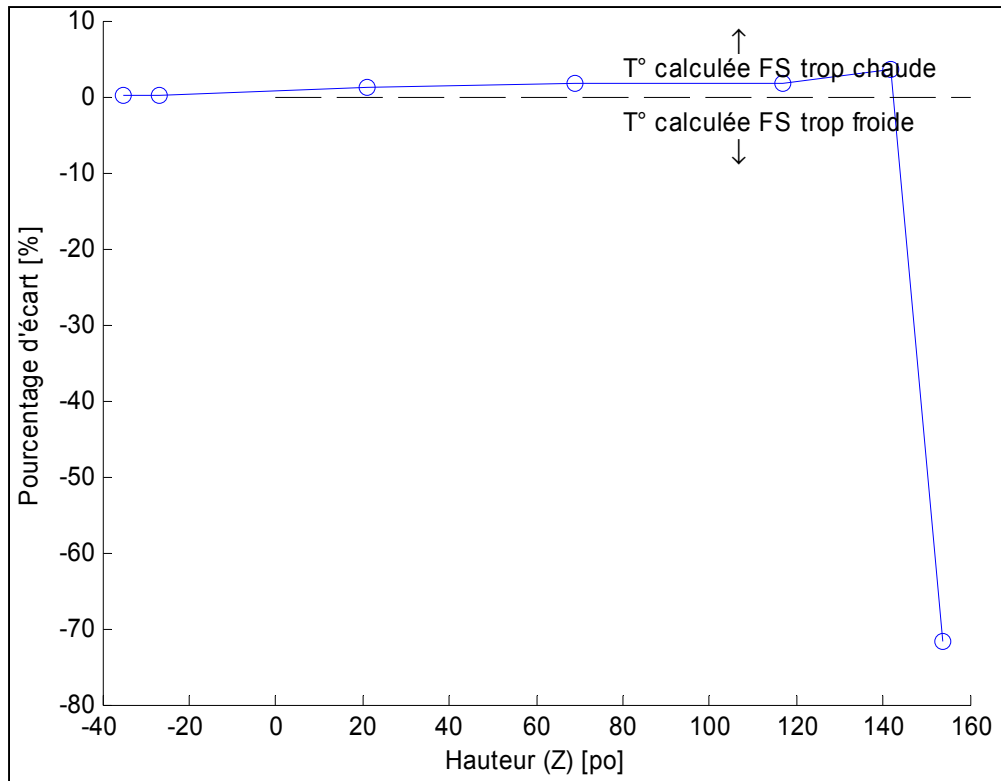


Figure 3-32 Écarts de température pour le centre de la conduite (essai à 649°C)

L'ensemble des autres points, pour les parois, l'écoulement forcé dans la conduite (pour l'essai à 649°C) et naturel dans l'enclos sont bien évalués. Tout comme l'essai à 500°C, les différences majeures avec les données expérimentales se situent aux mêmes endroits géométriques dans le montage. D'après la Figure 3-32, on remarque aussi que FS calcule un mini vortex à la sortie de la cheminée ce qui produit un écart d'environ 70% avec les données expérimentales à cette hauteur.

Si on observe seulement les données de l'écoulement naturel (toutes parois exclues), pour l'essai à 500°C et celui à 649°C, respectivement, on obtient que 71.4% et 82.5% des données sont évaluées avec un écart de moins de 20% par rapport aux données expérimentales. De plus, toujours respectivement aux deux essais, pour la totalité des points pour recueillir des températures, 63.9% et 71.5% des données sont évaluées avec un écart de moins de 20% par rapport aux données expérimentales. L'écoulement naturel dans l'enclos demeure un phénomène extrêmement complexe physiquement. Il suit nécessairement un parcours



général, mais des variations chaotiques asymétriques peuvent facilement survenir pour toutes sortes de raisons (étanchéité de l'enclos, rugosité du bois, joint de la cheminée, présence des thermocouples, conditions externes à l'enclos, etc.). En considérant tout ce qui influence le transfert de chaleur dans ce montage (principalement la complexité des différents écoulements et les propriétés des matériaux), ces écarts semblent acceptables. Avec l'utilisation du logiciel FS, qui ne permet pas le mélange de deux (ou plusieurs) fluides différents et qui n'effectue pas les calculs de combustion, il s'avère difficile d'obtenir des écarts moindres que ceux présentés ici.

Il demeure néanmoins très difficile de comparer «point par point» les températures des simulations avec celles recueillies expérimentalement. En fait, les positions des thermocouples dans le montage expérimental peuvent ne pas être exactement aux mêmes positions théoriques des montages dans FS (elles sont très près, mais elles peuvent facilement varier de quelques pouces en considérant la construction en bois du montage, ainsi que la dilatation des pièces métalliques), ce qui peut créer des différences.

De plus, selon la Figure 3-5, il peut arriver que les températures obtenues varient significativement localement dans les modèles FS et ceci peut aussi augmenter l'écart avec les valeurs expérimentales lorsque comparées «point par point». Il est plutôt recommandé, dans FS, d'effectuer une moyenne de températures sur une/des surfaces, comme le montre la Figure 3-33 suivante :

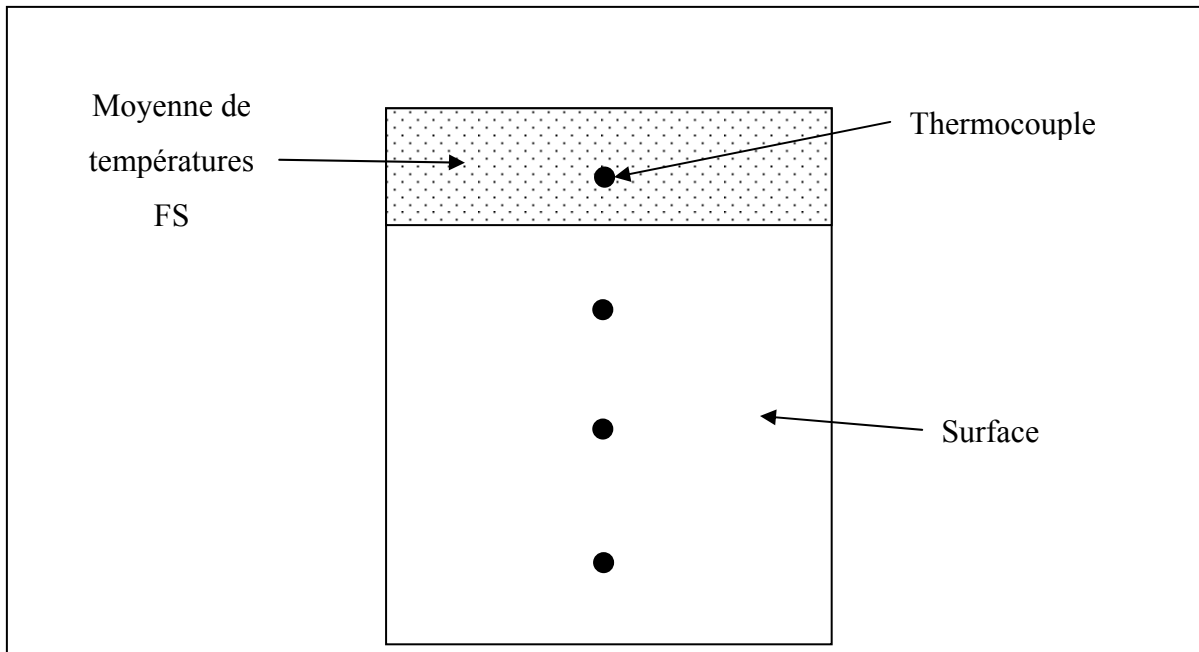


Figure 3-33 Moyenne de températures sur une surface dans FS

De cette manière, les effets mentionnés peuvent être éliminés, comme le montre les résultats du Tableau 3-6 en comparaison à la Figure 3-23 et la Figure 3-24.

### 3.3 Conclusions de la comparaison entre les résultats de FS et les données expérimentales

D'après les simulations réalisées à l'aide du logiciel FS, il est possible de constater que celles-ci reflètent généralement bien les données expérimentales. Cependant, les modèles employés par FS pour modéliser les écoulements, créant des phénomènes comme la recirculation (vortex) à la sortie de la conduite, viennent affecter négativement les résultats calculés par ce dernier par rapport aux données expérimentales (précisément pour les essais à faible débit, à 500°C). Il n'est pas possible d'empêcher les effets de vortex calculés par FS. Ces phénomènes ne semblent pas survenir en réalité.

De plus, il semble qu'il subsiste des phénomènes importants liés à l'écoulement interne dans la cheminée qui ne sont pas pris en considération dans les modèles par VF. Même en

disposant de propriétés du gaz de combustion jugées valides, il fallait ajuster les coefficients de convection sur la paroi interne pour aider au transfert de chaleur. L'écoulement interne en conduite est un sujet très connu et a été validé intensivement, et pourtant, les écarts entre les simulations numériques et les données expérimentales montrent que FS a de la difficulté à le modéliser. Cet écoulement est probablement spécial car le gaz de combustion projeté dans la cheminée est chauffé par une flamme. Dans FS, on modélise ce phénomène très complexe tout simplement en imposant un débit ayant une température à l'entrée de la conduite (on ne dispose pas d'autre choix dans FS).

Par contre, le logiciel FS est fermé, ajuster les coefficients de convection sur la paroi interne de la cheminée demeurerait une des seules options disponibles pour recalibrer les modèles, dans l'optique de respecter les conditions aux limites des montages physiques et les propriétés mesurées des matériaux.

Finalement, le Tableau 3-6 précédent montre que pour les modèles avec enclos, les températures moyennes des différentes parois et même de l'écoulement naturel dans l'enclos sont bien évaluées par rapport aux données expérimentales, particulièrement pour l'essai à 649°C (où il n'y a pas de vortex). Comme celles-ci sont essentielles à l'analyse quantitative autant que qualitative de l'écoulement naturel dans cette cavité, il est maintenant possible d'utiliser le logiciel FS à cet effet. Plus précisément, le but final est de développer une corrélation à l'aide des simulations numériques dans FS pour calculer les nombres de Nusselt dans l'enclos pour utilisation directe dans le modèle 1D.

## **CHAPITRE 4**

### **DÉVELOPPEMENT D'UNE CORRÉLATION POUR CALCULER LES NOMBRES DE NUSSELT DANS L'ENCLOS**

#### **4.1 Introduction**

Dans cette section, à l'aide de l'approche numérique MVF on tentera d'établir une corrélation liant les paramètres adimensionnels trouvés à la section 4.2 suivante au nombre de Nusselt. L'utilisation de la MVF permet en effet d'imposer au modèle différents débits et températures dans la conduite, et d'en faire varier infiniment les dimensions. De plus, la température et la quantité de chaleur échangée par convection peuvent être moyennées facilement sur chaque surface prise en compte, lorsque les modèles 3D ont été résolus.

Les méthodes numériques possèdent donc ces sérieux avantages comparativement aux essais physiques réels. Par contre, il faut être conscient que les modèles numériques sont simplifiés par rapport à la réalité, ce qui peut introduire des erreurs. D'un autre côté, des erreurs peuvent aussi se glisser lors de l'acquisition des données lors des essais expérimentaux physiques. Donc, l'approche numérique peut être tout aussi valable si elle est bien effectuée.

Aussi, les données fournies par les méthodes numériques sont directement exploitables informatiquement, suite à la résolution des modèles. Des routines en programmation Matlab sont développées pour le traitement des données. De plus, elles permettent de produire des graphiques des résultats et d'effectuer des régressions automatiquement.

Dans ce chapitre, il sera question de montrer comment les données provenant des simulations numériques seront analysées et interprétées afin de résoudre le problème du calcul du nombre de Nusselt dans l'enclos.

## 4.2 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle permet, entre autres, de générer des paramètres adimensionnels desquels un problème dépend. Par la suite, dans les sections subséquentes, ces paramètres serviront spécifiquement à caractériser l'écoulement, autant qualitativement que quantitativement, par le biais du développement d'une corrélation.

Afin de réaliser l'analyse dimensionnelle, les étapes qui sont suivies ici sont systématiquement décrites dans le livre par Çengel et Cimbala [28]. Les détails complets de cette analyse sont présentés à l'ANNEXE XI. Finalement, on obtient que le nombre de Nusselt dépend des nombres adimensionnels suivants :

$$Nu = f\left(Ra, Pr, \frac{H}{D}, \frac{W}{D}\right) \quad (4.1)$$

Où  $Ra$  est le nombre de Rayleigh,  $Pr$  est le nombre de Prandtl,  $H/D$  et  $W/D$  sont des ratios des dimensions du montage selon la Figure 4-2.

### 4.2.1 Définition du nombre de Rayleigh utilisé

Le nombre de Rayleigh se définit généralement par la formule suivante :

$$Ra_x = \frac{\beta g (T_c - T_f) x^3}{\alpha \nu} \quad (4.2)$$

Où  $\beta = 1/\left(\frac{T_c + T_f}{2}\right)$  [ $K^{-1}$ ],  $T_c$  est la température chaude,  $T_f$  est la température froide,  $\alpha$  et  $\nu$  sont des propriétés du fluide,  $g$  la gravité terrestre ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) et où  $x$  est la distance [ $m$ ] entre la paroi extérieure de la conduite cylindrique et la paroi intérieure de l'enclos.

En fait, selon le présent contexte, la longueur de  $x$  est variable selon l'angle  $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ .

La Figure 4-1 montre une vue de coupe du dessus du montage pour illustrer la distance  $x$  :

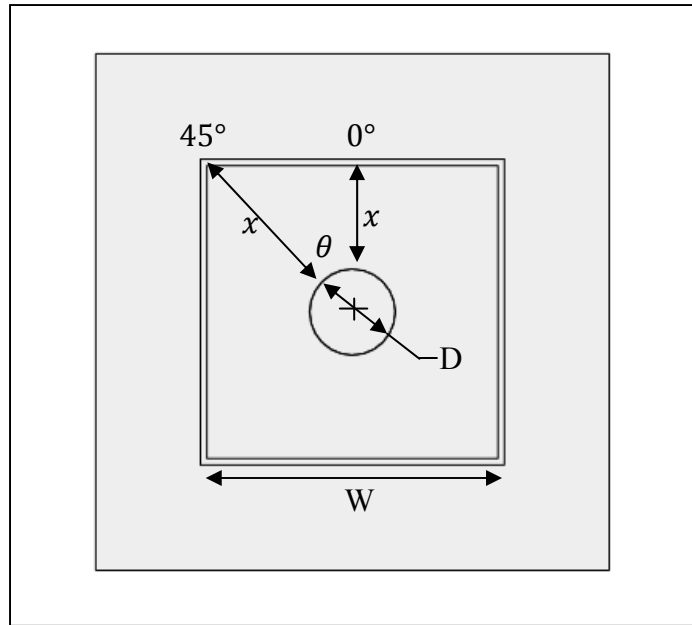


Figure 4-1 Distance du cylindre jusqu'à la paroi rectangulaire

Il est choisi que pour caractériser l'écoulement, on prendra la distance  $x$  à  $0^\circ$ . Par la suite, on nommera cette distance par la variable  $L$ . Donc, la formule (4.2) précédente s'écrira (identique pour le nombre de Nusselt,  $Nu$  devient  $Nu_L$ ) :

$$Ra_L = \frac{\beta g (T_c - T_f) L^3}{\alpha \nu} \quad (4.3)$$

### 4.3 Le modèle utilisé pour faire les essais expérimentaux numériques

Il s'agit ici d'utiliser un modèle simple, composé d'une seule pièce, qui forme la conduite et l'enclos (voir la Figure 4-2 suivante) :

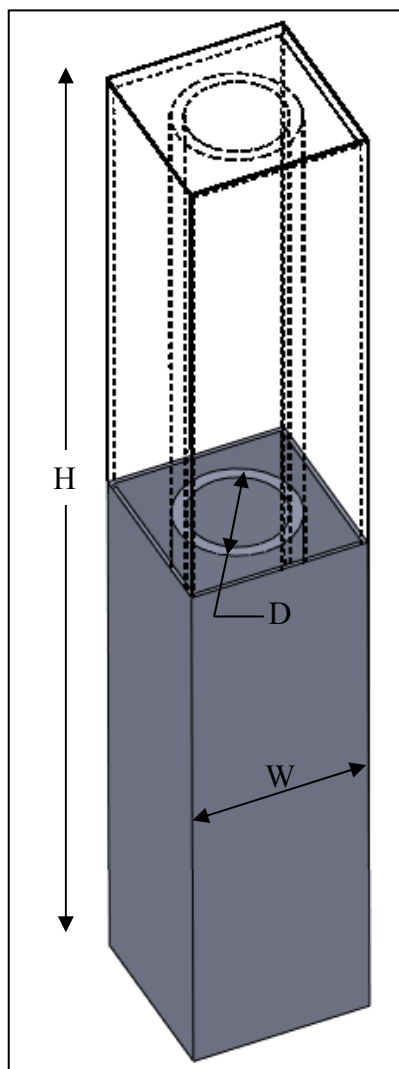


Figure 4-2 Modèle 3D pour effectuer l'analyse de l'écoulement naturel

Les paramètres gardés constants sont présentés dans le Tableau 4-1 suivant :

Tableau 4-1 Paramètres fixes du modèle pour développer l'équation

Description	Dimension ou commentaire
Gravité terrestre	9.81 m/s <sup>2</sup>
Fluide dans la conduite	air
Fluide dans l'enclos	air
Fluide à l'extérieur de l'enclos	air

Description	Dimension ou commentaire
Humidité	Aucune
Radiation	Pour certaines simulations, la radiation est ajoutée pour créer d'autres différences de températures entre la paroi de la conduite et celle de l'enclos; ces simulations sont évidemment plus longues à résoudre.
Conductivité thermique de tous les matériaux	60.5 W/m*K
Rugosité	Aucune
Température ambiante	22 °C
Pression atmosphérique	101 325 Pa
Type d'écoulement dans la conduite	Forcé, pleinement développé
Conduite	Verticale en tout temps
Épaisseur de la paroi de l'enclos	3/8 po
Épaisseur de la paroi de la conduite	1 po
Écoulements pris en considération	Laminaire et turbulent
Paramètres de turbulence	(valeurs par défaut)

Les plages des paramètres géométriques qui varieront pour les différents essais sont définies selon les besoins de l'entreprise ICC et sont présentées dans le Tableau 4-2 suivant (toujours en référence avec la Figure 4-2) :

Tableau 4-2 Paramètres variables du modèle

Paramètre	Plage [po]
D	$3 \leq D \leq 24$
W	$5 \leq W \leq 48$
H	$48 \leq H \leq 96$



Ces bornes ont été fixées spécifiquement pour effectuer l'analyse de l'écoulement naturel dans la cavité pour les dimensions réelles d'un bon nombre de cheminées industrielles fabriquées par ICC ainsi que leurs installations respectives dans les bâtiments. Par le fait même, il est possible de définir les bornes minimales et maximales des paramètres H/D et W/D (Tableau 4-3) :

Tableau 4-3 Plages minimales et maximales des paramètres adimensionnels

Paramètre	Plage
H/D	$2 \leq H/D \leq 32$
W/D	$1.1 \leq W/D \leq 9$

Le Tableau 4-3 est utile pour répartir les essais le plus équitablement pour couvrir au maximum ces deux plages de valeurs. Ceci est souhaitable afin de rendre la (ou les) corrélation qui sera développée la plus générale possible afin de faire face à plusieurs scénarios. Il est à noter que les dimensions W et D formant le paramètre W/D sont liées ensembles, puisque physiquement, W ne peut pas être plus petit que D; en réalité, derrière ce paramètre se cache la plage  $1'' \leq \frac{W-D}{2} \leq 12''$ , concrètement utile pour les essais des cheminées industrielles.

#### 4.3.1 Les conditions aux limites pouvant être imposées

Afin de recueillir différentes données pour des paramètres H/D et W/D semblables, pour représenter le plus de cas différents, il est possible de faire varier les conditions aux limites du modèle virtuel. La Figure 4-3 suivante montre une vue de coupe du modèle ainsi que l'identification des différentes surfaces par des numéros. Il est à noter que les numéros 2 et 6 font référence autant aux surfaces du bas que du haut, et que les numéros 3 et 4 identifient 4 surfaces des parois intérieures et extérieures respectivement :

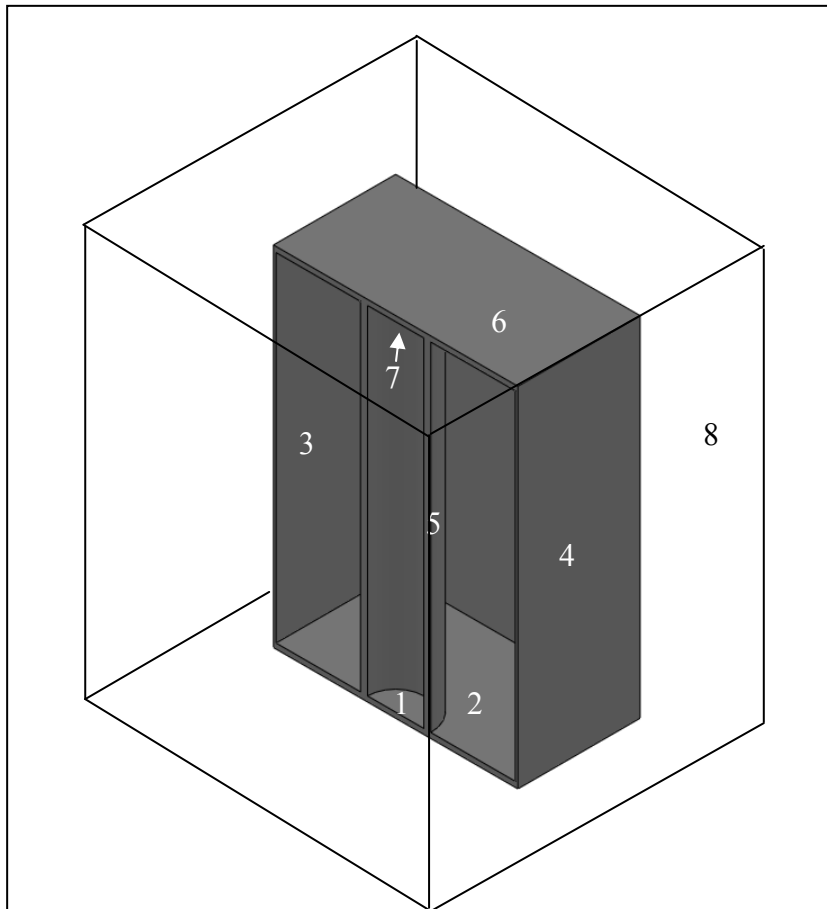


Figure 4-3 Numérotation des surfaces de l'enclos pour l'imposition des conditions aux limites

Donc, les différentes combinaisons des conditions aux limites permettent de recréer des conditions relativement similaires à celles rencontrées pratiquement pour les montages physiques, ce qui permet d'obtenir des nombres de Rayleigh et Nusselt différents. Le Tableau 4-5 montre les principales combinaisons qui peuvent être utilisées, bien qu'il soit possible d'une infinité de combinaisons.

Le modèle solide est en fait entouré d'un volume d'air ambiant, dont sa dimension est fixée par l'utilisateur. Dans tous les cas, ce volume, sur ses six côtés, a les conditions aux limites suivantes (Tableau 4-4) :

Tableau 4-4 Conditions aux limites du volume d'air ambiant

Numéro des surfaces	Condition aux limites
8	Pression ambiante : 101 325 Pa Température ambiante : 20.05°C

De plus, la température initiale des solides est fixée à la valeur de la température ambiante.

Tableau 4-5 Combinaisons des conditions aux limites

# Combinaison	Numéro(s) de la (des) surface(s)	Condition aux limites
A	1	Température et débit d'air
	2, 3, 4, 5 et 6	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	7	Pression atmosphérique
B	1	Température et débit d'air
	2	adiabatique
	3, 4, 5 et 6	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	7	Pression atmosphérique
C	1	Température et débit d'air
	2, 3, 5, 6	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	4	Radiation vers environnement, $\epsilon=1$
	7	Pression atmosphérique
D	1	Température et débit d'air
	2 et 6	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	3 et 4	Radiation, $\epsilon=1$
	5	Radiation, $\epsilon=0.25$
	7	Pression atmosphérique

# Combinaison	Numéro(s) de la (des) surface(s)	Condition aux limites
E	1	Température et débit d'air
	2	adiabatique
	3 et 4	Radiation, $\epsilon=1$
	5	Radiation, $\epsilon=0.25$
	6	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	7	Pression atmosphérique
F	1 et 7	Aucune, couplage fluide-solide automatique
	2,4 et 6	adiabatique
	3 et 5	Températures différentes imposées

Toujours en lien avec le Tableau 4-5, pour la surface # 1, les températures imposées varient entre 50°C et 1200°C (majoritairement fixées à 100°C, 600°C et 1200°C). De plus, pour la majeure partie des essais, le débit est fixé à 200 CFM.

La combinaison # F ne représente pas les conditions réelles d'opération du présent montage physique car les températures ne sont pas les mêmes dans le bas et le haut de l'enclos. Pour cette raison, cette combinaison ne sera pas effectuée. Cependant, il est à noter que les auteurs qui ont étudié les cavités rectangulaires (tels que Batchelor [1], De Vahl Davis [7], Yin et al. [8] et Eckert et Carlson [29]) se sont servi de ce type de conditions aux limites pour développer leur équations.

De plus, la Figure 4-4 montre que d'isoler thermiquement ou non les planchers ne produit pas un impact significatif sur la répartition des températures à l'intérieur de l'enclos. Il s'agit de deux essais qui ont le même débit, la même température à l'entrée de la conduite et les mêmes paramètres D, W, et H. Les combinaisons des conditions aux limites A et B sont montrés sur le graphique du haut et du bas respectivement :

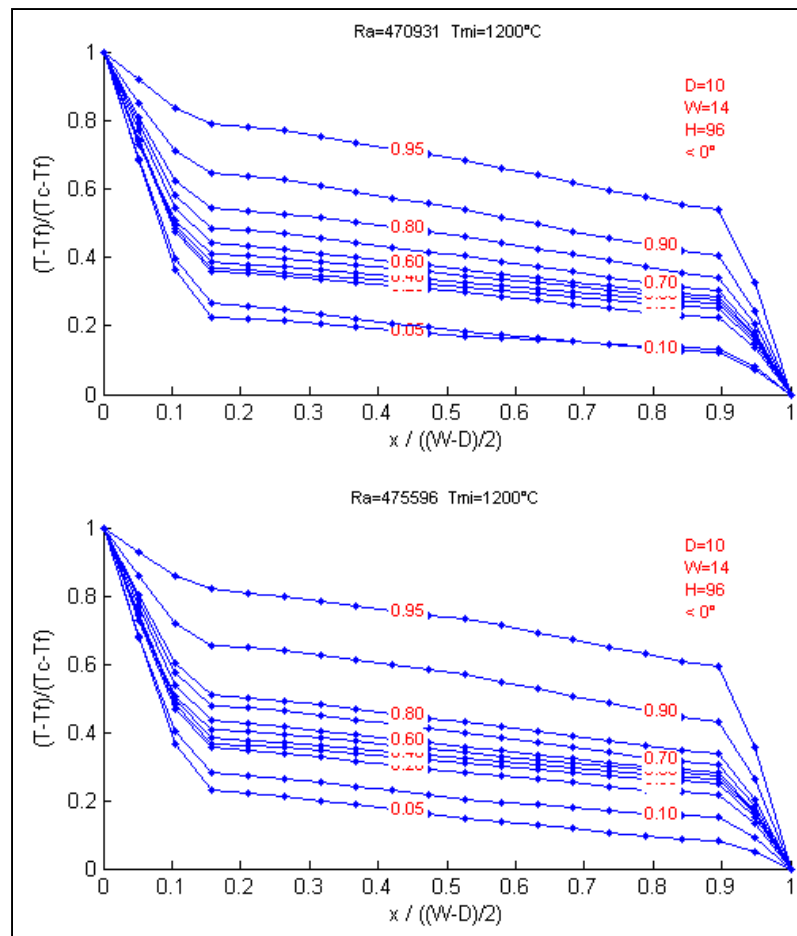


Figure 4-4 Courbes de températures - comparaison entre planchers isolés ou non

Où  $T_f$  est la température froide,  $T_c$  est la température chaude et  $T$  est la température à une coordonnée géométrique précise (Ces types de graphiques sont abordés plus en détails à la section 4.4).

La possibilité d'isoler les planchers a été testée puisque les auteurs précédemment évoqués isolent dans leurs montages expérimentaux ou supposent que ces parois horizontales sont adiabatiques.

### 4.3.2 Étude de convergence du maillage

Afin d'assurer la validité des essais expérimentaux numériques, il faut que le maillage soit suffisamment fin pour capter tous les détails de la géométrie du modèle et de l'écoulement. À cet effet, une étude de la convergence du maillage est effectuée. Les quatre différents maillages qui sont utilisés pour cette étude sont présentés ci-après sur la Figure 4-5 :

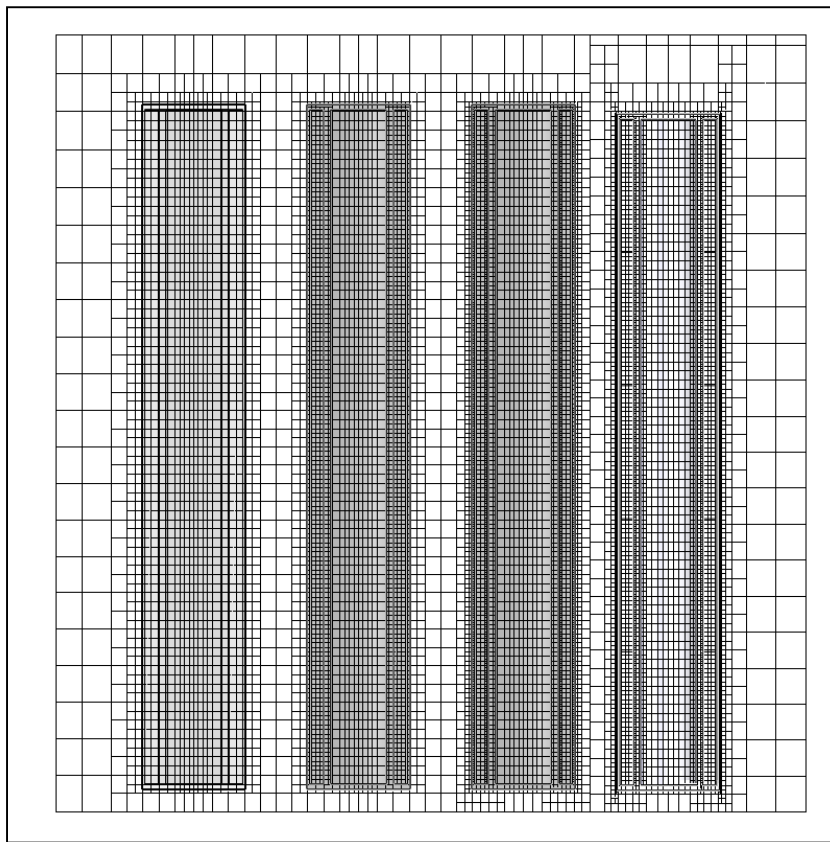


Figure 4-5 Vue de coupe sur le modèle pour afficher les maillages étudiés

Les dimensions et les conditions aux limites imposées aux modèles sont telles que le Tableau 4-6 suivant les présente :

Tableau 4-6 Paramètres fixés pour la convergence du maillage

Identification du paramètre	Dimension
Largeur	14 [po]
Hauteur	96 [po]
Diamètre intérieur de la conduite	8 [po]
Diamètre extérieur de la conduite	10 [po]
Épaisseur les parois de l'enclos	3/8 [po]
Débit à l'entrée de la conduite	100 [CFM]
Température à l'entrée de la conduite	100 [°C]
Pression à la sortie de la conduite	101 325 [Pa]
Conductivité thermique du modèle	60.5 [W/m*K]
Température ambiante	22 [°C]

L'étude de convergence s'effectue donc pour ces quatre maillages en regardant certains points de comparaison présentés au Tableau 4-7. Ces quelques paramètres ont été sélectionnés puisqu'ils sont importants pour le développement et la validation de la corrélation qui sera développée. Le Tableau 4-7 présente les résultats d'importance :

Tableau 4-7 Résultats de la convergence du maillage

Identification du paramètre	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Cellules fluides	17 704	39 164	269 448	384 388
Cellules partielles	16 236	45 736	32 948	163 728
Cellules solides	0	7 056	218 800	45 310
Temps de résolution	0h 4m 40s	0h 17m 29s	1h 57m 23s	1h 34m 21s
Température moyenne sur la paroi de la conduite	347.436	345.13	344.804	345.484
Température moyenne sur la paroi intérieure de l'enclos	317.480	319.095	318.128	318.443

Identification du paramètre	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Quantité de chaleur moyenne perdue sur la paroi de la conduite	100.1	115.568	122.627	121.124
Quantité de chaleur moyenne gagnée sur la paroi interne de l'enclos	-98.9485	-114.798	-122.896	-120.866
Température à la sortie de la conduite	367.84	367.943	367.710	367.847

Toujours en référence avec le Tableau 4-7 précédent, les différentes températures obtenues semblent se situer dans les mêmes plages pour ces quatre essais. Par contre, la quantité de chaleur varie d'une manière significative pour les trois premiers essais; elle se stabilise ensuite à l'essai 4. Proprement expliqué, on souhaite que les solutions obtenues par simulations numériques (par rapport aux points de comparaison définis) soient indépendantes du maillage. Donc, un maillage ayant un nombre de cellules supérieur ou égal à l'essai # 3 semble un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul, en supposant que plus le maillage est raffiné, plus les résultats devraient se rapprocher d'une solution exacte. Puisque des centaines de simulations seront effectuées, un temps de calcul autour d'une heure et demie est raisonnable.

En fait, les différents maillages sont obtenus dans FS en imposant des paramètres de raffinement le long des parois et de la conduite; si la géométrie varie (ce sera le cas) le maillage se raffine plus ou moins pour en capter les détails.

En tout temps, les calculs qui sont effectués avec FS sont exécutés sur un ordinateur 64 bits avec 8 GO de ram. On dispose de 4 processeurs, ce qui permet de résoudre jusqu'à 4 modèles en même temps. Malheureusement, FS n'a pas été conçu pour la résolution des modèles en parallèle.



#### 4.4 Caractérisation de la dynamique des écoulements naturels dans la cavité

Afin de caractériser la dynamique des différents écoulements naturels survenant dans la cavité, on adopte une approche basée sur les travaux des auteurs Ganguli et al. [2], De Vahl Davis [7], Yin et al. [8], MacGregor et Emery [19] et Eckert et Carlson [29]. Il s'agit en fait de recueillir des températures à des endroits stratégiques dans l'enclos afin de créer un portrait global pour les écoulements de chacune des simulations. Ensuite, ces distributions de températures tracées en fonction des dimensions des modèles permettent de classer les différents écoulements selon des régimes. Dans le but de développer une corrélation pour ces écoulements, les fins de cette démarche sont d'être en mesure d'évaluer s'il est préférable de construire une corrélation pour une/des plages de régimes en particulier, ou s'il semble qu'une seule corrélation puisse suffire à couvrir la dynamique des écoulements pour tous les essais.

Premièrement, à l'aide du logiciel FS, des lignes sont tracées à un angle de  $0^\circ$ ; il s'agit d'un choix, puisqu'au départ, les nombres de Rayleigh ont été évalués selon la distance  $x$  à  $0^\circ$ . Les données à  $45^\circ$  auraient tout aussi pu être prises en considération. Pour chaque montage, ces lignes sont placées à des hauteurs de  $z/H = 0.05, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$  et  $0.95$ , selon la Figure 4-6 suivante :

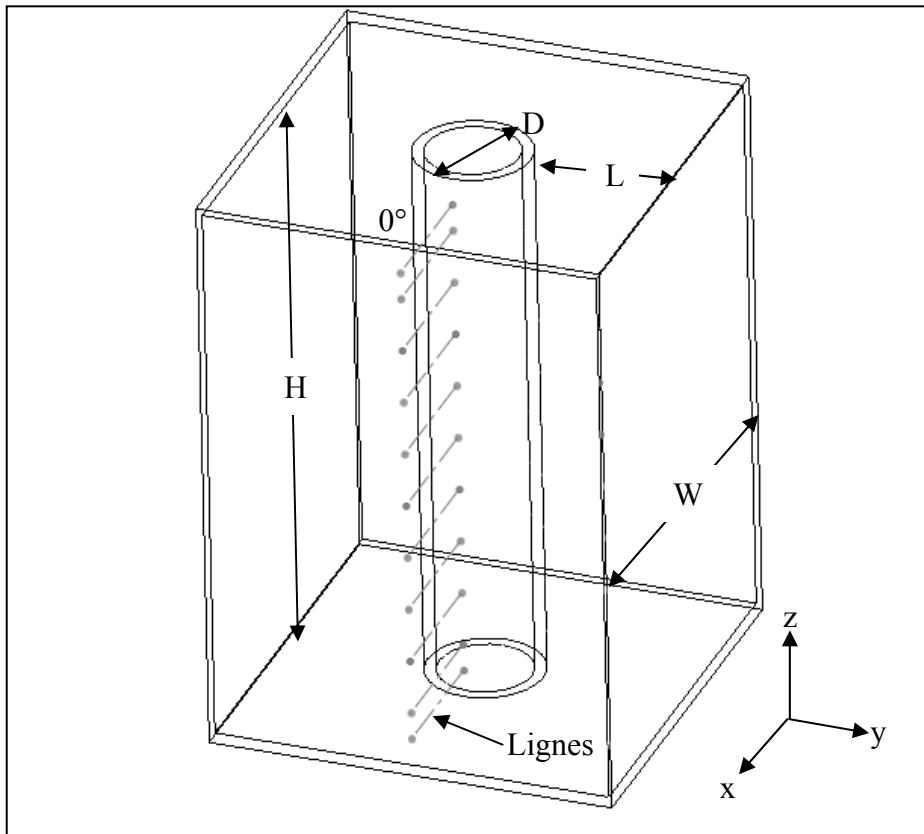


Figure 4-6 Lignes servant à capter les températures dans l'enclos

Les lignes selon  $x/L$  sont divisées en 20 segments égaux, donc elles recueillent une température à tous les  $L/20$ , suite à la résolution des modèles.

Selon Yin et al. [8] et Eckert et Carlson [29], il existe trois types de régimes, soit le régime de conduction, le régime transitoire et le régime couche limite. Par contre, MacGregor et Emery [19] en dénombrent cinq : le régime conduction, le régime asymptotique (la transition entre la conduction et le régime couche limite laminaire), le régime couche limite laminaire, le régime couche limite transitoire et le régime couche limite turbulent. Cette dernière description, plus complète, sera prise en considération pour qualifier l'écoulement. La Figure 4-7 montre des résultats spécifiquement sélectionnés pour montrer le régime asymptotique, laminaire et «turbulent». Il est montré, plus loin dans cette section, qu'il ne s'agit pas exactement du régime turbulent, il est plutôt question d'un régime transitoire entre le laminaire et turbulent, c'est pourquoi on utilisera les crochets «» autour du mot turbulent, ce

qui donne la notation «turbulent». Les chiffres placés sur les courbes indiquent les hauteurs  $z/H$ , car dans certains cas, une ligne à  $z/H$  élevé peut avoir une température basse, et vice-versa. De plus, les titres de ces graphiques indiquent le nombre de Rayleigh (Ra) et la température à l'entrée du montage ( $T_{mi}$ , voir Figure 4-3 surface # 1, les débits étant toujours de 200 CFM).

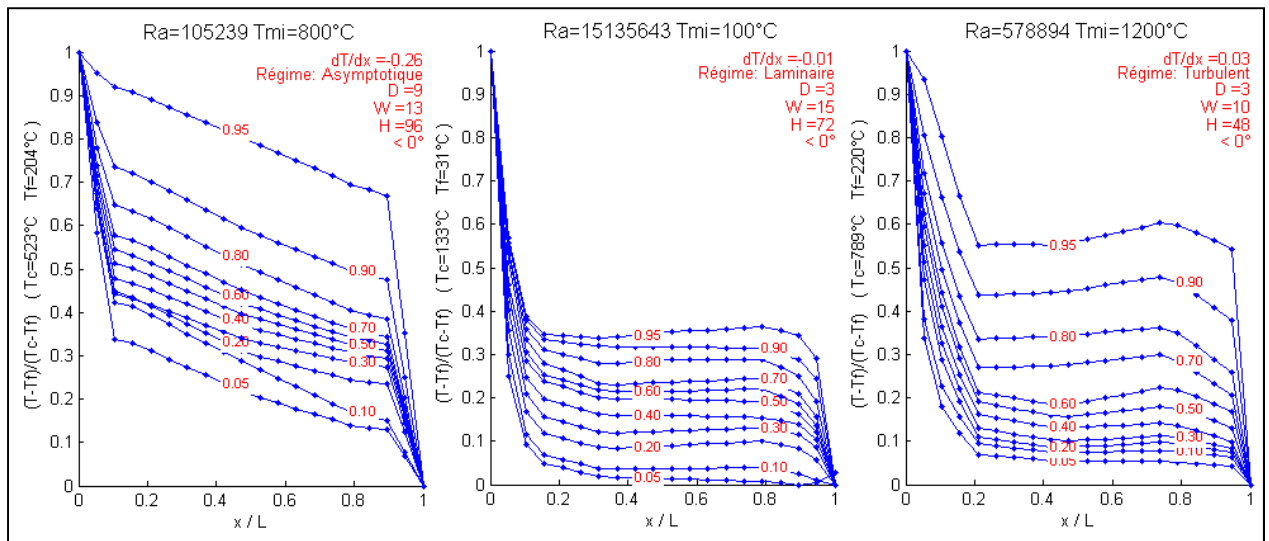


Figure 4-7 Courbes de températures - répartition des températures pour des essais spécialement sélectionnés

Afin de différencier les régimes entre eux, on les évalue en les quantifiant comme les auteurs précédemment mentionnés dans cette section le font :

- Régime de conduction : une pente autour de  $dT/dx \approx -1$ .
- Le régime asymptotique : une pente autour de  $-1 \lesssim dT/dx \lesssim 0$ . Cette zone est en effet caractérisée par une distribution de températures symétrique, d'où son nom donné par Batchelor [1].
- Le régime laminaire (couche limite) : une pente autour de  $dT/dx \approx 0$ .

D'après la Figure 4-7, pour les régimes laminaires et «turbulents», on remarque que la couche de convection est plus forte du côté chaud (à  $x/L=0$ ) que du froid (à  $x/L=1$ ). Pour les trois essais, on remarque aussi que les pentes des courbes entre  $0.2 \lesssim x/L \lesssim 0.8$  pour les

différentes hauteurs  $z/H$  sont plutôt constantes. Ceci témoigne que les cœurs des écoulements sont plutôt stagnants et la chaleur les traverse essentiellement par conduction (ces comportements ont aussi pu être remarqués pour d'autres essais qui ne sont pas montrés ici). Ceci est en accord avec ce que mentionne les auteurs mentionne De Vahl Davis [7] et Yin et al. [8]. Ce phénomène est encore plus évident à haut rapport  $W/D$  ( $W/D \gtrsim 2$ ). Évidemment, ceci survient puisque les forces d'Archimède sont très fortes et concentrées près des parois, d'où elles puisent leur force dues à la variation de la masse volumique du fluide.

Par conséquent, pour tenir compte des effets de convection près des parois et de conduction au cœur de l'écoulement, tel que le montre la Figure 4-8 suivante, le coefficient de convection moyen dans l'enclos est basé sur le transfert de chaleur survenant par convection entre la paroi chaude de la conduite cylindrique et les parois froides de l'enclos :

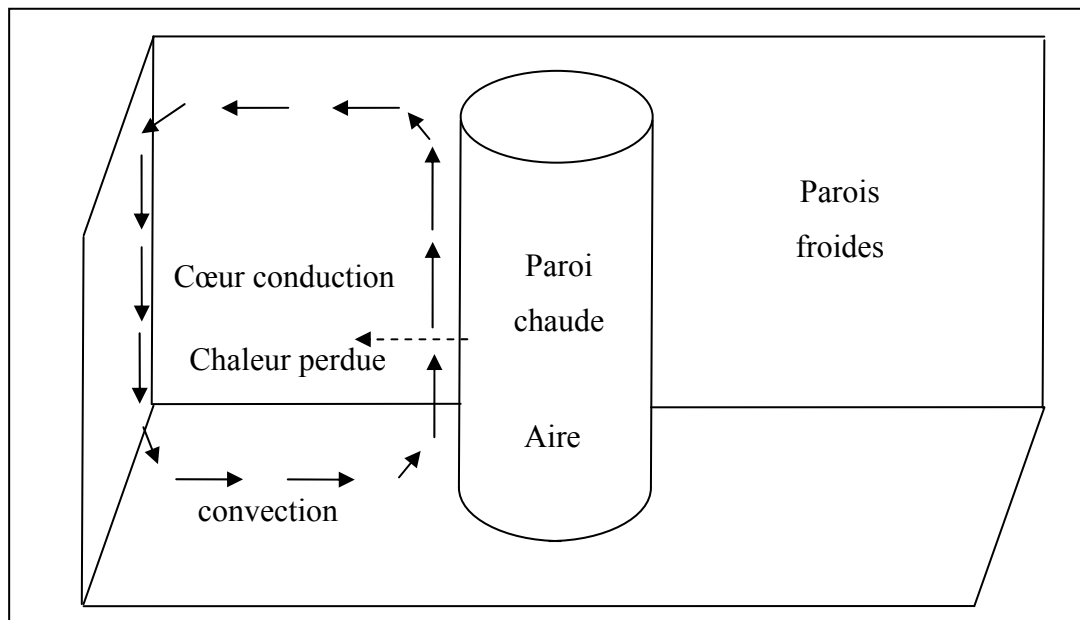


Figure 4-8 Esquisse de l'écoulement dans l'enclos

Le coefficient de convection se calcule avec la formule suivante :

$$h = \frac{q_{convection}}{A \cdot \Delta T} \quad (4.4)$$

L'aire prise en considération ici est celle du cylindre vertical.

Comme il y a beaucoup de graphiques à analyser, il est choisi d'appliquer systématiquement les conditions définissant les plages définies pour qualifier les types d'écoulements dans une routine Matlab, et de les départager automatiquement. Les auteurs Yin et al. [8] suggèrent d'observer la pente de la courbe au milieu de la cavité, c'est-à-dire à  $H/2$ . C'est ce qui sera employé comme méthode.

Pour résumer schématiquement, les différents types de profils de températures peuvent être représentés par la Figure 4-9 suivante (inspiré de MacGregor et Emery [19]) :

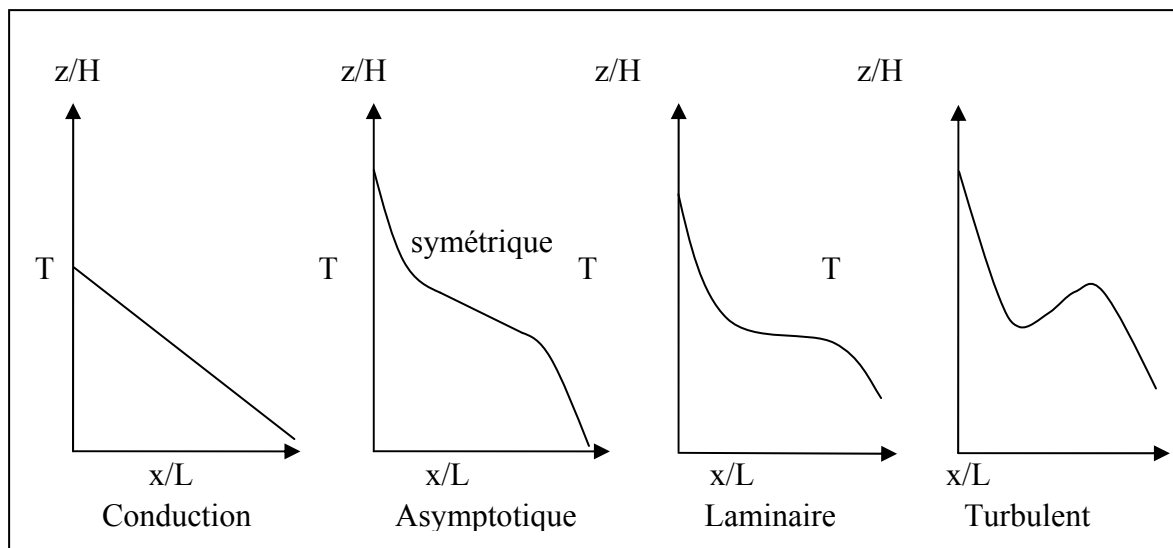


Figure 4-9 Régimes possibles déterminés par les courbes de températures

Dans plusieurs cas, la marge entre deux régimes est très mince, particulièrement pour le régime asymptotique et pour le régime couche limite laminaire, comme peut en témoigner la Figure 4-10 suivante ( $dT/dx \approx 0$ ) :

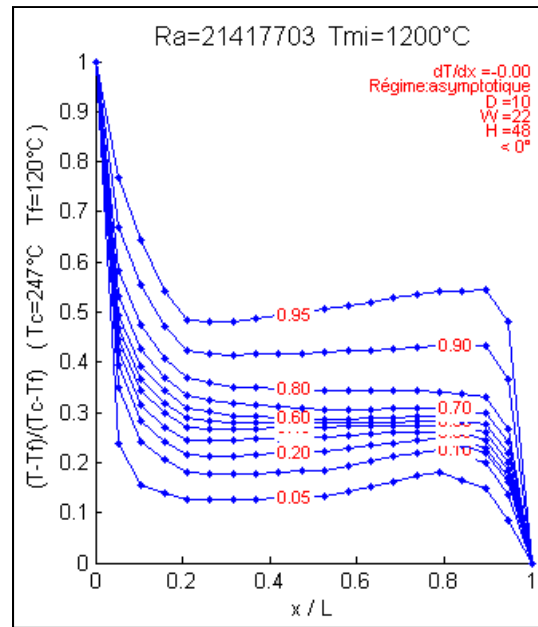


Figure 4-10 Courbes de températures - régime asymptotique

En observant ce graphique (Figure 4-10), selon les conditions décrites à la page 135 du présent document, l'écoulement serait classé dans le régime asymptotique. Cependant, à l'œil, on peut dire que l'écoulement semble plus dans le régime couche limite laminaire que le régime asymptotique. Par conséquent, on définit les bornes suivantes, qui seront employées par la routine Matlab pour classer automatiquement les régimes :

- Régime de conduction : une pente de  $dT/dx \leq -0.9$ .
- Le régime asymptotique : une pente de  $-0.9 < dT/dx \leq -0.025$ .
- Le régime laminaire : une pente de  $-0.025 < dT/dx \leq 0.025$ .
- le régime transitoire : ne sera pris en considération sur les graphiques.
- Le régime turbulent : une pente de  $dT/dx > 0.025$ .

Il a été décidé de fixer la limite entre le régime conduction et asymptotique à -0.9, puisque le régime de conduction doit se situer autour de -1, et de fixer le régime laminaire entre -0.025 et 0.025 puisque ce dernier doit se situer autour de 0. Plusieurs graphiques ont tout de même été observés à l'œil et il semble que dans tous les cas, ils aient bien été classés, donc cette méthode automatique semble appropriée.

Suite au classement de chaque écoulement, il est possible de tracer les différents régimes sur un même graphique. Le but est de pouvoir prévoir, selon les paramètres  $H/D$ ,  $W/D$  et  $Ra$ , le régime dans lequel un essai devrait se trouver. Tel que le montre la Figure 4-11, la méthode consiste à tracer une ligne qui sépare le mieux possible les données des différents régimes. Même avec les nombreux essais effectués, il y a certaines plages de  $Ra$ , de  $H/D$  et de  $W/D$  qui ne sont pas couvertes. Pour ces régions, les lignes doivent donc être tracées approximativement :

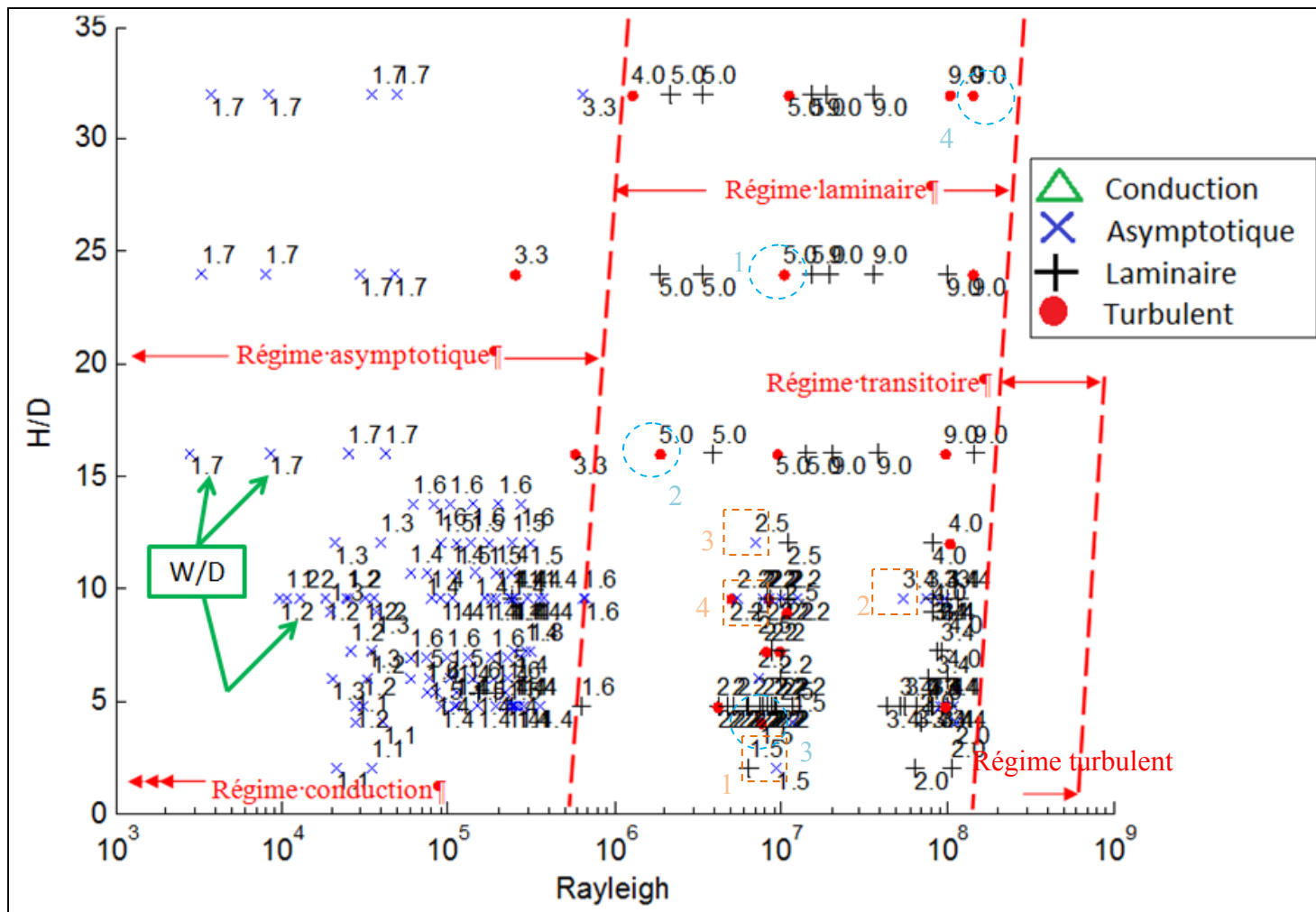


Figure 4-11 Classification des régimes en fonction des paramètres  $H/D$ ,  $W/D$  et  $Ra$

Comme il y a plusieurs paramètres à présenter sur un même graphique, la méthode trouvée a été de faire le graphique de  $H/D$  en fonction de  $Ra$ , et d'afficher les nombres près des pointeurs ( $\circ$ ,  $\times$ ,  $+$  et  $\Delta$ ) indiquant les rapports  $W/D$  (un graphique en 3D avec les axes  $H/D$ ,  $W/D$  et  $Ra$  se visualise plutôt mal et il aurait fallu tracer des plans pour séparer les régimes plutôt que des lignes).

En premier lieu, on remarque qu'il n'y a aucun pointeur ( $\Delta$ ). Donc, pour les essais effectués, pour une plage d'environ  $10^3$  à  $10^8$  Rayleigh, aucun d'entre eux se trouvent dans le régime conduction. Ceci était prévisible puisque contrairement aux auteurs cités dans ce chapitre, les essais actuels font intervenir de très grands  $\Delta T$  entre la paroi froide et chaude, ce qui garanti



en quelque sorte, d'obtenir en tout temps une convection du fluide plus ou moins forte. En fait, les essais sont effectués pour une plage de  $\Delta T$  de 14°C à 869°C, avec une moyenne de 203°C.

Bien entendu, si le cas de conduction survient, le nombre de Nusselt est équivalent à l'unité et aucune corrélation n'est donc nécessaire pour calculer le transfert de chaleur dans ce régime. La formule suivante peut tout simplement être appliquée :

$$Nu_L = 1 = \frac{hL}{k} \quad \rightarrow \quad h = \frac{k}{L} \quad (\text{régime conduction}) \quad (4.5)$$

Toujours selon la Figure 4-11, il est possible de remarquer qu'à certains endroits des pointeurs représentant des régimes différents se chevauchent. En effet, quelques essais classés «turbulents» et asymptotiques se retrouvent dans la zone laminaire. Les courbes de températures de quatre des essais «turbulents», choisis au hasard, encerclés en pointillés sur cette figure, sont présentées sur la suivante Figure 4-12 suivante :

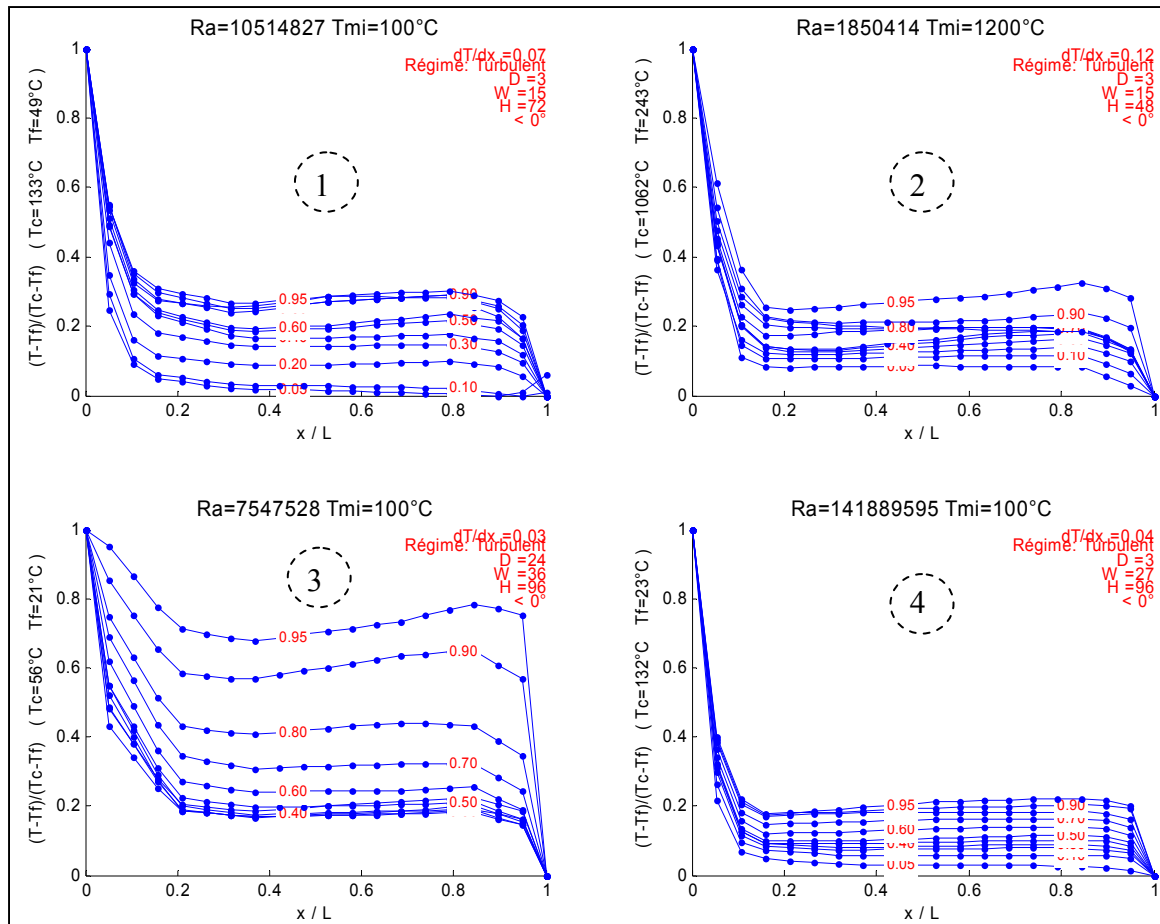


Figure 4-12 Courbes de températures - essais classés turbulents dans la zone laminaire

Il n'est pas possible de mentionner que les essais classés «turbulent» dans le régime laminaire suivent une logique en ce qui a trait aux paramètres  $W/D$  ou  $H/D$ . Cependant, on remarque que les pentes des courbes, selon la Figure 4-12, pour 3 cas sur 4, sont près de la plage laminaire fixée précédemment. De plus, la majorité des essais observés qui ont été classés «turbulents» ont une température imposée à l'entrée de la conduite à  $100^\circ\text{C}$ . De plus, les courbes du milieu (près de  $z/H=0.5$ ) ne présentent pas le comportement schématisé à la Figure 4-9 (schéma à l'extrême droite). Ces affirmations montrent qu'il ne s'agit pas réellement du régime turbulent, mais bien plus du régime laminaire.

De plus, il y a aussi des essais classés asymptotiques dans la zone laminaire; quatre de ces essais choisis au hasard et encadrés en pointillé sur la Figure 4-11 sont montrés sur la Figure 4-13 suivante :

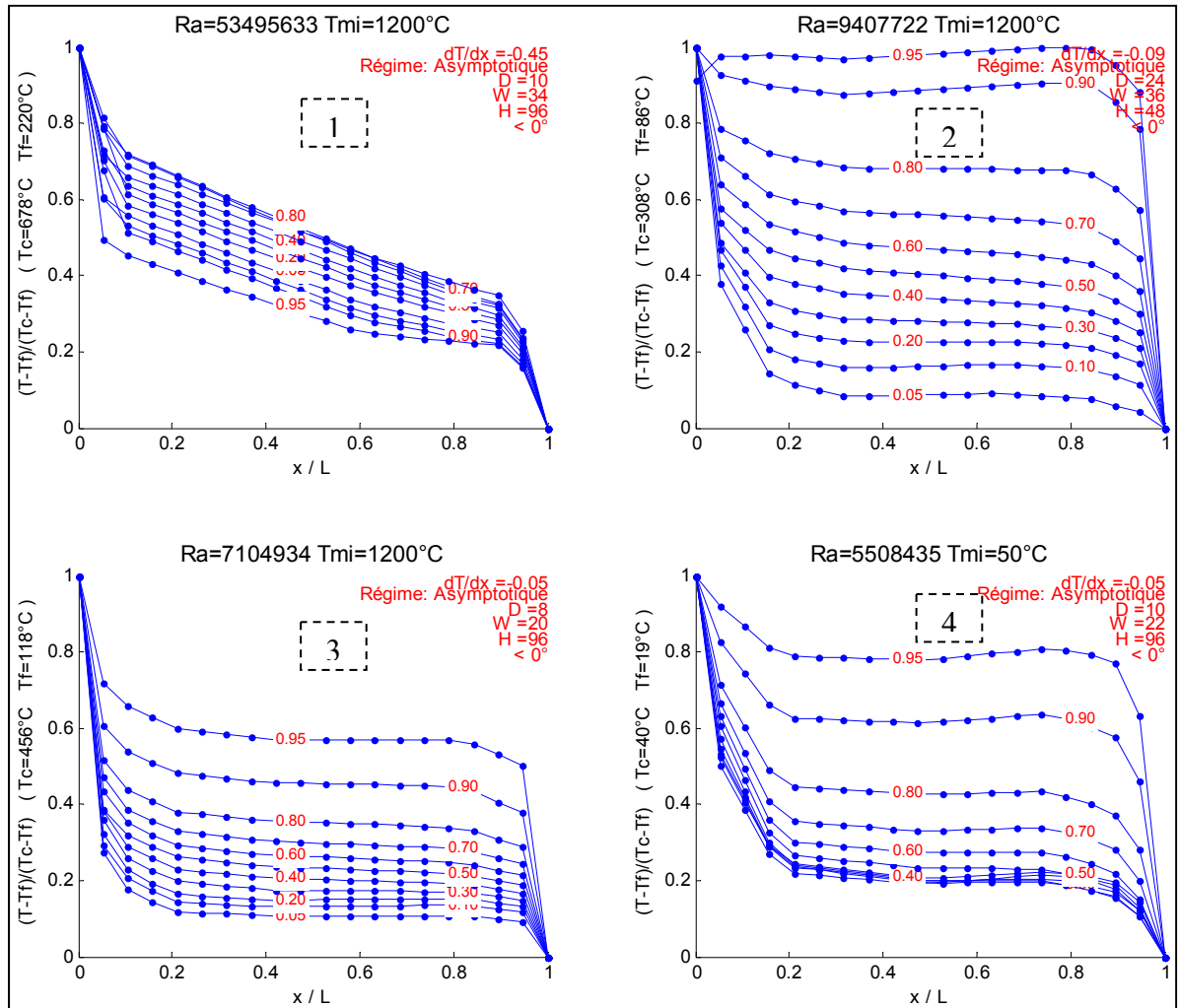


Figure 4-13 Courbes de températures - essais classés asymptotiques dans la zone laminaire

Encore une fois, pour trois essais sur quatre, les régimes sont très près de la plage laminaire fixée précédemment. Si on élargie légèrement la plage laminaire (fixée à  $-0.025 < dT/dx < 0.025$ ) pour permettre de classer correctement les essais qui devraient se trouver dans cette zone, on se retrouvera avec des essais classés laminares dans la zone asymptotique, ce qui n'est pas mieux.

Donc, les plages fixées semblent appropriées même si quelques essais se retrouvent mélangés. On sait que pour la majeure partie de ces essais mêlés sont effectivement dans la bonne zone de régime. Ceci confirme aussi que la ligne tracée à la Figure 4-11 pour séparer les régimes asymptotiques et laminaires n'est pas trop loin de la réalité. Finalement, il est à rappeler que la Figure 4-11 a pour but de dresser un portrait global des écoulements et non de réussir à être très spécifique pour chaque essai.

Le Tableau 4-8 suivant résume les plages des paramètres en fonction des régimes :

Tableau 4-8 Résumé des plages  $H/D$ ,  $W/D$  et  $Ra$  pour les trois régimes d'écoulement

Régime	$H/D$	$W/D$	$Ra$
Conduction	?	?	$0 < Ra < 10^3$
Asymptotique	$2 \lesssim H/D \lesssim 32$	$1.2 \lesssim W/D \lesssim 1.7$	$10^3 \lesssim Ra \lesssim 10^{5.5}$
Laminaire	$2 \lesssim H/D \lesssim 32$	$1.5 \lesssim W/D \lesssim 9.0$	$10^{5.5} \lesssim Ra \lesssim 10^8$
Transitoire	?	?	$10^8 \lesssim Ra \lesssim 10^9$
Turbulent	?	?	$10^9 \lesssim Ra$

Même si le montage géométrique n'est pas le même, on compare les valeurs des nombres de Rayleigh que d'autres auteurs ont trouvés pour séparer les types de régimes. Il est possible de mentionner que selon les auteurs, le régime de conduction devrait se trouver autour de  $Ra \approx 3000$ , prédit par De Vahl Davis [7], et autour de  $Ra \approx 1000$ , prédit par MacGregor et Emery [19]. On peut seulement affirmer ici que le régime conduction doit nécessairement se trouver en dessous de  $10^3$  Rayleigh.

Par contre, la fin du régime asymptotique prédit par De Vahl Davis [7] se situe autour de 35000 Rayleigh, ce qui est aussi supporté par MacGregor et Emery [19] qui définissent plutôt 30000 Rayleigh. Ici, on trouve approximativement  $10^{5.5}$ , ce qui est approximativement 10 fois plus élevé. En fait, par manque de données entre les zones asymptotique et laminaire, les lignes délimitant les différents régimes ont été tracées approximativement, comme la Figure

4-11 le montre. Il semble donc possible que le nombre de  $10^{5.5}$  ne soit pas totalement valide puisque les plages des régimes devraient être similaires à celles qui ont été trouvées pour les cavités rectangulaires. Néanmoins, on reconnaît ici que l'écart entre les deux ouvrages cités et la présente analyse est grand. Il serait nécessaire d'effectuer plusieurs autres simulations, en respectant les conditions propres aux montages des cheminées industrielles, afin d'obtenir un meilleur portrait des tendances de l'écoulement.

La plage du régime couche limite laminaire a été défini approximativement ici entre  $10^{5.5}$  et  $10^8$  Rayleigh, mais aussi par manque de données, il est impossible de bien en cerner la fin vers les hauts nombre de Rayleigh.

Les régimes transitoires et turbulents ont été bornés approximativement, de  $10^8 \lesssim Ra \lesssim 10^9$  et  $Ra \gtrsim 10^9$  respectivement, puisque le nombre de Rayleigh le plus haut qui a été atteint est d'environ  $10^{8.1}$ . Tel que mentionné, le but ici n'est pas d'effectuer des essais supplémentaires qui ne respecteraient pas les critères liés aux montages des cheminées industrielles. Comme les régimes transitoires et turbulents ne semblent pas survenir, bien que réalisable et pertinent du point de vue scientifique, on ne modifiera pas les dimensions/conditions aux limites des simulations afin d'obtenir ces régimes. Néanmoins, il est possible de mentionner que de situer le régime turbulent au dessus d'environ  $10^9$  Rayleigh est en accord avec les auteurs de Ganguli et al. [2] et Elder [5].

Donc, pour résumer, il semble que les essais effectués se situent principalement dans le régime asymptotique et le régime couche limite laminaire.

Dernière remarque importante, en référence avec la Figure 4-11, contrairement aux auteurs Yin et al. [8] et Eckert et Carlson [29] entre autres, il n'est pas possible de tracer des lignes à des angles peu prononcés par rapport à l'horizontale (les angles sont près de  $90^\circ$ , presque perpendiculaires à l'horizontale). Les données, pour une certaine plage de Rayleigh, paraissent toutes se situer dans le même régime, très peu dépendant du paramètre géométrique  $H/D$ . Le Tableau 4-8 confirme cette affirmation car pour les deux régimes, les

plages de valeurs pour le paramètre  $H/D$  sont similaires. Par ailleurs, ce tableau révèle aussi un lien plus fort entre le changement de régime et la valeur du rapport  $W/D$ . En effet, toujours en référence avec le Tableau 4-8, la plage de valeurs  $W/D$  pour le régime asymptotique se termine à peu près où commence la plage de valeurs  $W/D$  pour le régime laminaire. À bas rapport  $W/D$  ( $W/D \lesssim 2$ ), le régime est classé dans asymptotique, alors qu'à haut rapport  $W/D$ , le régime sera plutôt couche limite laminaire.

Dans le même ordre d'idée, comme le montre la Figure 4-14 suivante, les deux essais du haut ont les mêmes paramètres  $D$ ,  $W$  et  $H$ , idem pour les deux essais du bas, seules les températures sont différentes :

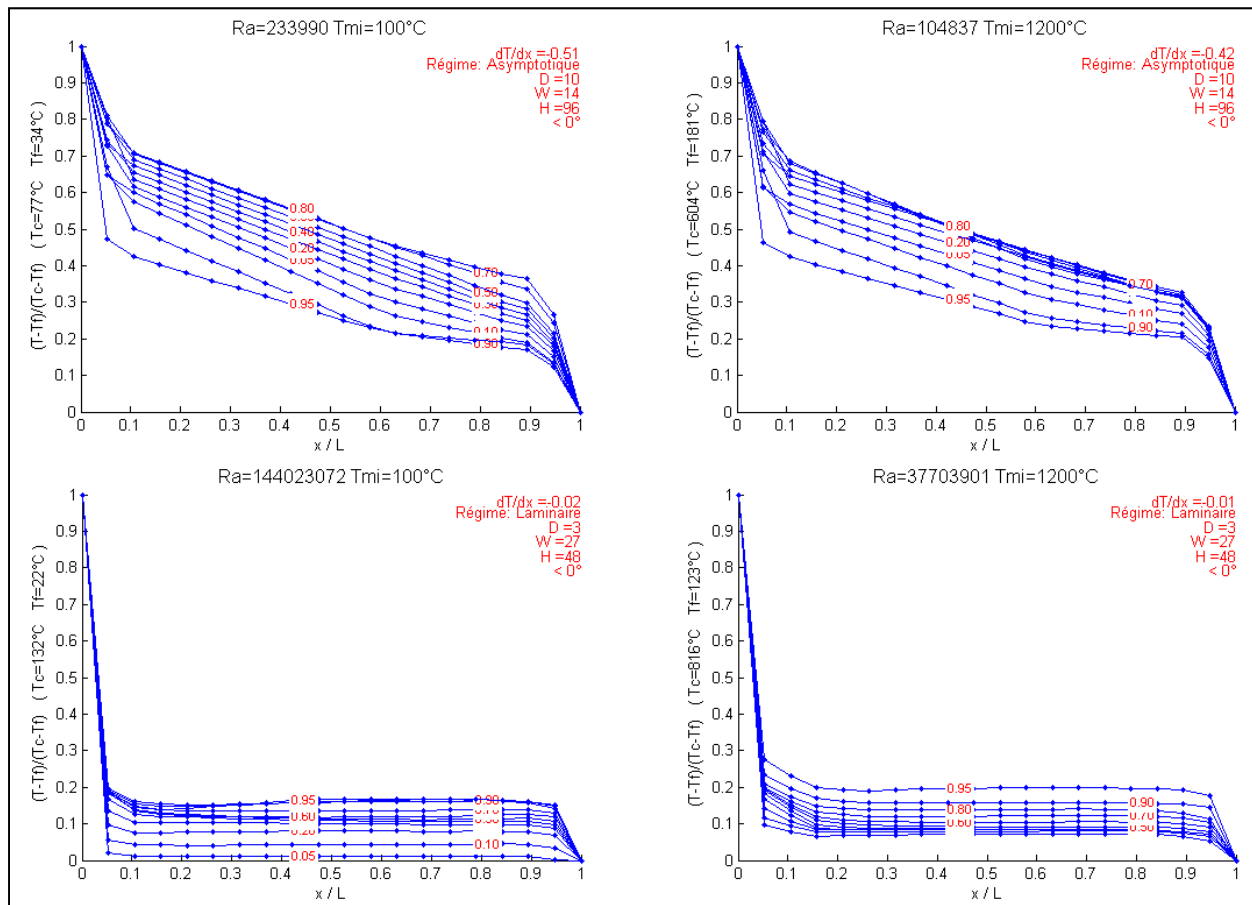


Figure 4-14 Courbes de températures pour différents rapports  $W/D$  et températures

On remarque que la température imposée à l'entrée de la conduite a peu d'impact sur le type de régime en présence comparativement à la variation du paramètre  $W/D$ .

Finalement, ceci porte donc à croire que la corrélation (ou les corrélations) qui sera développée pour calculer les nombre de Nusselt dans la cavité pourrait dépendre uniquement des paramètres  $Ra$  et  $W/D$  (plus de précisions à ce sujet sont données à la section 4.6.4).

#### **4.5 Courbes de températures des essais expérimentaux physiques**

La Figure 4-15 et la Figure 4-16 montrent respectivement les courbes de températures pour l'essai expérimental à  $500^{\circ}\text{C}$  et celui à  $649^{\circ}\text{C}$ , selon la distance la plus petite entre la paroi de la conduite et celle de l'enclos (à  $0^{\circ}$ ) :

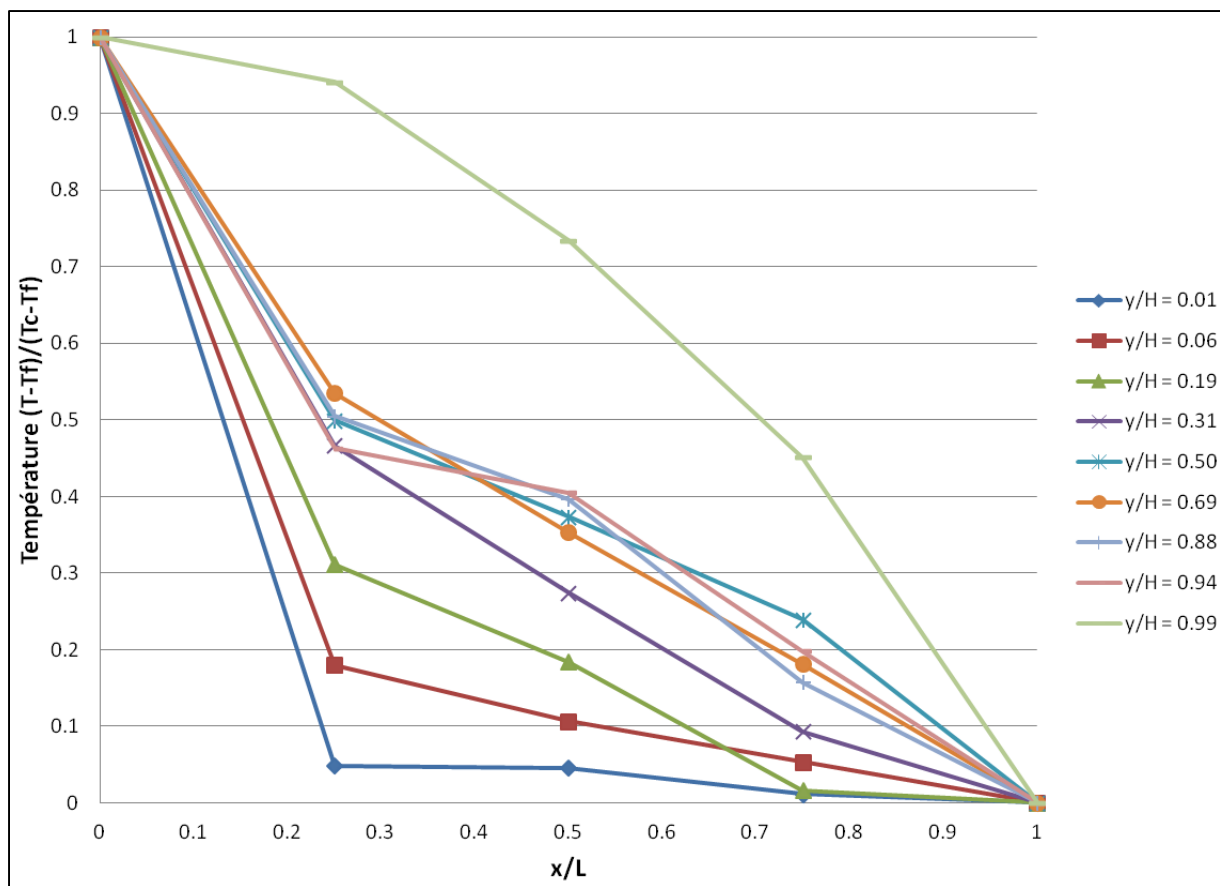


Figure 4-15 Courbes de températures pour l'essai expérimental à 500°C



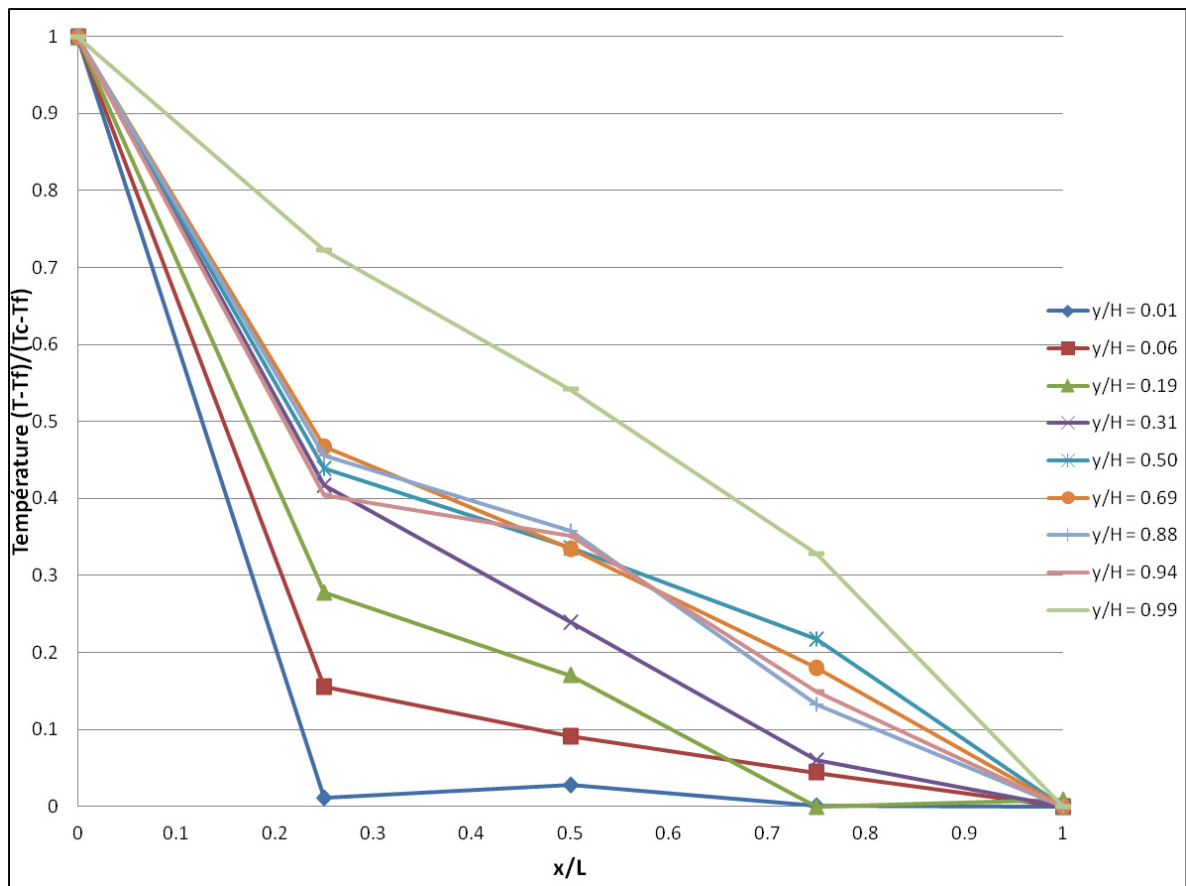


Figure 4-16 Courbes de températures pour l'essai expérimental à 649°C

Ces deux essais se trouvent à 354 223 Ra et 298 527 Ra respectivement. D'après les deux graphiques précédents, il est possible de constater que ces essais se trouvent tous les deux dans le régime asymptotique (puisque les courbes à  $z/H=0.5$  se situent dans l'intervalle  $\lesssim dT/dx \lesssim 0$ ). Ceci est en accord avec la plage de ce régime, montrée au Tableau 4-8, et trouvée à l'aide des simulations numériques, en considérant les nombres de Ra, et les rapports  $H/D=9.6$  et  $W/D=1.4$ .

Par contre, il n'est pas possible d'observer la symétrie de la distribution de températures, caractéristique du régime asymptotique. Il y a possiblement des phénomènes qui ne sont pas montrés sur ces graphiques comme on ne disposait que de 3 thermocouples dans le fluide et 2 thermocouples fixés sur les parois à chaque hauteur  $y$  pour mesurer la température de

l'écoulement (il est à rappeler que physiquement pour ce montage, il y a seulement 2 pouces entre la paroi de la conduite circulaire et celle de l'enclos).

Néanmoins, on remarque que pour ces deux essais, toujours d'après la Figure 4-15 et la Figure 4-16 précédentes, il semble que la chaleur se véhicule majoritairement par conduction du milieu de l'enclos jusqu'à la paroi froide ( $0.3 \lesssim x/L \lesssim 1$ ). Autrement dit, il s'avère que le cœur de l'écoulement soit décentré par rapport à la géométrie du montage, ce qui porte à croire que le fluide plus froid descend très lentement, comme le montre la Figure 4-17 suivante :

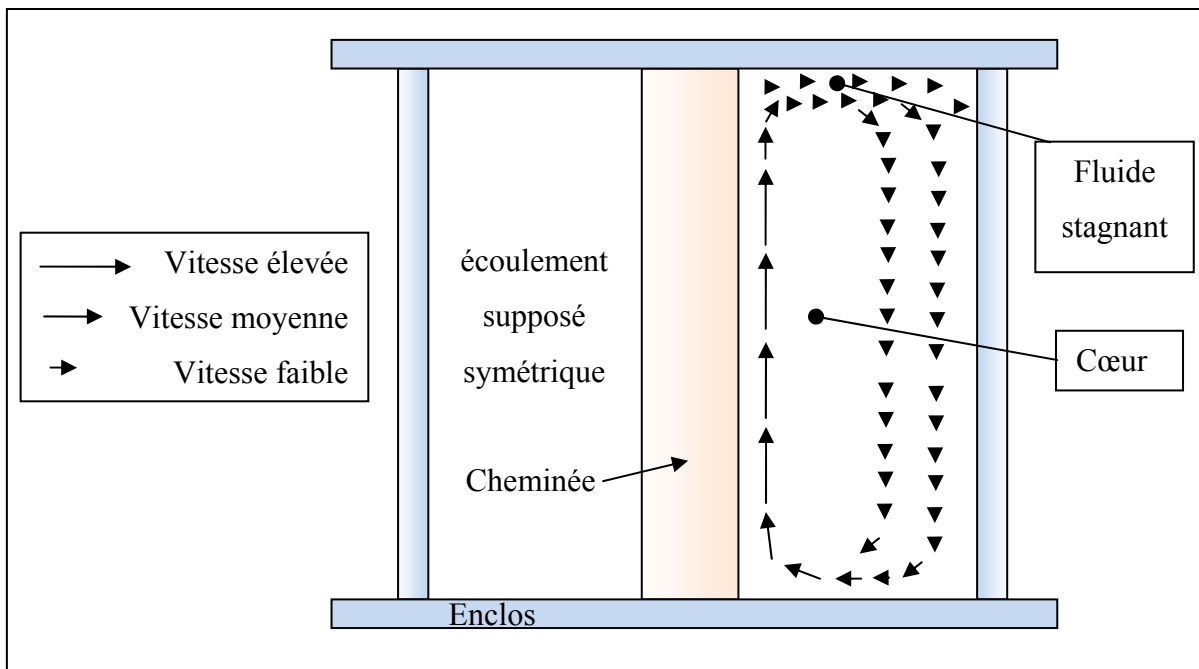


Figure 4-17 Hypothèse de l'écoulement naturel expérimental dans l'enclos

De plus, d'après la Figure 4-15 et la Figure 4-16 pour les courbes de températures à  $z/H=0.99$ , la chaleur semble voyager majoritairement par conduction pour toute la plage  $x/L$ , spécialement pour l'essai à  $649^{\circ}\text{C}$ . Comme le montre schématiquement la Figure 4-17, il apparaît que l'air chaud dans le haut de l'enclos forme un «coussin d'air» et que ce fluide demeure coincé et majoritairement stagnant jusqu'à ce qu'il perde assez de chaleur pour redescendre lentement. Néanmoins, il est possible de comparer cette hypothèse avec les

résultats fournis par FS. Pour ce faire, il est souhaitable de choisir des simulations ayant les mêmes caractéristiques que les deux essais expérimentaux, soit des rapports  $H/D=9.6$  et  $W/D=1.4$ , ainsi que se trouvant dans le régime asymptotique. D'après la Figure 4-11 précédente, plusieurs essais satisfont ces conditions; au hasard, on prend l'essai nommé #98 et #139 et on trace les courbes de températures pour  $z/H=0.99$ . La Figure 4-18 suivante montre les résultats :

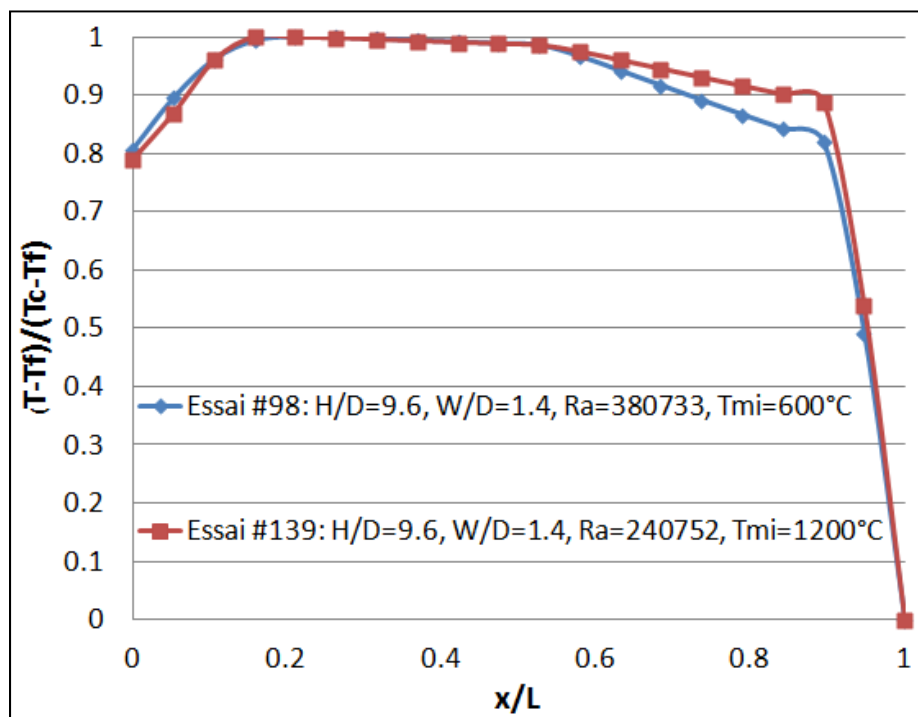


Figure 4-18 Courbes de températures à  $z/H=0.99$  pour deux essais numériques

Selon ces deux essais numériques, même à cette hauteur dans les modèles, le fluide voyage toujours majoritairement par convection près des parois chaudes et froides. Ce comportement ne semble pas être similaire aux essais expérimentaux physiques. À cet effet, deux principales suppositions sont possibles :

- 1) Il se peut que lors de la construction du montage expérimental ou lors des essais, que les thermocouples aient bougés à un rapport  $z/H > 0.99$ , pouvant aller jusqu'à toucher au plafond, ce qui a fait en sorte d'obtenir une telle répartition de températures (comme les

montages sont présentement complètement démontés, il n'est pas possible de vérifier cette hypothèse).

- 2) On suppose que les thermocouples étaient aux bonnes positions et les résultats numériques ne représentent pas correctement cette subtilité de l'écoulement naturel. À cet effet, on s'attend à ce que le point le plus chaud se situe à  $x/L=0$ , comme les résultats expérimentaux (voir la Figure 4-15 et la Figure 4-16) le montrent. Or, les résultats numériques montrés à la Figure 4-18 présentent plutôt que les points les plus chauds se situent entre  $0.15 < x/L < 0.40$ . Il est difficile d'expliquer la raison précise de ce comportement.

Néanmoins, il est possible de conclure qu'il s'agit ici de différences entre les essais numériques et expérimentaux.

Maintenant que les régimes des essais expérimentaux ont été séparés et analysés en profondeur, il est possible, dans les prochaines sections, de construire une ou plusieurs corrélations en fonction de ces régimes, selon ce qui semble le plus approprié pour épouser le mieux possible les données. Théoriquement, puisque le régime turbulent ne semble pas faire partie des régimes survenant pour les plages de températures et de paramètres géométriques, le comportement de l'écoulement devrait être similaire et une seule corrélation devrait suffire pour couvrir adéquatement toutes les données.

#### **4.6 Construction de la corrélation par régression des données**

D'après les données obtenues par simulations numériques et leur analyse, il est maintenant possible de construire une corrélation prenant en considération ces données et les paramètres adimensionnels trouvés précédemment à l'aide de l'analyse dimensionnelle. La méthode de lissage par la méthode des moindres carrés est présentée et utilisée dans les prochains points (cette méthode a été utilisée par les auteurs Yin et al. [8] et Eckert et Carlson [29] entre autres).

#### 4.6.1 Lissage de données par la méthode des moindres carrés

Dans le but d'être en mesure de construire une corrélation selon les besoins spécifiques du problème de l'écoulement naturel dans la cavité de géométrie circulaire à rectangulaire, une méthode de régression est élaborée ici. Plus précisément, le lissage de données par la méthode des moindres carrés permet de choisir un type monôme/polynôme et d'effectuer une régression d'une série de données le plus fidèlement possible à l'ensemble de celles-ci [30].

La matrice des données correspond à :

$$[D] = \begin{bmatrix} x_1 & y_1 \\ \vdots & \vdots \\ x_n & y_n \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Par exemple, il est possible de choisir le polynôme « $y = c_1 * x^2 + c_2 * x + c_3$ » pour effectuer une régression des données. Pour le type de polynôme choisi, on définit la matrice  $B$  par :

$$[B] = \begin{bmatrix} x_1^2 & x_1 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_n^2 & x_n & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Ensuite, on a l'équation suivante, qui introduit les coefficients ( $C$ ) :

$$([B]^T[B])[C] = [B]^T\{y\} \quad (4.8)$$

Où les vecteurs  $y$  et  $c$  sont définis par :

$$y = \begin{Bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_n \end{Bmatrix} \quad C = \begin{Bmatrix} c_1 \\ \vdots \\ c_n \end{Bmatrix} \quad (4.9)$$

Afin d'obtenir le vecteur des coefficients ( $C$ ), on inverse le système défini en (4.8) :

$$\boxed{\{C\} = ([B]^T[B])^{-1}([B]^T\{y\})} \quad (4.10)$$

La plupart des auteurs (entre autres Yin et al. [8] qui le mentionnent clairement) mentionnés dans la section LISTE DE RÉFÉRENCES emploient une équation dite de puissance pour effectuer une régression de leurs données. Ce type d'équation a la forme suivante :

$$y = d \cdot x^b \quad (4.11)$$

S'il y a plusieurs paramètres indépendants, comme c'est le ici le cas, il est possible d'attribuer un exposant (donc un poids, une importance) à chacun d'eux :

$$w = d \cdot x^a \cdot y^b \cdot z^c \quad (4.12)$$

La matrice des données devient alors :

$$[D] = \begin{bmatrix} w_1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ w_n & x_n & y_n & z_n \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

En prenant le cas de l'équation (4.12), afin de trouver les coefficients  $a, b, c$  et  $d$  (les paramètres  $x, y, z$  et  $w$  sont connus), il est nécessaire de transformer cette équation en utilisant le logarithme naturel ( $Ln$ ) de chaque côté de l'équation :

$$Ln(w) = a \cdot Ln(x) + b \cdot Ln(y) + c \cdot Ln(z) + Ln(d) \quad (4.14)$$

La matrice  $B$  devient donc :

$$[B] = \begin{bmatrix} Ln(x) & Ln(y) & Ln(z) & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ Ln(x_n) & Ln(y_n) & Ln(z_n) & 1 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

Il est alors possible de trouver les coefficients  $c$  en reprenant l'équation (4.10) :

$$\{C\} = ([B]^T [B])^{-1} ([B]^T \text{Ln}(\{w\})) \quad (4.16)$$

Finalement, on doit mettre à l'exponentiel la dernière valeur du vecteur  $C$  pour obtenir la valeur correspondante au coefficient  $d$  de l'équation (4.14).

#### 4.6.2 Remarque sur les nombres de Prandtl

D'après les résultats obtenus numériquement, le Tableau 4-9 montre un résumé des nombres de Prandtl obtenus pour 218 simulations. Ce nombre ne varie pas significativement pour le considérer dans la corrélation qui sera développée :

Tableau 4-9 Dispersion des nombres de Prandtl

	Valeur minimale	moyenne	Valeur maximale
<b>Nombre de Prandtl</b>	0.687	0.695	0.720

Par contre, le nombre de Prandtl constituera une restriction pour appliquer l'équation. Il varie très peu puisque les simulations ont été effectuées uniquement avec de l'air sec. Il n'est pas question d'imposer d'autres fluides que de l'air dans la cavité, ceci n'aurait pas de sens selon le cas étudié des cheminées industrielles. Par conséquent, il n'est pas possible de qualifier et/ou quantifier l'impact du nombre de Prandtl sur l'écoulement naturel et la distribution des températures, tel que l'on fait plusieurs auteurs (entre autres, Elder [5] et MacGregor et Emery [19]) traitant des cavités rectangulaires.

De plus, il faut mentionner que la sensibilité de l'équation varie en fonction de l'entendue des données. Par exemple, comme c'est le cas ici pour les nombres de Pr, si on l'inclue dans

l'équation et qu'on obtient un cas pour lequel on a  $Pr=0.65$ , la corrélation pourrait fortement diverger.

#### 4.6.3 Remarque sur le régime permanent

Tel que mentionné dans la liste de références et noté par l'auteur Elder [5], l'écoulement n'atteindra jamais l'équilibre s'il se situe dans une certaine plage de Rayleigh. Elder [5] mentionne que ce sera le cas à environ  $10^8$  Rayleigh. Pour les températures, débits et géométries imposés, tous les essais effectués dans FS pour le présent projet se situent approximativement sous cette valeur (seuls 3 essais se trouvent entre  $141 \cdot 10^6$  et  $144 \cdot 10^6$ , tous les autres sont sous  $115 \cdot 10^6$ ). De plus, les deux essais expérimentaux physiques se situent à environ 350 000 Ra et 300 000 Ra, ce qui est bien en dessous du  $10^8$  Ra critique. Les présents résultats sont donc en accord avec ce que stipule Elder [5] puisque les écoulements, autant pour les essais expérimentaux physiques que numériques dans FS, ont réussi à atteindre le régime permanent (toutes les simulations effectuées dans FS en régime permanent ont pu converger sans problème). Ces faits représentent un élément qui montre que l'analyse dimensionnelle présentée à l'ANNEXE XI est toujours valide puisque le temps n'a pas été identifié comme paramètre dont le nombre de Nusselt dépend.

#### 4.6.4 Construction de la corrélation - application du lissage par la méthode des moindres carrés

D'après la section précédente, la relation fonctionnelle permettant de calculer le nombre de Nusselt devient donc :

$$\boxed{Nu_L = f\left(Ra, Pr, \frac{H}{D}, \frac{H}{W}\right) \rightarrow Nu_L = f\left(Ra, \frac{H}{D}, \frac{H}{W}\right)} \quad (4.17)$$

Pour chaque simulation, des données pour les paramètres suivants sont recueillies :



$$(q, \bar{k}, \bar{T}, \bar{\rho}, \overline{Pr}, \bar{\mu}) \quad (4.18)$$

Tel que déjà mentionné, le coefficient de convection moyen se calcule avec la formule suivante :

$$\boxed{\bar{h} = \frac{q}{A \cdot (\overline{T_{chaude}} - \overline{T_{froide}})} = \frac{q}{A \cdot \Delta T} \quad [W/m^2K]} \quad (4.19)$$

Avec ces six paramètres, il est possible de calculer directement le nombre de Nusselt moyen :

$$\boxed{\overline{Nu_L} = \frac{\bar{h} \cdot L}{\bar{k}} \quad [-]} \quad (4.20)$$

Encore une fois,  $L$  est la distance de la paroi cylindrique à celle rectangulaire à  $0^\circ$ .

Ensuite, il faut calculer le nombre de Rayleigh moyen; pour ce faire, on doit calculer trois paramètres intermédiaires. Le premier paramètre, la viscosité cinématique moyenne, est donnée par :

$$\bar{\nu} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{\rho}} \quad [m^2/s] \quad (4.21)$$

La diffusivité thermique moyenne est donnée par :

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{\nu}}{\overline{Pr}} \quad [m^2/s] \quad (4.22)$$

Le coefficient de dilatation thermique moyen est donné par :

$$\bar{\beta} = \frac{1}{T_{film}} = \frac{1}{\left(\frac{\overline{T_{chaude}} + \overline{T_{froide}}}{2}\right)} = \frac{2}{\overline{T_{chaude}} + \overline{T_{froide}}} \quad [K^{-1}] \quad (4.23)$$

Il est enfin possible de calculer le nombre de Rayleigh moyen :

$$\overline{Ra_L} = \frac{\bar{\beta} g \overline{\Delta T} L^3}{\bar{v} \bar{\alpha}} \quad [-] \quad (4.24)$$

Finalement, on peut montrer sur un même graphique en 2D, les valeurs des nombres de Ra, de Nu, de H/D et de W/D, pour toutes les simulations effectuées à l'aide du logiciel FS (voir la Figure 4-19 suivante) :

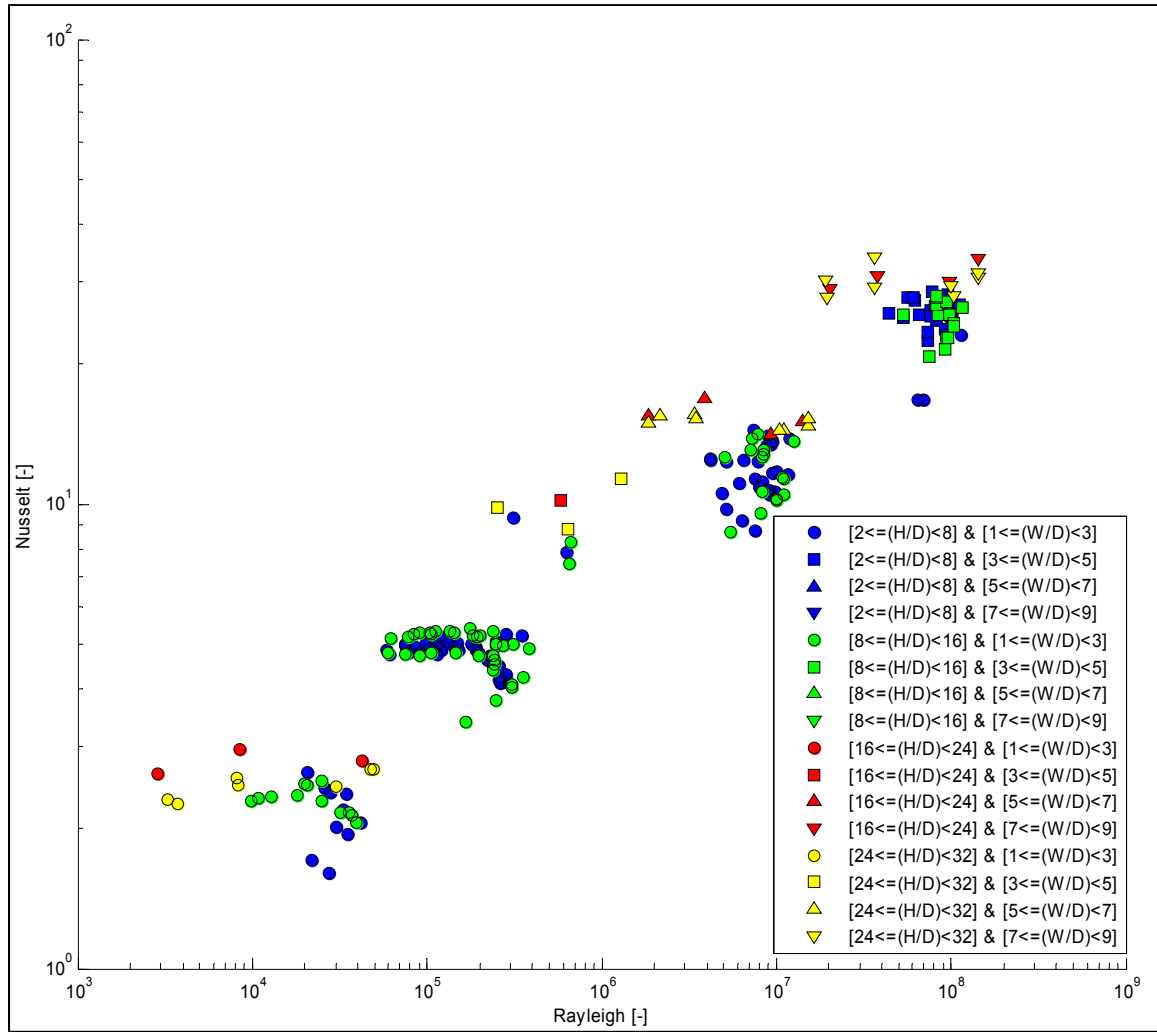


Figure 4-19 Graphique de Nu en fonction de H/D, W/D et de Ra

D'après ces données, on applique la méthode des moindres carrés pour :

$$Nu_L = f(Ra, H/D, W/D) \quad (4.25)$$

La corrélation construite à l'aide de cette méthode correspond à :

$$Nu_L = 0.4169 \cdot Ra^{0.1946} \cdot (H/D)^{-0.0815} \cdot (W/D)^{0.5371} \quad (4.26)$$

Où toutes les propriétés du fluide doivent être évaluées à  $T_m = (\overline{T_{chaude}} + \overline{T_{froide}})/2$

D'après les exposants accordés aux paramètres de la corrélation calculée (équation (4.26) précédente), le paramètre  $H/D$  ne semble pas jouer un très grand rôle pour le calcul des nombres de Nusselt. En comparant les exposants de chaque paramètre par rapport à leur somme, on obtient le Tableau 4-10 suivant :

Tableau 4-10 Importance des paramètres pour calculer les nombres de Nu

	<b>Ra</b>	<b>W/D</b>	<b>H/D</b>
<b>Poids</b>	24%	66%	10%

Il a été montré par l'analyse réalisée à la section 4.4 que le paramètre  $H/D$  a très peu d'influence sur le régime de l'écoulement, il était donc anticipé qu'il ait aussi peu d'influence sur le calcul des nombres de Nusselt. En effet, les différents types de régimes donnent une indication sur la qualité de l'échange de chaleur par convection : plus le régime tend à être turbulent, plus la chaleur est échangée facilement par le fluide. Puisque les nombres de Nusselt sont calculés entre autres à l'aide des coefficients de convection, et que ces derniers dépendent de la quantité de chaleur échangée par convection, si les différentes valeurs numériques que peut prendre un paramètre adimensionnel ont peu d'influence sur les types de régimes en présence, par le fait même, elles ont aussi peu d'impact sur les valeurs des nombres de Nusselt.

Par ailleurs, fait intéressant, toujours par rapport au Tableau 4-10, on voit quantitativement que  $W/D$  a une importance plus grande que le nombre de  $Ra$ . Ceci aussi était prévisible d'après l'analyse réalisée à propos des résultats montrés à la Figure 4-14 (section 4.4 précédente).

Maintenant, afin de montrer la capacité de la corrélation à prédire les nombres de Nusselt et puisque la disposition de la Figure 4-19 ne permet pas de tout montrer distinctement, il est possible de tracer les nombres de Nusselt des données expérimentales des simulations et ceux prédits par la corrélation en fonction de l'un des trois paramètres ( $Ra$ ,  $W/D$ ,  $H/D$ ). La Figure 4-20 à la Figure 4-22 suivantes montrent les graphiques en question :

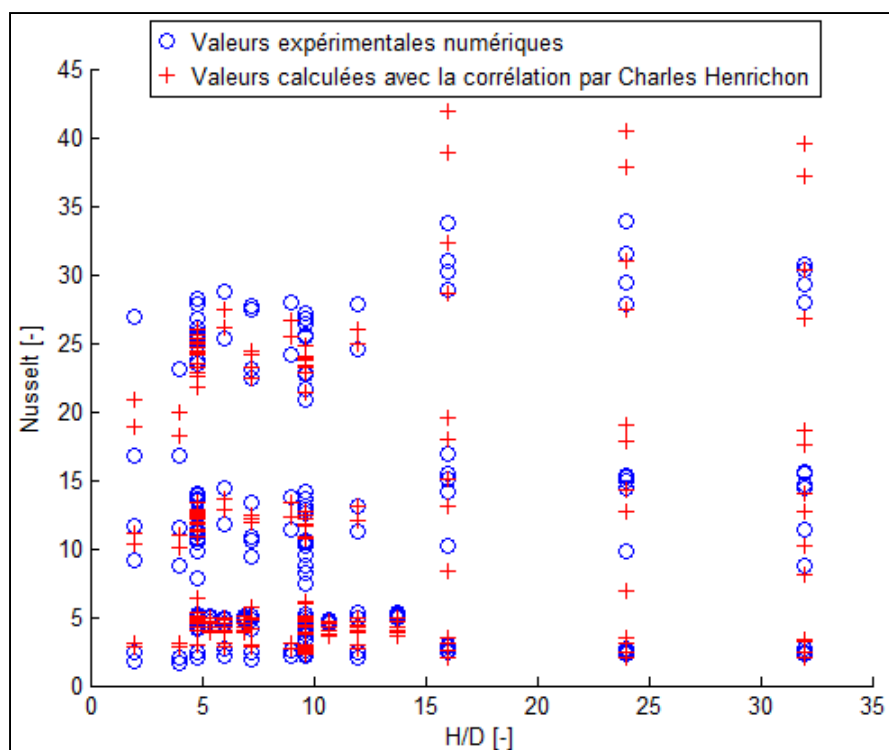


Figure 4-20 Prédiction des nombres de Nusselt en fonction de  $H/D$

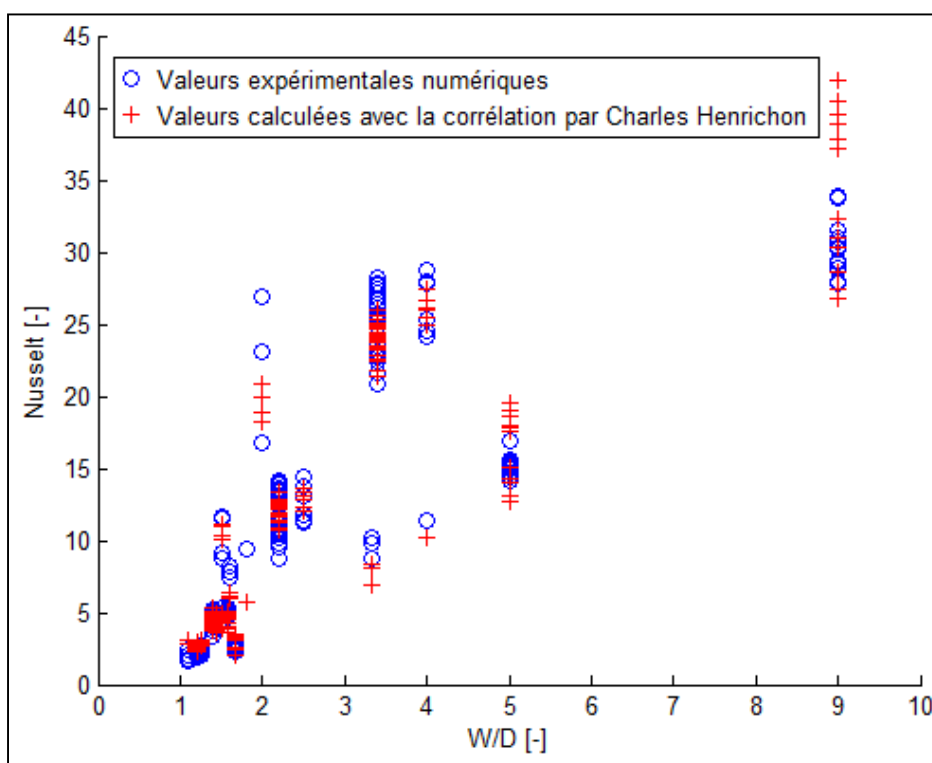


Figure 4-21 Prédiction des nombre de Nusselt en fonction de  $W/D$

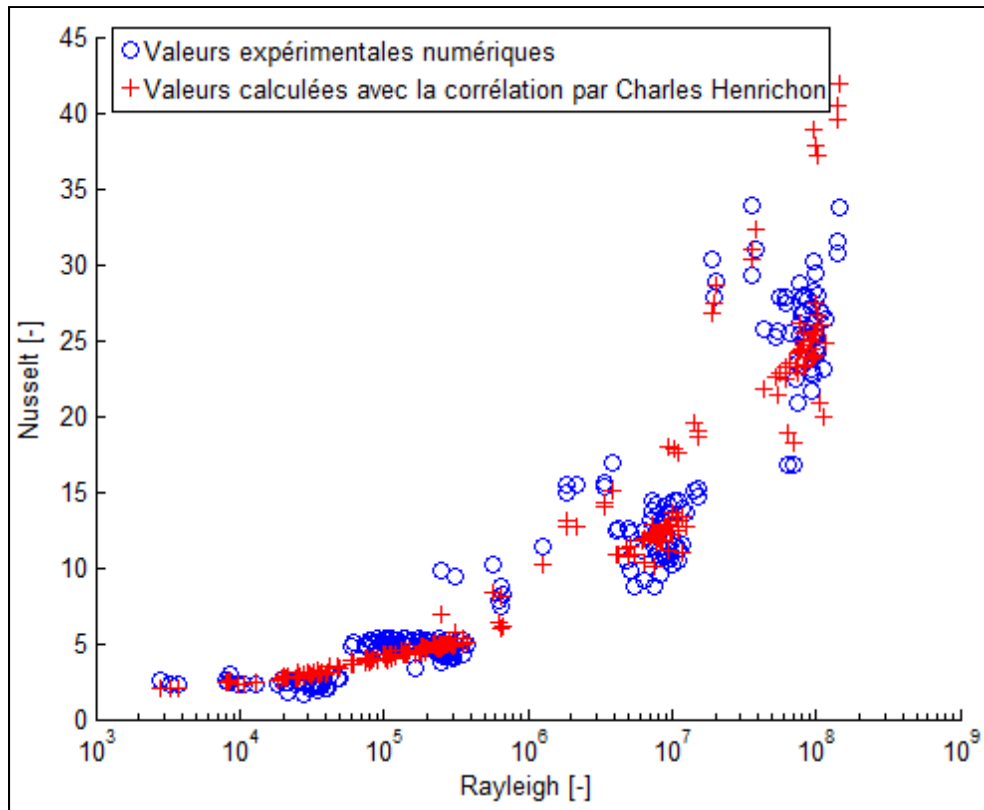


Figure 4-22 Prédiction des nombres de Nusselt en fonction de Ra

On voit que la corrélation tente de s'ajuster aux données du mieux qu'elle le peut, mais ces dernières sont difficiles à prédire. En effet, il est seulement possible de prédire 73.4% avec un écart de moins de 20%, comme le montre le Tableau 4-11 qui suit. Encore une fois, d'après la Figure 4-20, il est possible de constater que le paramètre  $H/D$  a peu d'influence sur les nombres de Nusselt; pour chaque valeur du paramètre  $H/D$ , il y a une très grande dispersion des nombres de Nusselt. Celle-ci survient aussi pour les autres deux autres paramètres ( $W/D$  et  $Ra$ ), mais son étendue en ordonnée est beaucoup plus restreinte. Finalement, il est plutôt difficile de poser un verdict précis à propos de ce fait, les données expérimentales mériteraient d'être plus profondément analysées dans un second temps afin d'en comprendre plus à propos de cette dispersion.

Tableau 4-11 Performance de la corrélation développée pour  $Nu=f(Ra, H/D, W/D)$ 

16.1% des données sont calculées avec moins de 5% d'écart
39.0% des données sont calculées avec moins de 10% d'écart
73.4% des données sont calculées avec moins de 20% d'écart
92.2% des données sont calculées avec moins de 30% d'écart
Déviatiion moyenne de 15.0%

La déviatiion moyenne est calculée à l'aide de la formule suivante :

$$D_{moy} = \frac{\sum(|Valeur_{expérimentale} - Valeur_{calculée}|/Valeur_{expérimentale})}{nombre\ de\ valeurs} \quad (4.27)$$

La déviatiion moyenne indique la dispersion moyenne (comment les valeurs s'éloignent de la tendance moyenne) des données expérimentales par rapport à celles évaluées avec la corrélation.

De plus, d'après la Figure 4-23 suivante, il est possible de constater que la majeure partie des données qui ne sont pas évaluées avec moins de 30% d'écart par rapport aux données des simulations numériques se situent entre 1.5 et 3 Nusselt, soit très près du régime conduction (ces cas sont moins susceptibles de survenir pour les conditions des cheminées industrielles) :

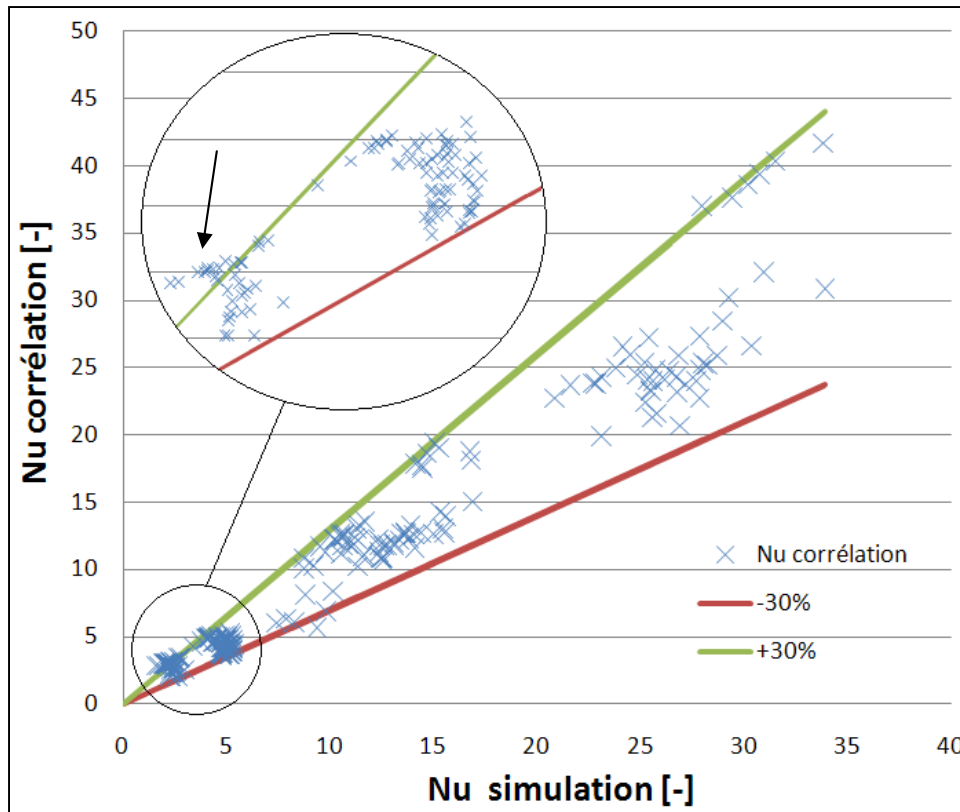


Figure 4-23 Graphique de la performance de la corrélation

Tel qu'expliqué précédemment, il est aussi possible et pertinent d'utiliser la méthode des moindres carrés pour construire une corrélation dépendante uniquement des paramètres  $Ra$  et  $W/D$  :

$$Nu_L = 0.2997 \cdot Ra^{0.2119} \cdot (W/D)^{0.4227} \quad (4.28)$$

Le Tableau 4-12 montre la performance de cette dernière corrélation :



Tableau 4-12 Performance de la corrélation développée pour  $Nu=f(Ra, W/D)$ 

17.9% des données sont calculées avec moins de 5% d'écart
38.5% des données sont calculées avec moins de 10% d'écart
70.2% des données sont calculées avec moins de 20% d'écart
91.3% des données sont calculées avec moins de 30% d'écart
Déviations moyennes de 15.3%

D'après les deux tableaux précédents (Tableau 4-11 et Tableau 4-12), il est donc préférable d'utiliser une corrélation basée sur les trois paramètres, bien qu'une corrélation basée uniquement sur les paramètres  $Ra$  et  $W/D$  atteigne une performance très proche de celle de l'autre corrélation. De plus, le fait de conserver trois paramètres fait en sorte de maintenir la corrélation plus générale pour toutes sortes de situations.

Tel que déjà mentionné, les données recueillies ici ne semblent pas aussi faciles à prédire comparativement à celles obtenues par des auteurs précédemment cités tout au long de ce chapitre. Par exemple, une des corrélations développées par les auteurs Yin et al. [8] pour calculer les nombres de Nusselt dans une cavité rectangulaire est en mesure d'évaluer 94.4% des données expérimentales avec un écart inférieur à 20% et une déviation moyenne de moins de 7.6%. Tel que déjà mentionné, comme le problème spécifique de l'écoulement naturel dans la cavité cylindrique à rectangulaire ne semble pas avoir été traité à ce jour, il n'est pas possible de faire de plus amples comparaisons avec d'autres ouvrages en ce qui a trait à la performance de la corrélation construite ici. Il s'agit potentiellement d'une première tentative pour modéliser ce phénomène. Éventuellement, il est possible que d'autres chercheurs qui ont déjà travaillé (ou qui vont travailler) sur ce sujet se manifestent et s'attardent à comparer/valider la corrélation présentée dans ce document avec ce qu'ils auront trouvé.

Le résumé des données utilisées pour construire la corrélation est présenté à l'ANNEXE XII.

#### 4.7 Plage de validité de la corrélation

La corrélation développée peut être utilisée avec des taux de confiance équivalents à ceux présentés au Tableau 4-11 pour les plages montrées de manière explicite au Tableau 4-13 suivant :

Tableau 4-13 Contraintes à l'application de l'équation

Plage de validité
$Pr \approx 0.7$ (air sec)
$2 \lesssim \frac{H}{D} \lesssim 32$
$1.1 \lesssim \frac{W}{D} \lesssim 9$
$2\,800 \lesssim Ra \lesssim 144 \cdot 10^6$

De plus, il est à noter que cette équation est valide pour un débit et une température appliqués constamment à l'entrée de la conduite cylindrique verticale. Par exemple, selon la Figure 4-24 suivante, il est possible de remarquer que la température de la conduite ne demeure pas constante, elle varie en fonction du rapport  $z/H$  :

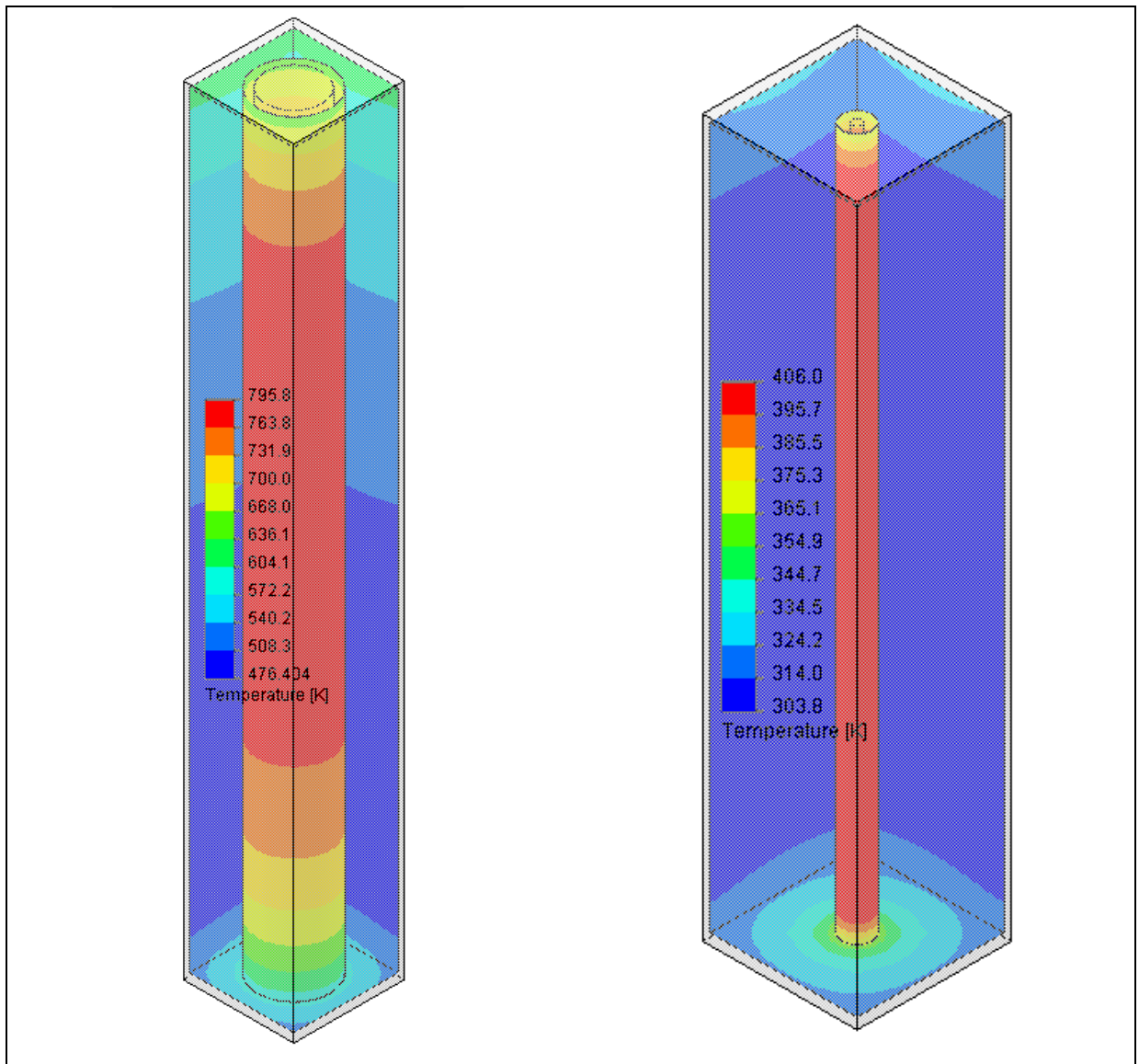


Figure 4-24 Températures des parois pour deux essais spécialement sélectionnés

En fait, il est aussi possible de remarquer que pour les deux cas montrés (et tous les autres observés non montrés ici), la température la plus chaude se situe à peu près au milieu de la conduite, et décroît lorsqu'on s'en éloigne. Par contre, la température des parois de l'enclos croît à mesure que le rapport  $z/H$  augmente.

Cette répartition de température paraît généralisée pour l'ensemble des simulations. Par contre, comme on peut l'observer pour ces deux essais, les différences de températures entre le milieu, à  $z/H=0.5$ , le haut et le bas de la conduite peuvent être plus ou moins prononcées.

Dans certains cas, il s'agit d'une différence des quelques Kelvins, alors que pour d'autres, elle peut représenter plusieurs centaines de Kelvins.

Par conséquent, la corrélation devrait donc être utilisée avec précaution dans le cas où une température ou un flux thermique constant est appliqué directement sur la paroi de la conduite; ces situations n'ont pas été testées.

## CHAPITRE 5

### MODÈLE 1D BASÉ SUR DES ÉQUATIONS ANALYTIQUES/EMPIRIQUES

#### 5.1 L'équation gouvernante

Premièrement, les modèles capables de calculer le transfert de chaleur reposent sur l'équation de la conservation d'énergie suivante :

$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g \quad (5.1)$$

Puisqu'en régime permanent il n'y pas de variation d'énergie emmagasinée ( $\Delta E_{st}$ ) et qu'aucune énergie n'est générée à même un matériau ( $E_g$ ), l'équation précédente se simplifie à :

$$\boxed{E_{in} = E_{out}} \quad (5.2)$$

Autrement expliqué, toute l'énergie induite dans le système doit égaler celle qui en sort.

#### 5.2 Hypothèses du modèle 1D

La proposition des hypothèses suivantes permettent de simplifier le problème de nature 3D à une seule dimension :

1. Peu importe s'il s'agit du modèle avec ou sans enclos, les deux modèles ont une géométrie symétrique selon le plan x-y (voir la Figure 5-1 et la Figure 5-3).
2. On considère que le transfert de chaleur survient d'une manière symétrique selon la direction radiale du montage. On considère aussi que la température décroît exponentiellement selon la direction axiale du montage.
3. Puisque les conditions pour utiliser les équations pour calculer les nombres de Nusselt à l'extérieur et dans la conduite sont satisfaites (les équations pour l'écoulement interne

forcé (5.4), (5.5), (5.6) et l'écoulement libre externe (5.9)), on suppose ici qu'elles s'appliquent pour le contexte des cheminées.

4. Le transfert de chaleur survenant pour le plancher et le plafond de l'enclos est négligé. Cette simplification est justifiée puisque l'aire de la paroi cylindrique et des parois de l'enclos sont nettement supérieures à celles du plafond et du plancher.

Des plus, les hypothèses 2 à 7 décrites à la section 3.2 s'appliquent aussi au contexte du modèle 1D. On prend aussi pour acquis qu'il n'y aura pas d'erreur d'implantation du code dans le logiciel de programmation. Finalement, tout comme la simplification aussi stipulée à la section 3.2, on modélise la conductivité thermique de la cheminée uniquement en tenant compte des propriétés de la laine isolante.

### **5.3 L'analogie thermique-électrique : le montage de la cheminée verticale**

Tout comme les calculs liés au domaine électrique, il est possible de faire une analogie entre le transfert de chaleur et le transport de l'électricité en modélisant les pertes thermiques par un circuit électrique doté de résistances. Pour débiter, la Figure 5-1 montre une vue de coupe du problème physique de la cheminée verticale (raccourcie en hauteur). On considèrera uniquement la partie encadrée en pointillé pour faire le schéma électrique en 1D (Figure 5-2) :

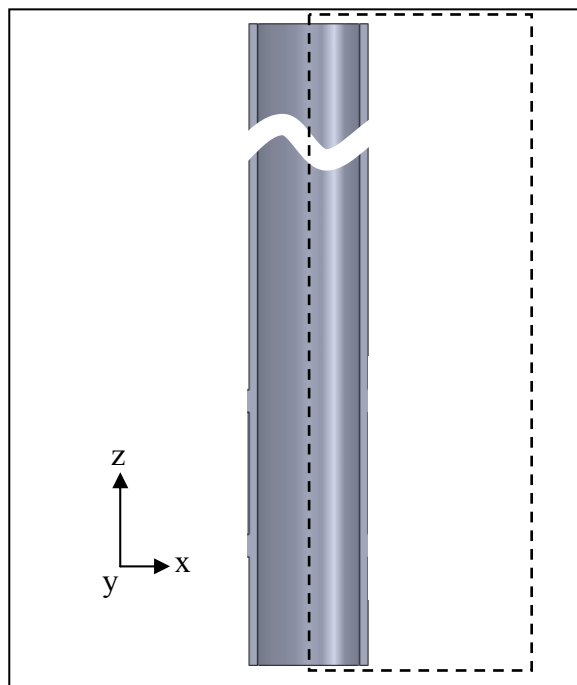


Figure 5-1 Vue de coupe du montage avec une cheminée

Le schéma électrique correspondant est (Figure 5-2) :

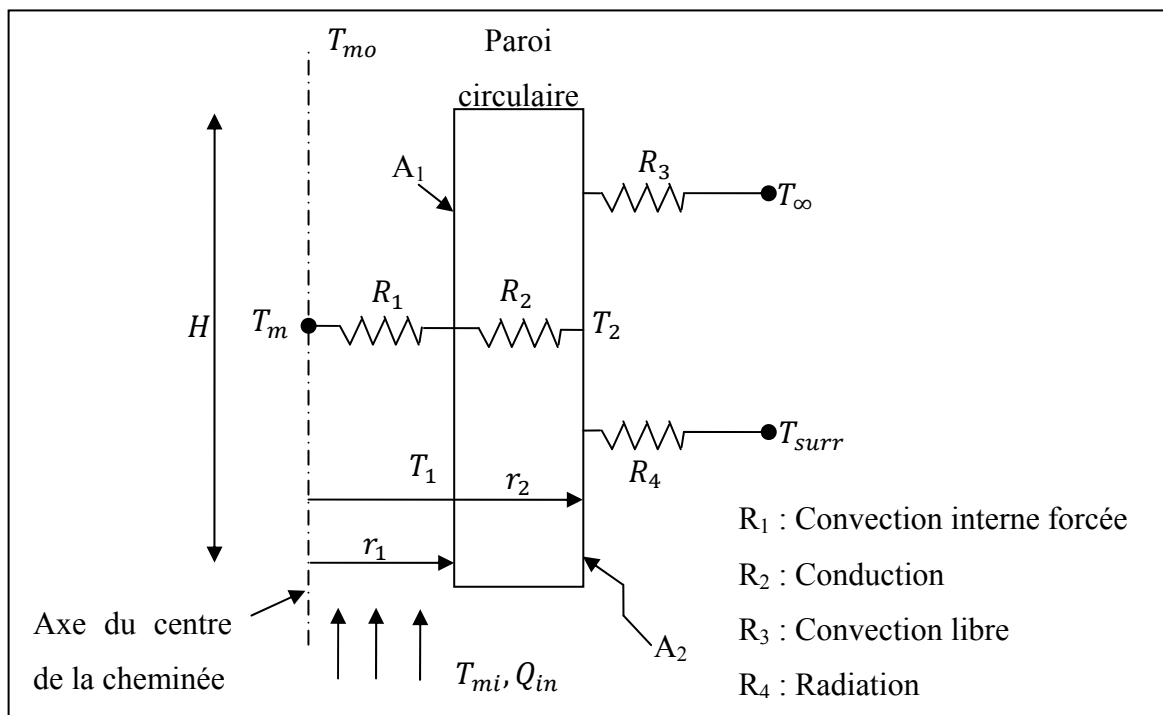


Figure 5-2 Schéma électrique du montage de la cheminée sans enclos

À toutes fins pratiques, il est possible de supposer que la température ambiante est la même que celle des parois (mur du bâtiment) entourant le montage ( $T_{\infty} = T_{surr}$ ).

### 5.3.1 Formules pour calculer le nombre de Nu pour un écoulement interne

Comme il existe deux régimes (laminaire et turbulent), des formules ont été développées spécifiquement pour chacun des régimes. Les prochains paragraphes présentent les équations pour les différents régimes ainsi que les conditions pour lesquelles celles-ci s'appliquent.

Il est à noter que les formules présentées ici pour l'écoulement interne forcé dans une conduite circulaire restent toujours valides, peu importe si la conduite est mise dans une position verticale ou horizontale, ce qui n'est pas le cas pour un écoulement libre ou naturel.

#### 5.3.1.1 Formules pour calculer Nu pour un écoulement interne laminaire

Pour un écoulement interne laminaire dans une conduite circulaire, on doit d'abord évaluer si le régime est développé ou non. Pour ce faire, on doit vérifier si :

$$\frac{z/D}{Re Pr} \approx 0.05 \quad \text{Si vrai, l'écoulement est complètement développé} \quad (5.3)$$

Où  $z$  est la distance axiale depuis l'entrée de la conduite. Si la condition (5.3) est respectée, il est alors possible d'utiliser la formule suivante :

$Nu_D = 3.66 \quad \text{valide pour } T_s = \text{constant (échange entre } T^o)$	(5.4)
--	-------



Si l'écoulement est laminaire non développé, il est possible d'utiliser l'équation suivante provenant d'Incropera et al. [3] :

$$\overline{Nu_d} = 1.86 \left( \frac{Re Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \begin{array}{l} \text{valide} \\ \text{pour} \end{array} \quad \begin{array}{l} 0.60 \lesssim Pr \lesssim 5 \\ 0.0044 \lesssim \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) \lesssim 9.75 \\ \text{Toutes les propriétés} \\ \text{évaluées à } T_m \\ \text{sauf } \mu_s \text{ évaluée à } T_s \\ \text{Si } \overline{Nu_d} \lesssim 3.66, \text{ il est raisonnable} \\ \text{d'utiliser } \overline{Nu_d} = 3.66 \end{array} \quad (5.5)$$

### 5.3.1.2 Formules pour calculer Nu pour un écoulement interne turbulent

Pour un écoulement interne turbulent dans une conduite circulaire, on a l'équation provenant d'Incropera et al. [3] :

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{array}{l} \text{valide} \\ \text{pour} \end{array} \quad \begin{array}{l} 0.5 \lesssim Pr \lesssim 2000 \\ 3000 \lesssim Re \lesssim 5 * 10^6 \\ \text{propriétés évaluées à } T_m \end{array} \quad (5.6)$$

Cette équation pourra s'appliquer dans tous les cas du présent projet, comme les nombres de Prandtl et de Reynolds seront à l'intérieur des plages de validité de l'équation.

### 5.3.2 Calcul du facteur de friction

À titre d'information (puisque aucune des équations présentées dans ce document n'utilisent le facteur de friction en régime laminaire), le facteur de friction ( $f$ ) en régime laminaire pour une conduite est donné par Incropera et al. [3] :

$$f = \frac{64}{Re} \quad [-] \quad (5.7)$$

Le facteur de friction pour le régime turbulent dans une conduite circulaire est donné par l'équation bien connue de Colebrook (provenant de Yunus et John M. [26]) :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 * \log \left( \frac{r/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (5.8)$$

Pour l'équation (5.8), il n'est pas possible d'isoler le facteur de friction  $f$  et de l'obtenir explicitement en fonction du reste de l'équation. Il est alors nécessaire de procéder d'une manière itérative, jusqu'à ce que les deux côtés de l'équation soient approximativement égaux (jusqu'à la précision souhaitée).

Sachant que la valeur de  $f$  se situe entre 0 et 1, un algorithme très rapide pour résoudre cette équation a été développé, en disposant préalablement de  $r$ ,  $D$  et  $Re$  qui sont respectivement la rugosité [m], le diamètre [m] et le nombre de Reynolds [-]. Les détails sont présentés à l'ANNEXE I.

### 5.3.3 L'écoulement libre à l'extérieur d'une conduite circulaire verticale

Pour un écoulement libre à l'extérieur d'une conduite circulaire verticale, Incropera et al. [3] proposent l'équation suivante :

$$\overline{Nu_L} = \left( 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad \text{valide si } (D/L) \gtrsim (35/Gr_L^{1/4}) \quad (5.9)$$

Où  $Ra_L$  et  $Gr_L$  sont définis d'après la formules (4.2) et la formule suivante respectivement (Incropera et al. [3]) :

$$\boxed{Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad [-]} \quad (5.10)$$

Dans tous les cas de simulation, la condition pour appliquer l'équation (5.9) est respectée.

#### 5.3.4 Le calcul de la perte de chaleur par radiation pour une paroi à l'air libre

La formule pour calculer le coefficient de radiation pour une paroi à l'air libre dont l'émissivité est connue est la suivante (Incropera et al. [3]) :

$$\boxed{h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad [W/m^2K]} \quad (5.11)$$

La formule (5.12) suivante est utile pour calculer la puissance qui est perdue uniquement par radiation, lorsque le modèle a convergé et que les températures finales sont obtenues (Incropera et al. [3]).

$$q = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \quad [W] \quad (5.12)$$

De même que (5.13) pour calculer la perte de chaleur par convection (Incropera et al. [3]) :

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad [W] \quad (5.13)$$

#### 5.3.5 Calcul du transfert de chaleur total pour une conduite cylindrique

Disposant des différents coefficients ( $h_{conv}$ ,  $h_{rad}$ ), selon Incropera et al. [3] (ces formules sont générales) en référence avec la Figure 5-2, il est maintenant possible d'écrire les équations des résistances  $R_1$  à  $R_4$  :

$$R_1 = \frac{1}{h_{conv} A_1} \quad \text{Convection pour une paroi circulaire [K/W]} \quad (5.14)$$

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} \quad \text{Conduction pour une paroi cylindrique [K/W]} \quad (5.15)$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{conv} A_2} \quad \text{Convection pour une paroi circulaire [K/W]} \quad (5.16)$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{rad} A_2} \quad \text{Radiation pour une paroi circulaire [K/W]} \quad (5.17)$$

Telle l'analogie électrique, on doit additionner toutes les résistances ensembles pour obtenir la résistance totale ( $R_{tot}$ ). Les résistances en série sont additionnées directement et celles en parallèle sont additionnées telle la loi suivante (Incropera et al. [3]) :

$$\boxed{\frac{1}{R_{totale \text{ équivalente}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}} \quad (5.18)$$

La résistance totale correspond donc à :

$$\boxed{R_{tot} = R_1 + R_2 + \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}\right)^{-1} \quad [K/W]} \quad (5.19)$$

La formule suivante met en relation les températures d'entrée et de sortie, le débit, les propriétés du fluide dans la conduite ainsi que la résistance totale. Elle est aussi tirée d'Incropera et al. [3] (on isole immédiatement  $T_{mo}$  comme c'est la valeur qui est cherchée) :

$$\frac{T_{\infty} - T_{mo}}{T_{\infty} - T_{mi}} = e^{\left(\frac{-\bar{U}A_s}{\dot{m}C_p}\right)} \quad \rightarrow \quad T_{mo} = T_{\infty} - (T_{\infty} - T_{mi}) * e^{\left(\frac{-\bar{U}A_s}{\dot{m}C_p}\right)} \quad (5.20)$$

Où  $\bar{U}A_s$  est lié à la résistance totale par la formule (5.21) suivante (Incropera et al. [3]) :

$$\boxed{R_{tot} = \frac{1}{\bar{U} A}} \quad (5.21)$$

Donc, en combinant les équations (5.20) et (5.21), on obtient la formule suivante, laquelle est directement exploitable pour calculer  $T_{mo}$  :

$$\boxed{T_{mo} = T_{\infty} - (T_{\infty} - T_{mi}) * e^{\left(\frac{-1}{R_{tot}\dot{m}C_p}\right)}} \quad (5.22)$$

### 5.3.6 Calcul des températures intermédiaires

Afin de calculer les températures intermédiaires, il est nécessaire de calculer la quantité de chaleur totale qui est perdue dans le montage (Incropera et al. [3]) :

$$\boxed{q_{tot} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{tot}} \quad [W]} \quad (5.23)$$

Où  $\Delta T_{lm}$  correspond à la formule suivante (Incropera et al. [3]) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{mi} - T_{mo}}{\ln\left(\frac{T_{\infty} - T_{mo}}{T_{\infty} - T_{mi}}\right)} \quad [K] \quad (5.24)$$

Connaissant maintenant la puissance totale, il est possible de procéder par bilans de surface pour connaître les températures des parois intérieure et extérieure du cylindre vertical. Un bilan de surface peut s'effectuer à l'aide de la formule générale suivante (Incropera et al. [3]) :

$$q = \frac{\overline{T_{s1}} - \overline{T_{s2}}}{R} \quad [W] \quad (5.25)$$

Toujours en référence avec la Figure 5-2, pour trouver la température intérieure  $T_1$ , on a le bilan suivant :

$$q_{tot} = \frac{T_m - \bar{T}_1}{R_1} \quad \rightarrow \quad \bar{T}_1 = T_m - q_{tot}R_1 \quad [K] \quad (5.26)$$

Où  $T_m$  est tout simplement donnée par la relation suivante :

$$T_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2} \quad [K] \quad (5.27)$$

Connaissant la température  $T_1$ , il est possible de procéder de la même manière pour trouver  $T_2$  :

$$q_{tot} = \frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_2}{R_2} \quad \rightarrow \quad \bar{T}_2 = \bar{T}_1 - q_{tot}R_2 \quad [K] \quad (5.28)$$

#### 5.4 L'analogie thermique-électrique : le montage avec l'enclos

Le contexte de l'expérimentation finale est d'entourer la cheminée d'un enclos de bois. De la même manière que pour le montage avec la cheminée seule, on réalise le schéma électrique correspondant. La Figure 5-3 suivante montre la vue de coupe du montage avec l'enclos :



Ce problème fait intervenir beaucoup plus de variables que le problème de la conduite verticale sans enclos; à partir de l'analogie électrique, il est souhaitable de dresser la liste des variables connues, inconnues et des équations qui seront utilisées pour trouver les inconnues :

- A. En référence avec la Figure 5-4, les inconnues du problème sont :  $T_{mo}, T_m, T_1, T_2, T_3, T_4$ .
- B. Quant à elles, les variables connues sont :  $T_{mi}, Q_{in}$  et  $T_{\infty}$ .

#### **5.4.1 L'écoulement interne dans la conduite circulaire verticale**

Les mêmes équations déjà précisées dans la section 5.3 peuvent être réutilisées pour l'écoulement interne dans la conduite circulaire verticale.

#### **5.4.2 L'écoulement naturel dans la cavité**

D'après le CHAPITRE 4 du présent document, il est maintenant possible d'utiliser la corrélation (4.26) et de l'incorporer dans le circuit de résistances thermiques.

#### **5.4.3 L'écoulement libre à l'extérieur de l'enclos**

Pour l'écoulement libre à l'extérieur de l'enclos, il est possible de reprendre la formule (5.9) en sachant que pour cette géométrie, cette formule est valide pour le domaine  $10^4 \lesssim Ra \lesssim 10^{13}$  (la restriction  $(D/L) \gtrsim 35/Gr_L^{1/4}$  ne s'applique plus, selon Incropera et al. [3]).



#### 5.4.4 Les calculs de l'échange de chaleur par radiation dans l'enclos

Premièrement, d'après l'hypothèse #4 de la section 5.2, le transfert radiatif faisant intervenir le plancher et le plafond de l'enclos est négligé. De plus, selon l'hypothèse #2 de la même section (5.2), il est possible de définir les 4 parois de l'enclos par une seule surface (#2) puisqu'il a été supposé qu'ils sont à la même température. La Figure 5-5 montre un schéma de l'enclos vu de haut, avec l'identification des surfaces :

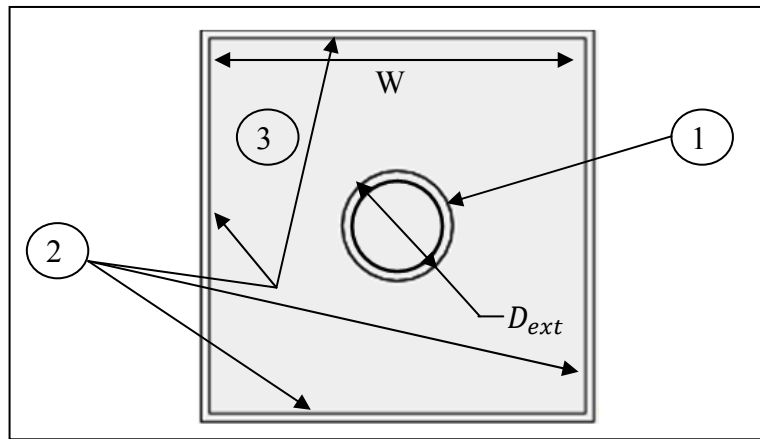


Figure 5-5 Calcul des facteurs de vue du montage

Afin d'inclure la radiation à la résistance totale dans l'enclos, on modélise ce phénomène par un coefficient de radiation  $h_{rad}$  d'une manière similaire à la modélisation de la convection (Incropera et al. [3]) :

$$q_{rad} = h_{rad} A_1 (T_1 - T_2) \quad (5.29)$$

La formule explicite du transfert radiatif de la surface #1 à #2 est tirée d'Incropera et al. [3] :

$$q_{12} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (5.30)$$

On égale les deux équations précédentes :

$$h_{rad}A_1(T_1 - T_2) = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (5.31)$$

En référence avec la Figure 5-5, il est possible d'écrire :

$$F_{12} = 1 \text{ (toute la radiation de 1 va à 2)} \quad (5.32)$$

$$h_{rad}A_1(T_1 - T_2) = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{A_1} \left( \frac{1}{\varepsilon_1} - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{1} + \frac{A_1}{1} \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2} \right)} \quad (5.33)$$

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{(T_1 - T_2) \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right) \right)} \quad (5.34)$$

$$h_{rad} = \frac{\sigma(T_1^3 + T_1^2 T_2 + T_1 T_2^2 + T_2^3)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right)} \quad (5.35)$$

$$\boxed{h_{rad} = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right)}} \quad (5.36)$$

#### 5.4.5 Le calcul de la radiation à l'extérieur de l'enclos

La même formule (5.11) peut s'appliquer autant pour la paroi rectangulaire que pour la paroi circulaire faisant face à l'environnement.

#### 5.4.6 Les résistances thermiques pour calculer le transfert de chaleur total

Toujours en référence avec la Figure 5-3, il est maintenant possible d'écrire les équations des résistances  $R_5$  à  $R_7$  (les équations pour  $R_1$  à  $R_4$  sont exactement les mêmes que celles présentées précédemment, respectivement (5.14) à (5.17)):

$$R_5 = \frac{L}{k A_3} \quad \text{Conduction pour une paroi rectangulaire [K/W]} \quad (5.37)$$

$$R_6 = \frac{1}{h_{conv} A_3} \quad \text{Convection sur une paroi rectangulaire [K/W]} \quad (5.38)$$

$$R_7 = \frac{1}{h_{rad} A_3} \quad \text{Radiation pour une paroi rectangulaire [K/W]} \quad (5.39)$$

Il est à noter qu'ici, l'aire  $A_3$  représente la surface des 4 murs, c'est-à-dire  $A_3 = 4 \cdot H \cdot W$

La résistance totale correspond à :

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + \left( \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right)^{-1} + R_5 + \left( \frac{1}{R_6} + \frac{1}{R_7} \right)^{-1} \quad [K/W] \quad (5.40)$$

Il est possible de calculer  $T_{mo}$  avec les mêmes formules des sections 5.3.5 et 5.3.6 précédentes.

#### 5.4.7 Les températures intermédiaires du montage avec enclos

Tout comme le montage sans enclos, il faut procéder par bilan de surface pour obtenir les températures moyennes  $T_3$  et  $T_4$  ( $T_1$  et  $T_2$  sont calculées de la même manière qu'à la section 5.3.6 précédente, soit à l'aide des formules (5.26) à (5.28)) :

$$q_{tot} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}\right)^{-1}} \rightarrow T_3 = T_2 - q_{tot} * \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}\right)^{-1} [K] \quad (5.41)$$

$$q_{tot} = \frac{T_3 - T_4}{R_5} \rightarrow T_4 = T_3 - q_{tot} * R_5 [K] \quad (5.42)$$

## 5.5 Les propriétés de l'air

À l'exception des gaz de combustion dans la cheminée, les propriétés de l'air sont évaluées à l'aide des polynômes suivant, qui eux-mêmes ont été calculés à l'aide de la table de propriétés de l'air du livre d'Incropera et al. [3] :

$\rho_{air} = 357.45 \cdot T^{-1.0038}$	(5.43)
---	--------

$Cp_{air} = 1000 \cdot (1.3864E^{-13} \cdot T^4 - 6.4748E^{-10} \cdot T^3 + 1.0235E^{-6} \cdot T^2 - 4.3283E^{-4} \cdot T + 1.0613)$	(5.44)
--	--------

$\mu_{air} = 2.9488E^{-7} \cdot T^{0.7197}$	(5.45)
---	--------

$\nu_{air} = 8.2520E^{-10} \cdot T^{1.7235}$	(5.46)
--	--------

$k_{air} = 1.5801E^{-17} \cdot T^5 - 9.4631E^{-14} \cdot T^4 + 2.2020E^{-10} \cdot T^3 - 2.3768E^{-7} \cdot T^2 + 1.7087E^{-4} \cdot T - 7.4939E^{-3}$	(5.47)
--	--------

$\alpha_{air} = 2.3086E^{-17} \cdot T^4 - 8.4161E^{-14} \cdot T^3 + 2.1216E^{-10} \cdot T^2 + 2.0053E^{-8} \cdot T + 7.4721E^{-8}$	(5.48)
--	--------

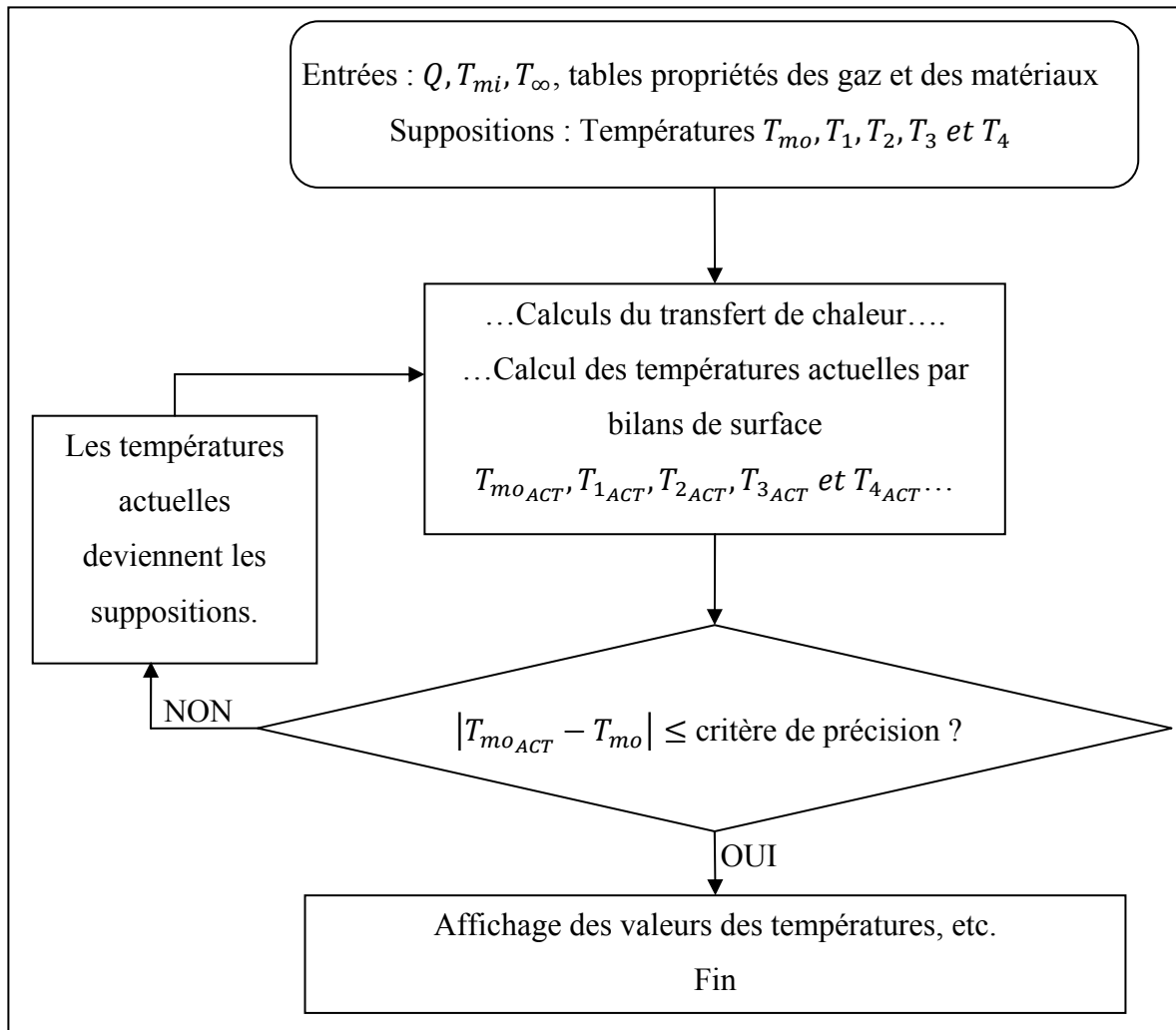
$Pr_{air} = 3.4167E^{-20} \cdot T^6 - 3.5247E^{-16} \cdot T^5 + 1.4238E^{-12} \cdot T^4 - 2.8410E^{-9} \cdot T^3 + 2.8480E^{-6} \cdot T^2 - 1.2907E^{-3} \cdot T + 8.9751E^{-1}$	(5.49)
--	--------

Il est à noter que les polynômes sont construits pour la plage 100K<T<3000K et peuvent perdre toute validité en dehors de cette plage.

## **5.6 L'implantation des équations**

Il est maintenant possible de mettre toutes ces équations sous forme de code de programmation. Ceci est essentiel afin de pouvoir effectuer des itérations. En fait, comme on cherche à trouver les différentes températures dans le modèle, sachant que le calcul du transfert de chaleur dépend des propriétés du fluide et des matériaux qui elles mêmes dépendent des températures, cette démarche nécessite d'estimer des températures initiales. On suppose premièrement des températures, on effectue les calculs et on vérifie si elles sont valides. On peut représenter schématiquement cette démarche par le schéma suivant (Algorithme 5.1) :

Algorithme 5.1 Schéma de résolution numérique du problème par analogie électrique



Afin de trouver  $T_1$  à  $T_4$ , on effectue des bilans de surface à partir de la température moyenne  $T_m$ ; à cet effet, il est aussi possible de réaliser des bilans de surface à partir de  $T_{mo}$  ou  $T_{mi}$  si on désire avoir une idée des températures moyennes dans le haut et le bas des montages.

Qu'il s'agisse des températures, d'une quantité de chaleur ou une autre variable, toutes les valeurs de ces paramètres demeurent des valeurs moyennes pour les différentes sections du montage. À cet effet, il n'est donc pas possible d'obtenir les températures pour n'importe quel endroit du montage, ce qui est néanmoins permis par les méthodes des EF/VF.

L'implantation est réalisée à l'aide du logiciel Scilab dont la plus récente version Scilab5.2.2. est présentement utilisée (2011). Ce logiciel est similaire à Matlab, mais il est moins stable et il ne permet pas autant de choses (fonctions disponibles, calcul symbolique, options des graphiques, etc.) que Matlab. Par contre, il a l'avantage d'être gratuit, donc il peut être installé sur des postes de travail de l'entreprise ICC encadrant le présent projet.

L'avantage de cette méthode réside dans le fait qu'elle est très rapide (quelques secondes seulement sont nécessaires pour résoudre un modèle 1D). Il est possible de voir rapidement quels paramètres influencent le plus le transfert de chaleur notamment à l'aide des valeurs des différentes résistances. Aussi, par exemple, il est possible de changer ou modifier les matériaux utilisés dans le modèle pour observer ce que ces changements apportent au transfert de chaleur. Finalement, il permet aussi d'avoir un ordre d'idée de la solution que devrait avoir le modèle résolu dans FS. En résumé, ce modèle permet une certaine optimisation et une validation primaire.

## **CHAPITRE 6**

### **VALIDATION DU MODÈLE 1D AVEC DONNÉES EXPÉRIMENTALES ET SIMULATIONS NUMÉRIQUES**

#### **6.1 Validation du modèle 1D avec les données expérimentales**

Suite à la saisie des propriétés des matériaux dans le modèle de transfert de chaleur en 1D, la validation de celui-ci peut alors s'effectuer. Afin de procéder à sa vérification, les résultats des essais expérimentaux pour la cheminée sans enclos (voir la section 2.4.4) et avec enclos (voir la section 2.4.5) sont utilisés. À partir des résultats expérimentaux présentés à l'ANNEXE II et à l'ANNEXE III, dans tous les cas, les températures des montages expérimentaux sont moyennées pour chaque surface considérée (les valeurs moyennes sont montrées au Tableau 2-11 et au Tableau 2-13). Par contre, puisqu'il n'y a qu'une sonde de température placée à chaque hauteur déterminée dans la cheminée, ces températures expérimentales ponctuelles sont prises directement pour comparer avec les résultats du modèle 1D.

En premier lieu, la validation du modèle 1D est effectuée à l'aide du cas le plus simple, c'est-à-dire la cheminée industrielle sans enclos. Lorsque cette vérification est faite, dans un second temps, le modèle 1D avec enclos est comparé aux données expérimentales; par le fait même, la corrélation développée au CHAPITRE 4 est mise en application.

##### **6.1.1 Validation du modèle de la cheminée verticale sans enclos**

En ayant préalablement validé le code dans le logiciel de programmation, il est attendu que les résultats obtenus à l'aide du modèle calculant le transfert de chaleur en 1D soient comparables à ceux expérimentaux, puisqu'il s'agit uniquement d'une conduite cylindrique



verticale dans laquelle on fait passer un gaz chaud. Encore une fois, les trois mêmes points de comparaison de base qui ont été employés pour la validation du modèle FS, à savoir les températures moyennes  $T_{mo}$ ,  $T_{s1}$  et  $T_{s2}$  (voir la Figure 2-17 précédente pour l'identification des variables utilisées, et voir la section 2.4.4.1 pour plus d'informations sur le calcul des températures moyennes expérimentales  $T_{s1}$  et  $T_{s2}$ ), sont utilisées pour valider le présent modèle. Pour débiter, voici les premiers résultats calculés à l'aide de ce modèle (Tableau 6-1) :

Tableau 6-1 Premiers résultats calculés avec le modèle 1D

(toutes les $T^\circ$ en $^\circ\text{C}$ )		Essai			
		500 $^\circ\text{C}$	649 $^\circ\text{C}$	927 $^\circ\text{C}$	1149 $^\circ\text{C}$
$T_{mo}$	<b>1D</b>	404.3 (27.2%)	576.3 (13.6%)	803.9 (15.5%)	1009.2 (15.5%)
	<b>Exp.</b>	300.5	500.8	682.4	855.8
$T_{s1}$	<b>1D</b>	235.8 (-54.6%)	430.2 (-23.5%)	590.1 (-38.3%)	761.6 (-33.2%)
	<b>Exp.</b>	352.7	526.2	807.9	1007.5
$T_{s2}$	<b>1D</b>	66.5 (-66.4%)	113.5 (-30.6%)	166.3 (-47.1%)	238.1 (-69.4%)
	<b>Exp.</b>	96.0	141.5	234.2	388.1

D'après le Tableau 6-1 précédent, on voit très bien que le modèle n'est pas très performant. Pour un problème physique de cette simplicité, les différences entre les valeurs calculées numériquement et celle mesurées expérimentalement doivent être amoindries, sinon ce modèle n'est pas d'une grande aide pour prévoir les comportements des cheminées.

En remettant en doute la validité des hypothèses qui ont été décrites à la section 5.2, voici les principales manœuvres qui ont été effectuées pour tenter de corriger le modèle 1D :

1. Dans le modèle 1D, on tente d'imposer des valeurs de conductivités thermiques pour la cheminée autres que celles qui ont été mesurées expérimentalement, même en sachant

que certains changements sont si drastiques qu'ils font en sorte de ne plus avoir de sens physique comparativement aux données expérimentales.

2. Effectuer les bilans de surface avec  $T_{mi}$  ou  $T_{mo}$  plutôt qu'avec  $T_m$ .
3. Imposer des valeurs fixes pour les coefficients de convection.
4. On ajoute la possibilité d'imposer une température ambiante ( $T_\infty$ ) différente de la température des parois entourant le montage ( $T_{surr}$ ).

Finalement, rien ne vient à bout de corriger adéquatement le modèle. Le code du modèle 1D est replacé dans son état original (sauf la possibilité d'imposer  $T_\infty \neq T_{surr}$  est conservée pour plus de flexibilité).

Encore une fois, on se tourne vers les données expérimentales recueillies pour le banc d'essai de la cheminée verticale. À l'aide des nombreux thermocouples placés à des endroits stratégiques, il est possible de calculer la perte de chaleur par convection interne à l'aide de la formule suivante :

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{mo} - T_{mi}) \quad [W] \quad (6.1)$$

En supposant que l'émissivité de l'acier inoxydable 430 est valide, il est possible de calculer la quantité de chaleur perdue par radiation :

$$q_{rad} = A \cdot \sigma \cdot \varepsilon_2 (T_{s2}^4 - T_{surr}^4) \quad [W] \quad (6.2)$$

La quantité de chaleur perdue par convection à l'extérieur de la conduite est donc :

$$q_{conv ext} = q - q_{rad} \quad [W] \quad (6.3)$$

Le coefficient de convection correspondant à l'écoulement libre à l'extérieur de la conduite peut être calculé à l'aide de la formule suivante et des données expérimentales :

$$h_{ext} = \frac{q_{conv\ ext}}{A(T_{s2} - T_{\infty})} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (6.4)$$

De la même manière, le coefficient de convection pour l'écoulement forcé interne est à l'aide de la formule suivante :

$$h_{int} = \frac{q}{A(T_{s1} - T_m)} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad \text{où} \quad T_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2} \quad [K] \quad (6.5)$$

Le Tableau 6-2 suivant présente les résultats des calculs effectués à l'aide des formules précédentes et des résultats expérimentaux présentés à l'ANNEXE II :

Tableau 6-2 Résultats des essais expérimentaux sans enclos

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
$T_{\infty}$	22	22	23	22	[°C]
$T_{s1}$	353	526	808	1008	[°C]
$T_{s2}$	96	142	234	388	[°C]
$T_{mi}$	494	653	919	1141	[°C]
$T_{mo}$	301	501	683	856	[°C]
$T_m^*$	398	577	801	998	[°C]
$\epsilon_{430}^*$	0.213	0.209	0.196	0.168	[-]
$\dot{m}^*$	0.01	0.029	0.035	0.051	[kg/s]
$C_p^*$	1295	1340	1396	1438	[J/kgK]
$q^*$	2512	5970	11535	21080	[W]
$q_{rad}^*$	489	960	2402	6432	[W]
$q_{conv\ ext}^*$	2023	5010	9133	14647	[W]
$h_{ext}^*$	7.39	11.37	11.71	10.84	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{rad}^*$	1.79	2.18	3.08	4.76	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{int}^*$	19.05	39.94	550.71	776.29	[W/m <sup>2</sup> K]

\* Ces valeurs sont calculées à l'aide des données expérimentales et non pas mesurées à l'aide d'instruments. Les valeurs des variables sans (\*) ont été évaluées à l'aide d'instruments de mesure.

Toujours pour les mêmes dimensions de cheminées ( $D_1=8\text{po}$ ,  $D_2=10\text{po}$  et  $H=182\text{po}$ ), pour les quatre essais expérimentaux, il est possible de calculer les valeurs des coefficients de convection ( $h$ ) à l'extérieur de la cheminée à l'aide de l'équation empirique (5.9) présentées à la section 5.3.3. Les résultats concordent avec une différence de 26% à 46% par rapport à ceux calculés avec les données expérimentales et valeurs l'équation (6.4) (voir le Tableau 6-2 et le Tableau 6-3) :

Tableau 6-3  $h$  externes calculés avec les équations empiriques et les données expérimentales

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
$T_{\text{film}}$	59	82	128	205	[°C]
$\beta$	0.003	0.003	0.002	0.002	[K <sup>-1</sup> ]
$Pr_{\text{air}}$	0.695	0.692	0.688	0.687	[-]
$\nu_{\text{air}}$	0.0000183	0.0000205	0.0000253	0.0000343	[m <sup>2</sup> /s]
$\alpha_{\text{air}}$	0.0000273	0.0000305	0.0000374	0.0000502	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$k_{\text{air}}$	0.030	0.032	0.035	0.039	[W/mK]
$D/L$	0.055	0.055	0.055	0.055	[-]
$Gr_L$ (E10 <sup>9</sup> )	646	777	799	632	[-]
$\frac{D}{L} \gtrsim \frac{35}{Gr_L^{1/4}}$	Vrai	Vrai	Vrai	Vrai	[-]
$Ra_L$ (E10 <sup>9</sup> )	432	522	541	431	[-]
$Nu_L$	840	893	902	838	[-]
$h_{\text{ext}}$	5.46 [26%]	6.11 [46%]	6.78 [42%]	7.14 [34%]	[W/m <sup>2</sup> K]

Il est à noter que le  $h_{rad}$  n'apparaît pas dans le Tableau 6-3 puisqu'il correspondrait à la même valeur qu'au Tableau 6-2.

Les pourcentages d'écarts pour les valeurs de  $h$  sont calculés à l'aide de la formule suivante :

$$[écart] = \left( 1 - \frac{h_{empirique}}{h_{exp}} \right) \cdot 100 \quad (6.6)$$

Les écarts pour les coefficients de convection extérieur ne sont pas dramatiques car l'impact de ceux-ci sur le transfert de chaleur est atténué parce qu'il agit en parallèle avec le coefficient radiatif ( $h_{rad}$ ). D'après le Tableau 6-2, le coefficient radiatif ( $h_{rad}$ ) joue un plus grand rôle que le coefficient de convection libre ( $h_{ext}$ ) pour la propagation de la chaleur.

De la même manière, à l'aide des équations présentées dans les sections 5.3.1.1 et 5.3.1.2, on calcule les coefficients de convection pour l'intérieur de la cheminée (voir le Tableau 6-4) :

Tableau 6-4  $h$  internes calculés avec les équations empiriques et les données expérimentales

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
$Pr_{gaz comb.}^*$	0.763	0.774	0.778	0.770	[-]
$\nu_{gaz comb.}^*$	0.0000713	0.0000983	0.0001363	0.0001735	[m <sup>2</sup> /s]
$\mu_{gaz comb.}^*$	0.0000309	0.0000354	0.0000404		[Ns/m <sup>2</sup> ]
$\mu_{sgaz comb.}$	0.0000297	---	---	---	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$k_{gaz comb.}^*$	0.051	0.060	0.071	0.081	[W/mK]
$Q$	0.021	0.074	0.108	0.184	[m <sup>3</sup> /s]
$Re^*$	1801	4715	4951	6652	[-]
$\varepsilon$ (rugosité)	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	[m]
$f^*$	0.036	0.038	0.038	0.035	[-]
$Nu_D$	éq. (5.5)	éq. (5.6)	éq. (5.6)	éq. (5.6)	[-]

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
	7.34	15.95	16.76	21.85	[-]
$h_{int}$	1.85 [90.3%]	4.70 [88.2%]	5.84 [98.9%]	8.72 [98.9%]	[W/m <sup>2</sup> K]

On remarque alors qu'il subsiste une très grande différence entre les valeurs des coefficients de convection intérieur  $h_{int}$  calculées avec l'une ou l'autre des formules empiriques (5.4), (5.5) ou (5.6), et celles évaluées avec les données expérimentales : il y a donc possiblement un problème lié à la prédiction des nombres de Nusselt dans la conduite.

Puisque les écoulements internes ont été très étudiés et validés, jamais il n'a été question de remettre en doute la validité de ces équations pour les besoins du projet. Premièrement, selon les résultats montrés au Tableau 6-4, pour 3 essais sur 4, l'écoulement forcé interne serait plus isolant à la propagation de la chaleur que l'écoulement libre externe ( $h_{int} < h_{ext}$ ), ce qui semble peu probable. Lors des essais expérimentaux concernant les cheminées industrielles, le brûleur génère une telle poussée, qui semble hautement turbulente, qu'il est physiquement difficile de s'imaginer que cet écoulement soit plus isolant que l'écoulement libre sur la paroi externe de la cheminée.

De plus, selon le livre d'Incropera et al. [3] d'où ont été tirées les formules (5.4), (5.5) et (5.6), les valeurs typiques pour les coefficients de convection pour un écoulement forcé dont le fluide est un gaz devraient se situer entre 25 et 250 W/m<sup>2</sup>K, ce qui n'est pas le cas pour les formules empiriques. Aussi, une mise en garde est mentionnée lors de l'utilisation de l'équation (5.6) qui stipule que si cette formule est utilisée dans le régime transitoire ( $2300 < Re < 10^4$ ), ce qui est le cas ici, les coefficients de convection seront prédits à la hausse; il semble ici qu'ils soient prédits à la baisse. Finalement, il est possible de remarquer que les conditions qui sont atteintes par les 4 essais expérimentaux sont plutôt à la limite inférieure des plages ( $0.5 \lesssim Pr \lesssim 2000$  et  $3000 \lesssim Re \lesssim 5 * 10^6$ ) pour appliquer l'équation (5.6). Il est à noter que dans tous les cas la rugosité de la paroi a été imposée à 46  $\mu m$  (acier commercial, selon Incropera et al. [3]).

Même dans l'éventualité où l'on double le débit, on obtient des coefficients de convection encore trop bas par rapport à ceux calculés avec les données expérimentales. De plus, ils ne se situent même pas dans la plage 25 à 250 W/m<sup>2</sup>K (voir Tableau 6-5 suivant) :

Tableau 6-5  $h$  intérieur calculés avec débits exagérés

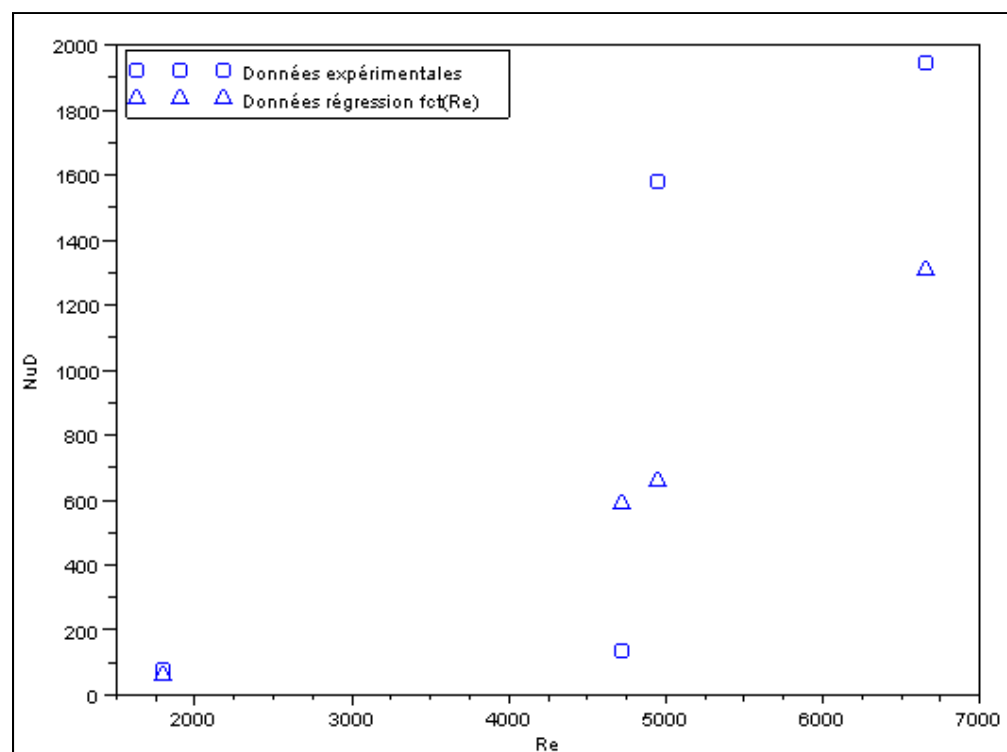
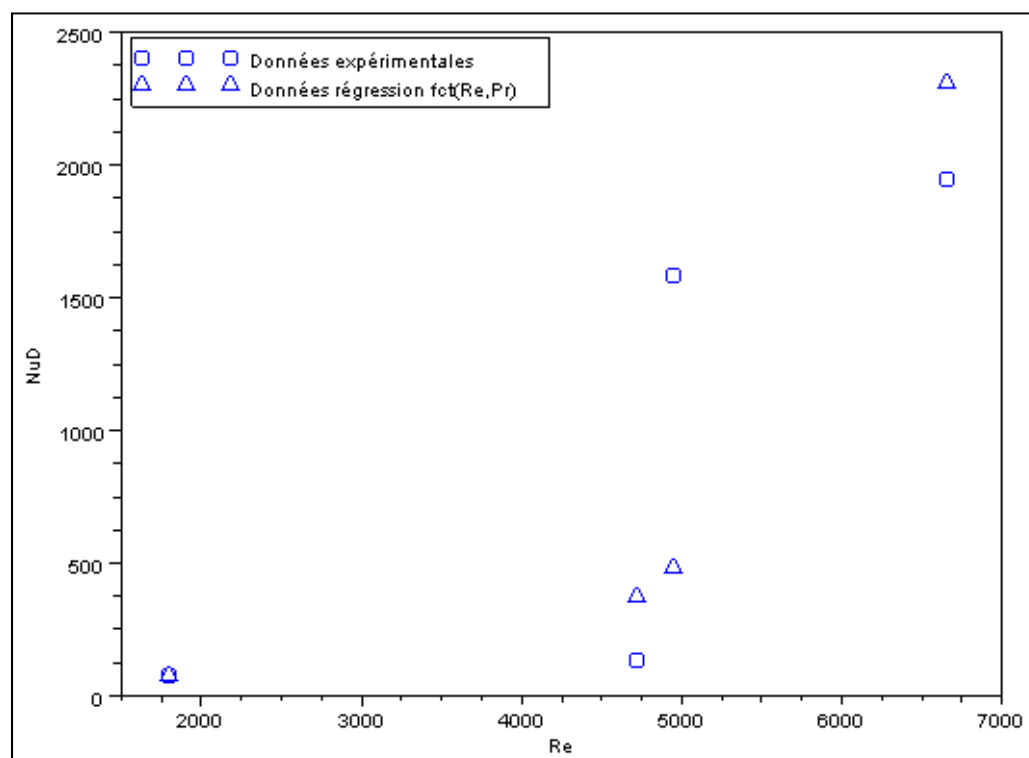
Paramètre		Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
<b>Q</b>		0.021	0.148	0.215	0.368	[m <sup>3</sup> /s]
<b>Re*</b>		3603	9431	9902	13304	[-]
<b><math>\varepsilon</math> (rugosité)</b>		46 $\mu m$	46 $\mu m$	46 $\mu m$	46 $\mu m$	[m]
<b>f*</b>		0.041	0.032	0.031	0.029	[-]
<b><math>Nu_D</math></b>		éq. (5.6)	éq. (5.6)	éq. (5.6)	éq. (5.6)	[-]
		12.10	29.57	30.89	39.23	[ ]
<b><math>h_{int}</math></b>	<b>1D</b>	3.06 [84.0%]	8.72 [78.2%]	10.76 [98.0%]	15.66 [98.0%]	[W/m <sup>2</sup> K]
	<b>Exp.</b>	19.05	39.94	550.71	776.29	[W/m <sup>2</sup> K]
<b>T<sub>mo</sub></b>	<b>1D</b>	428 (31.4%)	603 (17.6%)	841 (19.4%)	1053 (19.1%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	300.5	500.8	682.4	855.8	[°C]
<b>T<sub>s1</sub></b>	<b>1D</b>	303 (-17.6%)	498 (-6.0%)	681 (-19.2%)	864 (-17.0%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	352.7	526.2	807.9	1007.5	[°C]
<b>T<sub>s2</sub></b>	<b>1D</b>	80 (-27.3%)	134 (-6.0%)	206 (-15.5%)	299 (-32.3%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	96.0	141.5	234.2	388.1	[°C]

Le Tableau 6-5 précédent montre toutefois une diminution des écarts des températures calculées avec le modèle 1D par rapport à celles expérimentales, et donc une amélioration de l'estimation des températures en comparaison avec les premiers résultats présentés au Tableau 6-1. Par le fait même, ceci montre que les  $h$  intérieurs doivent nécessairement être plus élevés, bien qu'il semble peu probable que le débit soit sous-estimé de la sorte.

Néanmoins, pour les besoins du projet, les formules pour calculer les nombre de Nusselt à l'intérieur de la cheminée ne semblent pas applicables (attention, le fait de mentionner que ces formules ne s'appliquent pas pour le contexte du problème ne signifie pas qu'on remet en doute leur validité et qu'elles ne devraient pas être utilisées). À partir des quatre essais expérimentaux (montage de la cheminée sans enclos), il est possible de construire une nouvelle corrélation, à l'aide de la méthode des moindres carrés (section 4.6.1). Ici, on ne fera pas l'analyse dimensionnelle pour savoir de quels paramètres la corrélation doit dépendre puisque les paramètres utilisés dans la formule (5.6) l'indiquent. On suppose donc que la corrélation dépend du facteur de friction ( $f$ ), du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et du nombre de Prandtl ( $Pr$ ).

D'après le Tableau 6-2, encore une fois, les nombres de Prandtl restent constants pour les quatre différents essais. À cet effet, on ne les considèrera pas dans la corrélation. De plus, cette fois-ci, comme on ne dispose que de quatre essais, le fait d'inclure tous les paramètres ( $Re$ ,  $Pr$  et  $f$ ) rend la corrélation très précise pour prédire les valeurs expérimentales, mais en dehors de ces valeurs ponctuelles, l'équation peut devenir très instable. La Figure 6-1, la Figure 6-2 et la Figure 6-3 montrent les régressions effectuées avec un, deux ou trois paramètres :



Figure 6-1 Régression effectuée à l'aide de  $Re$ Figure 6-2 Régression effectuée à l'aide de  $Re$  et  $f$

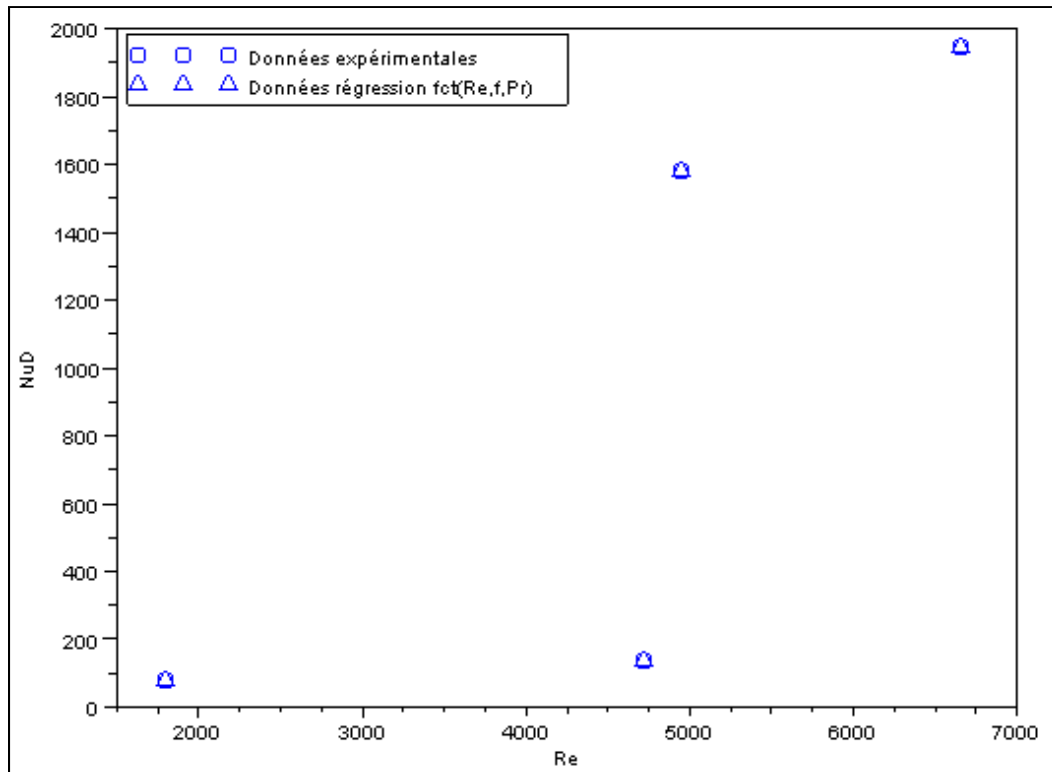


Figure 6-3 Régression effectuée à l'aide de  $Re$ ,  $f$  et  $Pr$

Afin de montrer comment les trois différentes corrélations réagissent, le Tableau 6-6 présente les valeurs des nombres de Nusselt pour les paramètres  $Re$ ,  $f$  et  $Pr$  :

Tableau 6-6 Calculs des nombres de Nusselt à l'aide des corrélations

Essai	$Re$	$f$	$Pr$	$Nu_D$ $= f(Re)$	$Nu_D$ $= f(Re, f)$	$Nu_D$ $= f(Re, f, Pr)$
aléatoire	2000	0.03	0.70	80	549	0
aléatoire	5000	0.03	0.77	672	5191	2105561
aléatoire	6000	0.05	0.77	1027	44	0

Donc, en référence avec les Figure 6-1 à la Figure 6-3 et le Tableau 6-6, la meilleure corrélation semble celle qui fait appel au paramètre  $Re$  uniquement. En effet, les deux autres corrélations divergent par rapport aux données expérimentales (les nombres  $Nu_D$

expérimentaux, présentés au Tableau 6-7 suivant) lorsqu'on fait varier légèrement les valeurs de  $Re$ ,  $f$  ou  $Pr$  (le comportement des corrélations aurait été différent s'il y avait eu plus de données expérimentales). Finalement, la corrélation du nombre de  $Nu$  en fonction du nombre de  $Re$  pour les régimes laminaire et turbulent (transitoire) est :

$$Nu_D = 1.668E10^{-6} \cdot Re^{2.3263} \quad \text{valide pour} \quad \begin{cases} Pr \approx 0.77 \\ Re \lesssim 10\,000 \\ \text{Paroi lisse} \end{cases} \quad (6.7)$$

Une paroi lisse signifie une rugosité moyenne bien en dessous de  $260\,\mu m$  ( $260\,\mu m$  représente la rugosité de la fonte). Tel que déjà mentionné, ici on utilise  $46\,\mu m$  (acier commercial), selon Incropera et al. [3].

Il est à noter que cette corrélation a été construite spécifiquement pour répondre aux besoins des présents essais expérimentaux en prenant en considération des parois parfaitement lisses et elle ne devrait pas être utilisée à d'autres fins.

Le Tableau 6-7 présente les résultats obtenus avec le modèle 1D en prenant en considération l'équation (6.7) plutôt que les équations (5.4), (5.5) et (5.6) :

Tableau 6-7 Nouveaux résultats calculés avec le modèle 1D

Paramètre		Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
<b>T<sub>mo</sub></b>	<b>1D</b>	314 (4.7%)	518 (3.5%)	696 (2.0%)	885 (3.4%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	301	501	682	856	[°C]
<b>T<sub>s1</sub></b>	<b>1D</b>	367 (4.1%)	578 (9.2%)	795 (-1.6%)	1004 (-0.4%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	353	526	808	1008	[°C]
<b>T<sub>s2</sub></b>	<b>1D</b>	100 (5.4%)	164 (15.9%)	264 (12.5%)	386 (-0.7%)	[°C]
	<b>Exp.</b>	96	142	234	388	[°C]
<b>h<sub>ext</sub></b>	<b>1D</b>	5.53 [25.1%]	6.33 [44.3%]	6.90 [41.1%]	7.74 [34.1%]	[W/m <sup>2</sup> K]
	<b>Exp.</b>	7.39	11.37	11.71	10.84	[W/m <sup>2</sup> K]

Paramètre		Essai 500°C	Essai 649°C	Essai 927°C	Essai 1149°C	Unités
$Nu_D$	1D	72 [4%]	653 [-380%]	691 [56%]	1360 [30%]	[-]
	Exp.	75	136	1581	1945	[-]
$h_{int}$	1D	17.36 [8.8%]	190 [-376%]	247 [55.2%]	577 [25.7%]	[W/m <sup>2</sup> K]
	Exp.	19	40	551	776	[W/m <sup>2</sup> K]
q total	1D	1915 [23.8%]	4455 [25.4%]	8929 [21.4%]	15 576 [26.1%]	[W]
	Exp.	2 512	5 970	11 353	21 080	[W]

Tous les résultats, en ce qui a trait aux températures obtenues, se trouvent maintenant à l'intérieur d'un pourcentage d'écart inclus dans -0.4% et 15.9%. La quantité totale de chaleur s'échappant de la cheminée est calculée avec une moyenne de 24% d'écart par rapport à celle calculée expérimentalement. Le modèle calculant le transfert de chaleur dans une cheminée verticale fonctionne maintenant adéquatement par rapport aux données expérimentales recueillies.

Par le fait même, ceci porte à croire que le polynôme utilisé (à la section 2.2.2.2) pour modéliser la conductivité thermique de la laine isolante soit approprié. Cette première étape étant effectuée, il est possible de passer à la validation de la cheminée entourée de l'enclos.

### 6.1.2 Validation du modèle de la conduite verticale avec enclos

Par le fait même, l'équation développée pour calculer le nombre de Nusselt pour l'écoulement naturel dans l'enclos est ici mise en application.

Ce modèle est en fait composé de deux modèles de cheminée et d'un modèle de cheminée entourée de l'enclos de bois, telle que la Figure 6-4 le montre :

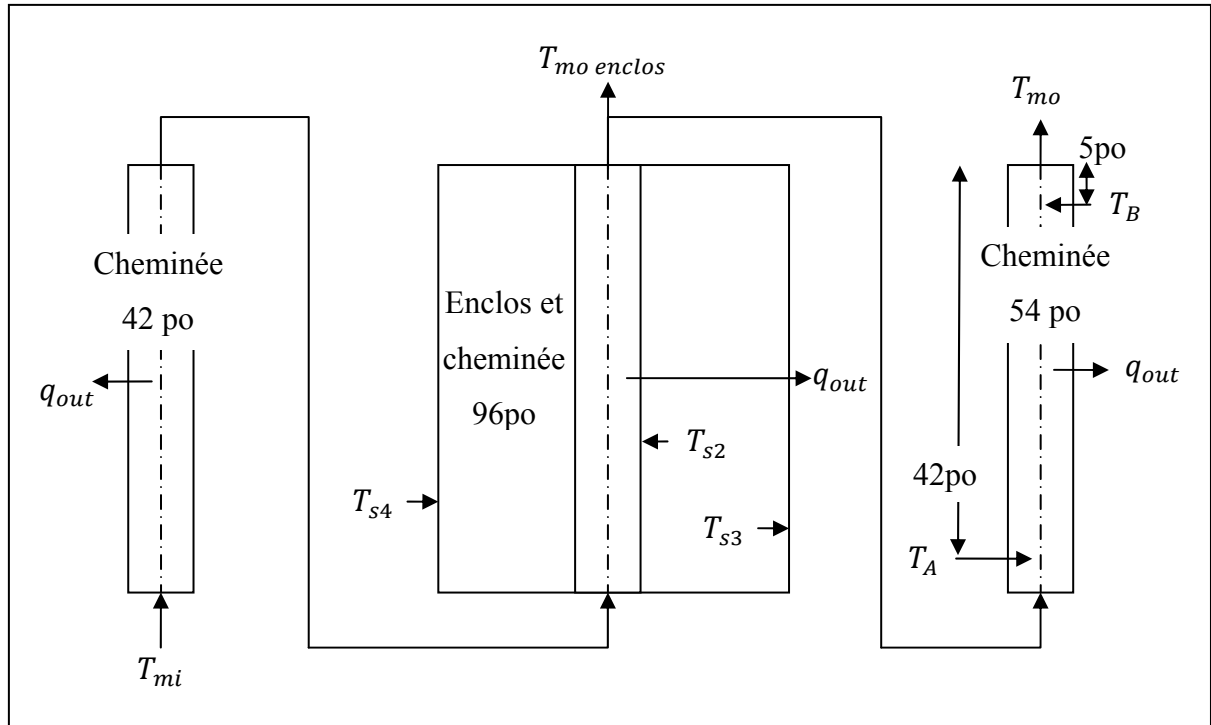


Figure 6-4 Schéma du modèle 1D avec enclos

La température de sortie devient la température d'entrée de la section suivante. Le nombre de Reynolds est calculé à l'entrée de la première section et demeure le même pour toutes les autres.

Tableau 6-8 Résultats et calculs liés aux essais expérimentaux avec enclos

Description	Variable	Essai 500	Essai 649	Dimension
Diamètre extérieur	D	10	10	[po]
		0.254	0.254	[m]
Largeur	W	14	14	[po]
		0.3556	0.3556	[m]
Hauteur	H	96	96	[po]
		2.4384	2.4384	[m]
Distance de la paroi de la conduite à la paroi de l'enclos	x	2	2	[po]
		0.0508	0.0508	[m]
Température ambiant	T <sub>inf</sub>	21	22	[°C]
Température moyenne	T <sub>mi</sub>	502	648	[°C]

Description	Variable	Essai 500	Essai 649	Dimension
d'entrée dans la conduite				
Température moyenne dans la conduite à 5 po du haut	TB	303	533	[°C]
Température moyenne dans la conduite à 42 po du haut	TA	351	577	[°C]
Température moyenne de la paroi extérieure de la conduite	Ts2	134	210	[°C]
Température moyenne de la paroi intérieure de l'enclos	Ts3	60	95	[°C]
Température moyenne de la paroi extérieure de l'enclos	Ts4	48	68	[°C]
Température moyenne dans l'enclos	Tm	97	153	[°C]
Quantité de chaleur perdue par convection dans la conduite	q conv int	1199	2377	[Watt]
Émissivité acier inox. 430	$\epsilon 1$	0.210	0.200	[-]
Émissivité bois peint noir	$\epsilon 2$	0.879	0.879	[-]
Émissivité bois naturel	$\epsilon 3$	0.833	0.833	[-]
Quantité de chaleur perdue par radiation dans l'enclos	q rad	344	803	[Watt]
Quantité de chaleur perdue par convection dans l'enclos	q conv	854	1574	[Watt]
Coefficient volumétrique d'expansion thermique	B (Beta)	0.0027	0.0023	[K <sup>-1</sup> ]
Masse volumique moyenne	rho	0.94	0.82	[kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosité dynamique moyenne	u (mu)	0.000021	0.000023	[Pa*s]
Nombre de Prandtl moyen	Pr	0.69	0.69	[-]
Conductivité thermique moyenne du fluide	k	0.033	0.036	[W/m*k]
Viscosité cinématique moyenne	v (nu)	0.00002207	0.00002807	[m <sup>2</sup> /s]
Diffusivité thermique moyenne	a (Alpha)	0.00003278	0.00004136	[m <sup>2</sup> /s]
Delta T	DT	74	115	[°C]
Aire de la conduite	A1	1.95	1.95	[m <sup>2</sup> ]
Coefficient de convection moyen dans l'enclos	h	5.95	7.05	[W/m <sup>2</sup> *K]

Description	Variable	Essai 500	Essai 649	Dimension
Nombre de Nusselt	NuL	9.24	9.87	[-]
Nombre de Rayleigh à 0°	RaL	354 223	298 527	[-]
H/D	H/D	9.6	9.6	[-]
W/D	W/D	1.4	1.4	[-]
Aire de l'enclos	A2	3.5	3.5	[m2]
Coefficient radiatif moyen dans l'enclos	h rad int	2.4	3.5	[W/m2*K]
Coefficient radiatif moyen à l'extérieur de l'enclos	h rad ext	5.5	6.1	[W/m2*K]
Quantité de chaleur perdue par radiation à l'extérieur de l'enclos	q rad ext	150	283	[Watt]
Coefficient de convection libre moyen à l'extérieur de l'enclos	h conv ext	11	13	[W/m2*K]
Quantité de chaleur perdue par convection à l'extérieur de l'enclos	q conv ext	1048	2095	[Watt]
Épaisseur du contreplaqué de bois	L bois	0.0095	0.0095	[m]
Conductivité thermique du contreplaqué de bois	k bois	0.27	0.24	[Watt]

En effectuant les simulations sans ajuster/modifier aucun paramètre du modèle 1D (sans le recalculer), il est possible d'obtenir les résultats suivants :

Tableau 6-9 Premiers résultats calculés avec le modèle 1D pour l'enclos

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Unités
$T_{s2}$	140 (4.7%)	264 (22.2%)	[°C]
$T_{s3}$	70 (18.8%)	133 (37.6%)	[°C]
$T_{s4}$	47 (-3.5%)	75 (12.7%)	[°C]
$T_{mo}$	316 (4.4%)	523 (-2.0%)	[°C]
$T_{mo\ enclos}$	353 (0.5%)	553 (-4.3%)	[°C]
$h_{enclos}$	3.18 [46.6%]	3.49 [50.5%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{rad\ enclos}$	2.54 [-5.7%]	4.54 [-29.8%]	[W/m <sup>2</sup> K]

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Unités
$h_{ext}$	4.14 [62.4%]	5.10 [60.7%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{rad\ ext}$	5.34 [10.3%]	6.14 [13.0%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$q_{conv\ conduite}$	781 [165.1%]	2043 [185.9%]	[W]
$q_{conv\ enclos}$	434 [49.2%]	877 [43.6%]	[W]
$q_{rad\ enclos}$	346 [-0.7%]	1156 [-43.6%]	[W]
$q_{conv\ ext\ enclos}$	182 [82.6%]	768 [63.4%]	[W]
$q_{rad\ ext\ enclos}$	598 [-298.8%]	1275 [-350.6%]	[W]
$Ra_L\ enclos$	309 210 [12.7%]	217 446 [27.2%]	[-]
$Nu_L\ enclos$	4.85 [47.5%]	4.54 [54.0%]	[-]

Les paramètres H/D et W/D ne varient pas selon les essais et ils équivalent à 9.6 et 1.4 respectivement. De plus, il est à noter qu'afin de ne pas complexifier d'avantage le modèle 1D, même si les positions en hauteur ne sont pas exactement identiques, on calcule les écarts de  $T_{mo\ enclos}$  (modèle 1D) en la comparant à TA (expérimental), de même qu'on compare  $T_{mo}$  (modèle 1D) à TB (expérimental).

D'après les résultats du Tableau 6-9 précédent, pour les 4 points de comparaison, le modèle a une performance relativement bonne au niveau de l'évaluation des températures moyennes en considérant la complexité du problème physique. Si on recalcule légèrement le modèle en imposant une conductivité moyenne du bois de l'enclos à 0.25 W/m-K (d'après le Tableau 6-8 précédent des résultats expérimentaux, la conductivité moyenne du bois est évaluée à 0.27 et 0.24 pour les deux essais) plutôt que 0.094 W/m-K calculée expérimentalement, il est possible d'obtenir les résultats suivants :



Tableau 6-10 Résultats calculés avec le modèle recalé 1D pour l'enclos

Paramètre	Essai 500°C	Essai 649°C	Unités
$T_{s2}$	130 (-3.8%)	243 (14.9%)	[°C]
$T_{s3}$	56 (-12.6%)	99 (9.6%)	[°C]
$T_{s4}$	48 (-1.7%)	76 (14.7%)	[°C]
$T_{mo}$	315 (4.0%)	521 (-2.3%)	[°C]
$T_{mo\ enclos}$	351 (-0.0%)	552 (-4.8%)	[°C]
$h_{enclos}$	3.22 [45.9%]	3.59 [49.1%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{rad\ enclos}$	2.33 [3.0%]	3.90 [-11.5%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{ext}$	4.16 [62.2%]	5.14 [60.5%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{rad\ ext}$	5.35 [10.1%]	6.17 [12.4%]	[W/m <sup>2</sup> K]
$q_{conv\ conduite}$	797 [166.4%]	2104 [188.5%]	[W]
$q_{conv\ enclos}$	462 [45.9%]	1008 [36.0%]	[W]
$q_{rad\ enclos}$	334 [2.9%]	1096 [-36.5%]	[W]
$q_{conv\ ext\ enclos}$	188 [82.0%]	794 [62.1%]	[W]
$q_{rad\ ext\ enclos}$	608 [-305.5%]	1310 [-363.0%]	[W]
$Ra_L\ enclos$	372 028 [-5.0%]	312 765 [-4.8%]	[-]
$Nu_L\ enclos$	5.04 [45.5%]	4.88 [50.6%]	[-]

Toutes les températures moyennes calculées à l'aide de ce modèle se trouvent à l'intérieur d'un pourcentage d'écart de -12.6% à 14.9%, ce qui est acceptable pour un modèle de cette complexité. On peut expliquer l'imposition d'une conductivité thermique du contreplaqué de bois plus haute que celle mesurée expérimentalement pour compenser les différentes fuites qui ont possiblement survenues lors des essais expérimentaux.

La majorité des paramètres ( $h$  et  $q$ ) sont restés avec un pourcentage d'écart plutôt élevés et similaires aux à l'essai précédents. Les nombres de  $Ra$  sont aussi calculés avec un faible écart par rapport aux données expérimentales. Par contre, à l'aide de la corrélation développée précédemment, on obtient des coefficients de convection dans l'enclos qui sont calculés avec

un écart d'environ 50% par rapport à ceux évalués avec les données expérimentales. Il est important de rappeler que ces coefficients de convection expérimentaux sont calculés d'une manière purement théorique, en déduisant la quantité de chaleur échangée par radiation dans l'enclos de la perte de chaleur dans la cheminée. Donc, il se peut que ces coefficients ne soient pas justes. À cet effet, la section Recommandations du présent document décrit une méthode qui peut être employée afin d'être plus confiant dans l'évaluation de ces valeurs. Pour l'instant, les températures restent donc les meilleurs points de vérification pour comparer les résultats numériques avec ceux expérimentaux.

De plus, dans le modèle 1D, si on impose les mêmes coefficients de convection calculés avec les données expérimentales ( $5.95 \text{ W/m}^2\text{K}$  et  $7.05 \text{ W/m}^2\text{K}$ , Tableau 6-8), l'écart des températures moyennes croît dans le cas de l'essai à  $500^\circ\text{C}$  et croît aussi pour certaines valeurs de l'essai à  $649^\circ\text{C}$ . Ce changement n'améliore donc pas la précision du modèle en ce qui a trait aux températures moyennes obtenues.

Finalement, il est possible de mentionner que ce modèle est validé puisqu'il est en mesure de prédire des températures moyennes, autant pour les parois du modèle que pour le fluide à la sortie de la cheminée, dans les mêmes plages de valeurs que les résultats expérimentaux. Éventuellement, il est même possible de modifier les dimensions du modèle ou de changer les matériaux composant la cheminée et d'effectuer des simulations rapides pour observer ce que ces changements peuvent provoquer résultats, afin d'optimiser ou de tester d'autres produits.

#### **6.1.2.1 Note sur la validation du modèle de la conduite verticale avec enclos**

Puisqu'il n'y a que deux essais expérimentaux avec les mêmes dimensions, tous les principaux cas (par exemple, l'enclos de 48 po de haut) ne peuvent pas être validés. Il faudrait fabriquer d'autres bancs d'essais physiques. À long terme, l'entreprise ICC fait de nombreux montages

toutes les années, la validation avec d'autres données expérimentales pourra éventuellement être effectuée.

## CONCLUSION

Premièrement, en ce qui a trait aux bancs d'essais expérimentaux pour mesurer les conductivités thermiques et les émissivités moyennes des matériaux, ceux-ci se sont avérés des outils plutôt simples et fiables d'après différentes comparaisons avec des données trouvées dans la littérature ou des valeurs des fabricants. Il y a tellement de paramètres qui viennent jouer dans les simulations numériques que si les propriétés des matériaux ne représentent pas la réalité, les résultats numériques pourront correspondre avec de très grands écarts par rapport à ceux expérimentaux. Il est donc essentiel de tester les matériaux expérimentalement et de construire des tables de propriétés pour les logiciels de simulation (et dans la mesure du possible, de ne pas extrapoler les valeurs des propriétés trouvées). Dans le même ordre d'idée, l'entreprise ICC a fabriqué un second banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques, mieux adapté à leurs besoins, à partir des méthodes développées au cours du projet. Par le fait même, ceci représente un point qui démontre de l'importance d'avoir réalisé le présent projet pour ICC.

La construction de la corrélation pour quantifier les phénomènes aérothermiques dans l'enclos a permis d'en apprendre beaucoup à propos de ces phénomènes. Aussi, les résultats du modèle 1D en comparaison avec ceux expérimentaux ont montré que les propriétés des matériaux et des fluides mesurées et calculées à l'aide des bancs d'essais étaient nécessairement près des valeurs physiques réelles. De plus, les simulations effectuées à l'aide de ce modèle ont aussi vérifié que la corrélation développée s'appliquait bien pour calculer les températures moyennes des parois du montage avec enclos. Par le fait même, ceci montre qu'effectuer une analyse dimensionnelle d'un problème physique demeure un moyen très puissant pour arriver à le modéliser mathématiquement.

Aussi, le modèle 1D a confirmé les doutes qui avaient été engendrés par les simulations effectuées dans FS à propos de simuler correctement l'écoulement interne. Il semble que cet écoulement soit particulier puisqu'autant FS que les corrélations déjà existantes pour calculer le transfert de chaleur dans les conduites cylindriques en 1D éprouvaient de la difficulté à

prédire ces phénomènes. Au cours du projet, il n'a cependant pas été possible de déterminer les causes des écarts entre les résultats numériques et expérimentaux en ce qui concerne l'écoulement interne forcé dans la cheminée.

Afin que le modèle 1D puisse prédire correctement les résultats expérimentaux, il a fallu développer une nouvelle corrélation pour modéliser l'écoulement interne à partir des données expérimentales et des analyses dimensionnelles faites auparavant. De plus, il fallait aussi trouver une méthode de recalibrer les modèles dans le logiciel FS car les écarts étaient trop grands par rapport aux données expérimentales. Comme il n'était pas souhaitable de modifier les conditions aux limites et/ou les propriétés des matériaux pour recalibrer ces modèles, la méthode qui fut trouvée est d'imposer des coefficients de convection moyens sur la paroi interne de la cheminée de manière à forcer une quantité de chaleur optimale transférée à celle-ci. Pour chacun des deux modèles numériques, lorsque les modifications appropriées leur ont été apportées, ils sont en mesure de mieux prédire les comportements aérothermiques liés aux cheminées industrielles.

Bien entendu, dans un premier temps, à l'aide des outils et méthodes développés au cours de ce projet, il sera question de développer et d'optimiser les cheminées industrielles ainsi que les nombreux produits s'y rattachant. L'entreprise ICC est aussi un fabricant de foyers à combustion propre fonctionnant au bois. La connaissance en transfert de chaleur véhiculée au cours de ce projet permettra potentiellement de débiter l'optimisation et le développement de ces produits à l'aide d'un logiciel tel que FS.

## RECOMMANDATIONS

La principale incertitude du présent ouvrage est sans contredit les phénomènes aérothermiques liés à l'écoulement interne forcé dans la cheminée industrielle. Au cours du projet il n'a pas été possible de bien cerner le problème lié à cet écoulement, lequel semble avoir créé des écarts importants entre les méthodes numériques et les résultats expérimentaux.

À cause des températures extrêmes dans la cheminée, il était impossible de mesurer directement le débit volumique physique généré par le brûleur. Pour pallier à ce fait, on a plutôt eu recours à des méthodes utilisées en industrie qui proposent de mesurer, entre autres, le  $\text{CO}_2$  et le nombre de pied cube de gaz brûlé, et d'effectuer différents calculs afin d'obtenir le débit dans la conduite.

La recommandation consiste tout simplement à fixer un fluxmètre (et de préférence, plusieurs fluxmètres à différentes hauteurs du montage) sur la paroi externe de la cheminée, tel que le montre la Figure R-1 suivante (dans la mesure où la température  $T_{s2}$  ne dépasse pas celle que peut accepter le fluxmètre, soit environ  $200^\circ\text{C}$  pour celui que l'on disposait pour le projet) :

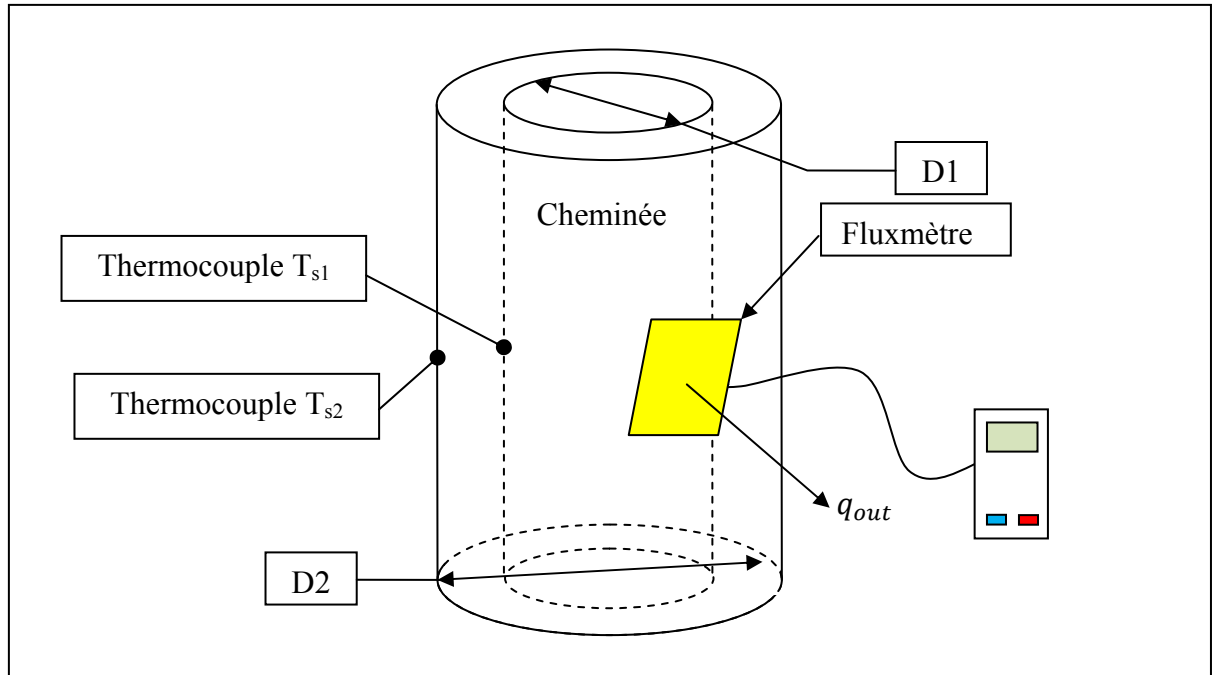


Figure R-1 Fluxmètre fixé sur la paroi externe de la cheminée

À l'aide de cette donnée supplémentaire, de l'équation suivante (R-1) et des autres mesures expérimentales (températures et propriétés thermiques du fluide), il serait possible d'être plus confiant au niveau de l'évaluation du débit dans la conduite (il faut être conscient que le fluxmètre évalue une valeur locale qui sera utilisée comme valeur moyenne, puisqu'il n'est possible de faire autrement) :

$$\boxed{\begin{aligned} \underline{q_{conv}} &= \dot{m} \cdot C_p (T_{mo} - T_{mi}) \\ &= q_{fluxmètre} \end{aligned}} \quad (R-1)$$

De plus, il serait possible d'être plus certain des valeurs des coefficients de convection pour l'écoulement interne forcé, en comparaison avec ceux qui sont évalués par les corrélations existantes :

$$\boxed{h = \frac{q}{A \cdot (T_m - T_{s1})} \quad \text{où} \quad T_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2}} \quad (R-2)$$

Cette approche permettrait aussi d'évaluer la conductivité thermique de la cheminé (par le fait même, de la laine isolante) à même les bancs d'essais complets. En résumé, ce nouveau point de mesure aiderait à confirmer beaucoup d'éléments demeurés incertains aux cours du présent projet.

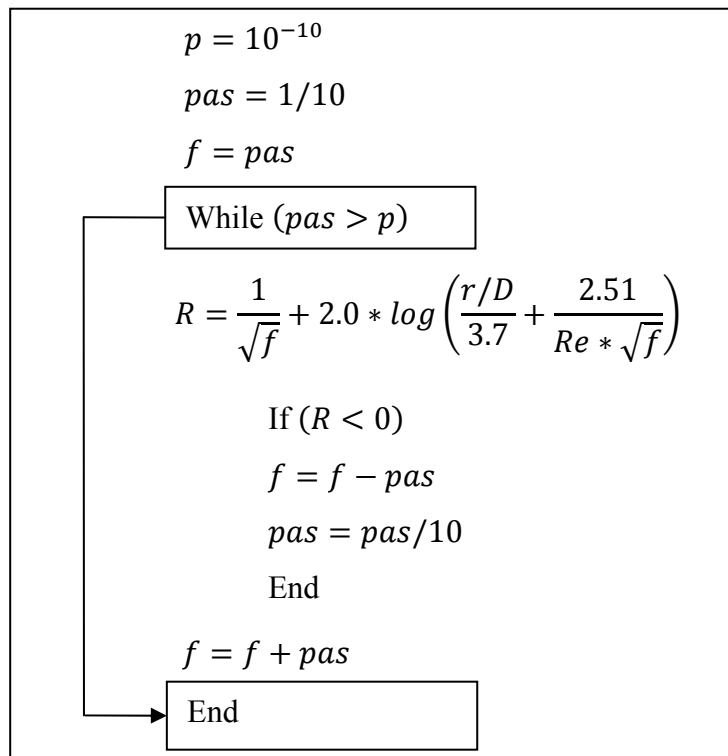
Finalement, une deuxième et dernière recommandation concerne les propriétés thermiques de la laine isolante. Puisque les taux de compression de cette dernière influence sa conductivité thermique, il serait souhaitable de la compresser à différents taux et de ré-effectuer les essais expérimentaux visant à mesurer cette propriété thermique. Si on avait fait ainsi, il aurait été possible de ne pas avoir de manque de données expérimentales à cause d'un mauvais taux de compression de la laine isolante.



## ANNEXE I

### ALGORITHME POUR CALCULER RAPIDEMENT LE FACTEUR DE FRICTION

Dans un logiciel de programmation (tel que Matlab), l'implantation de l'algorithme par Charles Henrichon pour calculer le facteur de friction est la suivante :



La variable  $p$  correspond à la précision souhaitée; plus on augmente la précision, plus on doit effectuer d'itérations. Il demeure néanmoins que pour une précision de 10 décimales (comme c'est le cas pour l'encadré précédent), seulement 100 itérations (au maximum) sont nécessaires. En fait, l'algorithme consiste tout simplement à imposer une valeur à  $f$  par pas de 1/10; si la réponse de l'équation de Colebrook est inférieure à 0, ceci veut dire que la valeur imposée est bonne, on divise le pas par 10 pour aller à la prochaine décimale, dans le

cas contraire on ajoute le pas à  $f$ , et on recommence jusqu'à ce qu'on atteigne la précision désirée.

Cet algorithme peut aussi être implémenté statiquement dans un fichier Excel; il est alors possible de trouver la solution presque instantanément à la précision souhaitée : voir l'exemple suivant réalisé pour une précision de 10 décimales :

	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
5			Données									
6		eps =	0.000002									
7		D =	0.2									
8		Re =	5000									
9		Réponse										
10		f =	0.037403922380									
11												
12	→	0.1	0.01	0.001	=G12/10	0.000001	0.0000001	0.00000001	0.000000001	0.0000000001	0.00000000001	
13	→	0	0	=E47	0.0370	0.0374	0.0374	0.037403	0.0374039	0.03740392	0.037403922	0.037403922
14		0.1	0.010	0.031	0.0371	0.03741	0.037401	0.0374031	0.03740391	0.037403921	0.0374039221	0.03740392231
15		0.2	0.02	0.032	0.0372	0.03742	0.037402	0.0374032	0.03740392	0.037403922	0.0374039222	0.03740392232
16		0.3	0.03	0.033	0.0373	=H15+H512	0.037403	0.0374033	0.03740393	0.037403923	0.0374039223	0.03740392233
17		=D16+D512	0.04	0.034	0.03744	0.037404	0.0374034	0.03740394	0.037403924	0.0374039224	0.03740392234	0.03740392234
18		0.5	0.05	0.035	0.0375	0.03745	0.037405	0.0374035	0.03740395	0.037403925	0.0374039225	0.03740392235
19		0.6	0.06	0.036	0.0376	0.03746	0.037406	0.0374036	0.03740396	0.037403926	0.0374039226	0.03740392236
20		0.7	0.07	0.037	0.0377	0.03747	0.037407	0.0374037	0.03740397	0.037403927	0.0374039227	0.03740392237
21		0.8	0.08	0.038	0.0378	0.03748	0.037408	0.0374038	0.03740398	0.037403928	0.0374039228	0.03740392238
22		0.9	0.09	0.039	0.0379	0.03749	0.037409	0.0374039	0.03740399	0.037403929	0.0374039229	0.03740392239
23												
24		0.000000	0.000000	0.698598	0.032857	0.000317	0.000317	0.000074	0.000002	0.000000193	0.000000031	0.000000007
25		-2.434837	5.401875	0.590487	0.024675	-0.000491	0.000236	0.000066	0.000001	0.000000112	0.000000023	0.000000006
26		-3.661466	2.172106	0.487264	0.016524	-0.001297	0.000155	0.000058	0.000000	0.000000031	0.000000015	0.000000005
27		-4.247414	0.698598	0.388561	0.008405	-0.002104	0.000074	0.000050	-0.000001	-0.000000049	0.000000007	0.000000005
28		-4.616561	-0.199718	0.294052	0.000317	-0.002910	-0.000006	0.000042	-0.000001	-0.000000130	-0.000000001	0.000000004
29		-4.880049	-0.824382	0.203439	-0.007741	=IF(K18=0;0;1/(K18)*0.5+2*LOG((SE56/SE57)/3.7)+2.51/(SE58*K18*0.5))						0.000000003
30		-5.082135	-1.293116	0.116455	-0.015768	-0.004522	-0.000168	0.000026	-0.000003	-0.000000292	-0.000000017	0.000000002
31		-5.244558	-1.662810	0.032857	-0.023764	-0.005327	-0.000248	0.000018	-0.000004	-0.000000372	-0.000000025	0.000000001
32		-5.379476	-1.964827	-0.047573	-0.031731	-0.006132	-0.000329	0.000010	-0.000005	-0.000000453	-0.000000033	0.000000001
33		-5.494317	-2.218100	-0.125037	-0.039667	-0.006937	-0.000410	0.000002	-0.000005	-0.000000534	-0.000000041	0.000000000
34	→	-1	-1	=DS34	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
35												
36		0	0	0	0	0.0374	0	0	0	0	0	0
37		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38		0	0	0	0	0	0	0	0.03740392	0.037403922	0	0
39		0	0.03	0	0	0	0.037403	0	0	0	0.037403922	0
40		0	0	0	0.0374	0	0	0	0	0	0	0
41		=IF(AND(E30<0,E29>0);E18;0)		0	0	0	0	0	0	0	0	0
42		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43		0	0	0.037	0	0	0	0	0	0	0	0
44		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.037403922
45		0	0	0	0	0	0	0.0374039	0	0	0	0
46												
47		0	0.03	0.037	0.0374	0.0374	0.037403	0.0374039	0.03740392	=SUM(L36:L45)	0.037403922	0.037403922380

Les formules ont été sélectionnées pour montrer à quelles cellules elles réfèrent. Les cellules pointées par une flèche sont des valeurs qu'il faut saisir et les encadrés en gras délimitent les cellules pour lesquelles une formule s'applique.

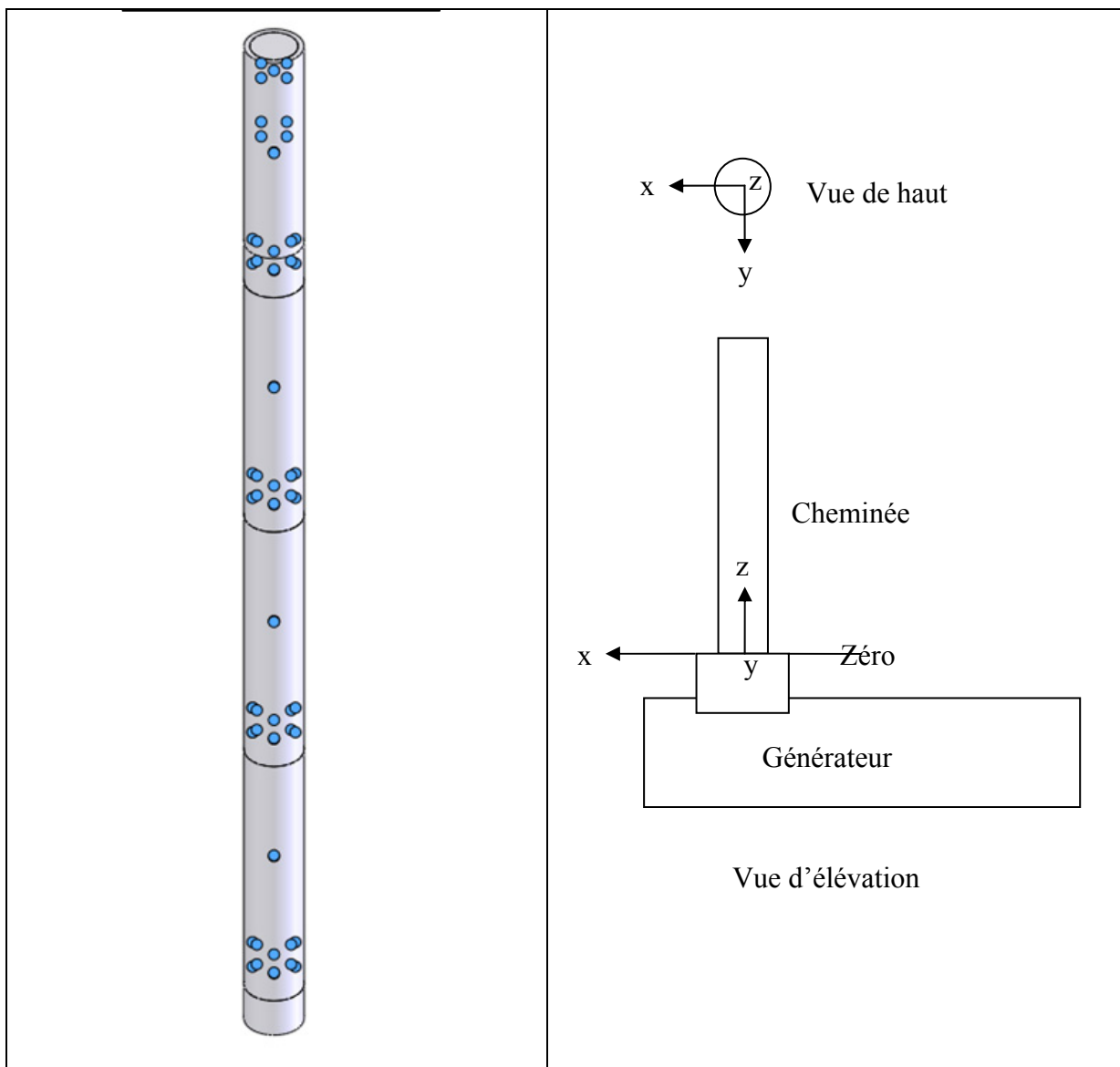
Cet algorithme peut aussi s'appliquer pour résoudre rapidement n'importe quel type d'équation dont la réponse se situe entre 0 et 1.

## ANNEXE II

### RÉSULTATS DES ESSAIS EXPÉRIMENTAUX POUR LA CHEMINÉE SANS ENCLOS

Il est à noter que les températures montrées ici sont la moyenne des trois dernières lectures lorsque le montage a été à l'équilibre.

Les coordonnées (x, y, z) de chaque thermocouple sont mesurées d'après le schéma suivant :



#	Description de l'emplacement du thermocouple	Test 500	Test 649	Test 927	Test 1149	Position du thermocouple [po]		
		T [°C]	T [°C]	T [°C]	T [°C]	x	y	z
1	Ambiant (T_inf)	21,8	22,0	22,7	21,8	---	---	---
2	Air interieur generateur	501,0	652,5	921,8	1148,3	0,0000	0,0000	-2
3	Ch 1 Air interieur	494,3	652,9	919,3	1140,7	0,0000	0,0000	6
4	Ch 1 ext avant	112,4	149,2	240,4	403,5	-5,0160	0,0000	6
5	Ch 1 ext gauche	106,9	145,9	242,1	416,8	0,0000	5,0160	6
6	Ch 1 ext arriere	97,3	136,9	247,4	433,6	5,0160	0,0000	6
7	Ch 1 ext droite	102,2	149,1	244,9	406,7	0,0000	-5,0160	6
8	Ch 1 int avant	422,2	582,5	870,9	1104,2	-4,0160	0,0000	6
9	Ch 1 int gauche	353,7	485,8	871,9	1103,1	0,0000	4,0160	6
10	Ch 1 int arriere	424,7	589,0	870,6	1101,0	4,0160	0,0000	6
11	Ch1 int droite	431,8	588,4	873,5	1103,8	0,0000	-4,0160	6
12	Ecoulement ext 0 pieds 1 à 1/2" du mur	30,9	41,1	41,6	74,4	3,9004	3,9004	6
13	Ecoulement ext 0 pieds 2 à 1/4" du mur	32,9	43,4	60,7	98,7	3,7236	3,7236	6
14	Ecoulement ext 2 pieds 1 à 1/2" du mur	35,5	42,6	45,4	57,0	3,9004	3,9004	30
15	Ecoulement ext 2 pieds 2 à 1/4" du mur	35,3	43,7	77,2	100,3	3,7236	3,7236	30
16	Ch2 Air interieur	446,9	616,3	889,3	1103,7	0,0000	0,0000	54
17	Ch 2 ext avant	103,8	151,0	255,7	433,8	-5,0160	0,0000	54
18	Ch 2 ext gauche	104,1	153,0	252,9	441,8	0,0000	5,0160	54
19	Ch 2 ext arriere	100,9	151,2	256,9	427,5	5,0160	0,0000	54
20	Ch 2 ext droite	101,4	150,8	250,9	419,9	0,0000	-5,0160	54
21	Ch 2 int avant	370,2	546,0	834,2	1033,2	-4,0160	0,0000	54
22	Ch 2 int gauche	368,5	546,6	834,8	1039,0	0,0000	4,0160	54
23	Ch 2 int arriere	371,2	546,0	833,0	1038,6	4,0160	0,0000	54
24	Ch 2 int droite	373,3	549,1	834,8	1041,2	0,0000	-4,0160	54
25	Ecoulement ext 4 pieds 1 à 1/2" du mur	34,7	44,3	55,3	73,3	3,9004	3,9004	54
26	Ecoulement ext 4 pieds 2 à 1/4" du mur	39,8	53,3	144,6	234,4	3,7236	3,7236	54
27	Ecoulement ext 6 pieds 1 à 1/2" du mur	34,9	43,7	48,3	63,1	3,9004	3,9004	78
28	Ecoulement ext 6 pieds 2 à 1/4" du mur	39,0	50,8	70,5	94,6	3,7236	3,7236	78
29	Ch 3 Air interieur	406,2	591,2	844,3	1040,2	0,0000	0,0000	102
30	Ch 3 ext avant	93,7	141,3	229,3	368,2	-5,0160	0,0000	102

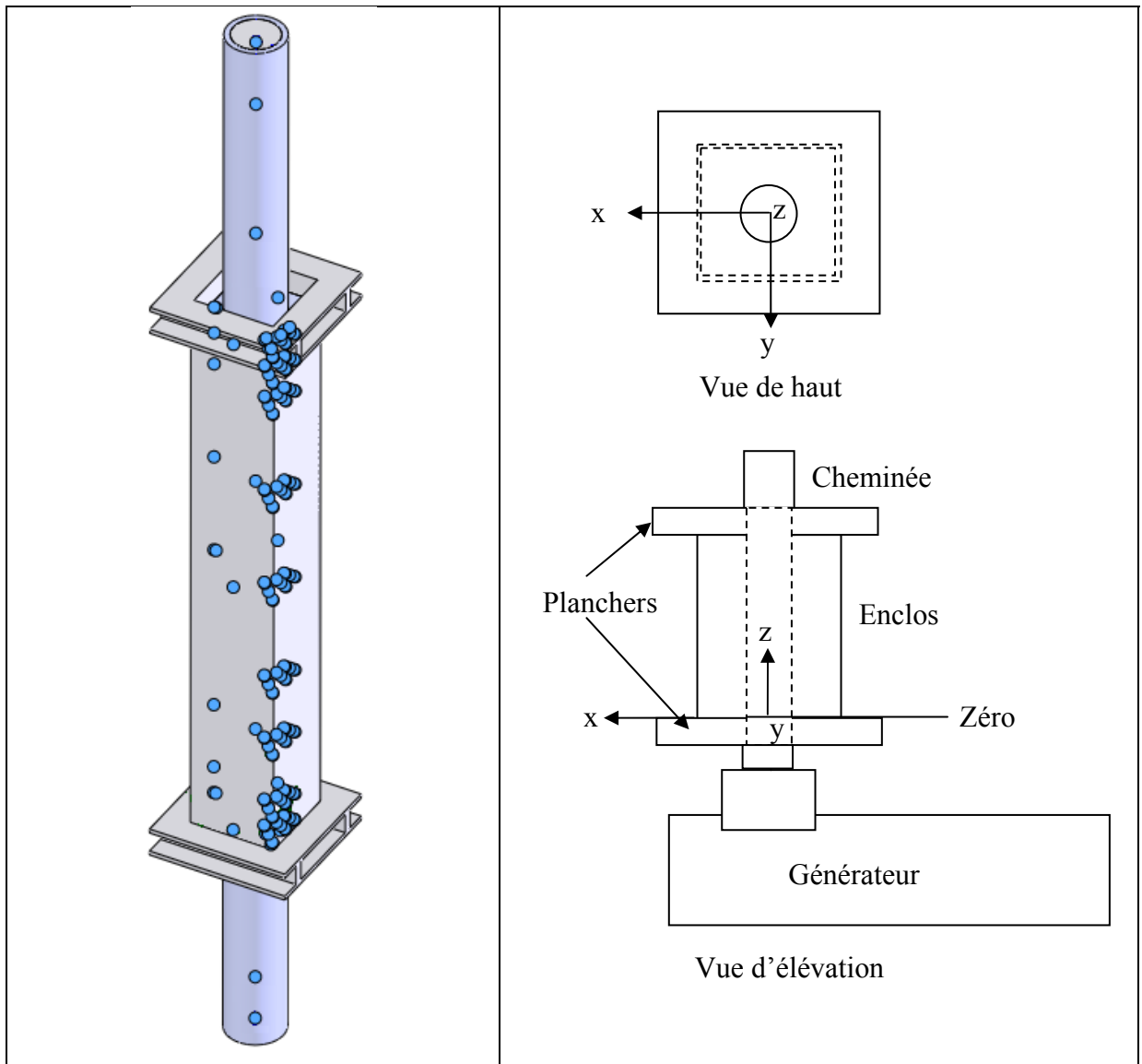
#	Description de l'emplacement du thermocouple	Test 500	Test 649	Test 927	Test 1149	Position du thermocouple [po]		
		T [°C]	T [°C]	T [°C]	T [°C]	x	y	z
31	Ch 3 ext gauche	93,0	141,5	240,9	397,4	0,0000	5,0160	102
32	Ch 3 ext arriere	90,2	135,3	221,9	366,6	5,0160	0,0000	102
33	Ch 3 ext droite	90,8	133,6	216,3	348,3	0,0000	-5,0160	102
34	Ch 3 int avant	334,7	514,3	788,4	974,3	-4,0160	0,0000	102
35	Ch 3 int gauche	333,1	510,2	785,7	975,1	0,0000	4,0160	102
36	Ch 3 int arriere	334,2	513,1	787,9	975,3	4,0160	0,0000	102
37	Ch 3 int droite	332,7	516,0	788,6	981,3	0,0000	-4,0160	102
38	Ecoulement ext 8 pieds 1 à 1/2" du mur	33,4	41,8	48,3	64,2	3,9004	3,9004	102
39	Ecoulement ext 8 pieds 2 à 1/4" du mur	37,0	47,4	72,8	108,0	3,7236	3,7236	102
40	Ecoulement ext 10 pieds 1 à 1/2" du mur	32,4	38,6	49,8	64,1	3,9004	3,9004	126
41	Ecoulement ext 10 pieds 2 à 1/4" du mur	37,5	47,5	68,5	94,6	3,7236	3,7236	126
42	Ch 4 Air interieur	374,0	561,1	804,3	988,4	0,0000	0,0000	150
43	Ch 4 ext avant	90,2	140,6	221,2	352,5	-5,0160	0,0000	150
44	Ch 4 ext gauche	85,7	135,5	222,5	348,6	0,0000	5,0160	150
45	Ch 4 ext arriere	82,2	124,3	199,0	316,0	5,0160	0,0000	150
46	Ch 4 ext droite	81,6	123,8	204,5	328,1	0,0000	-5,0160	150
47	Ch 4 int avant	297,0	482,4	737,2	912,6	-4,0160	0,0000	150
48	Ch 4 int gauche	295,3	477,3	736,1	911,9	0,0000	4,0160	150
49	Ch 4 int arriere	300,2	485,0	740,0	912,7	4,0160	0,0000	150
50	Ch 4 int droite	301,3	487,8	739,3	912,3	0,0000	-4,0160	150
51	Ecoulement ext 12 pieds 1 à 1/2" du mur	32,3	39,6	54,3	70,4	3,9004	3,9004	150
52	Ecoulement ext 12 pieds 2 à 1/4" du mur	36,1	45,3	74,7	103,7	3,7236	3,7236	150
53	Ecoulement ext 14 pieds 1 à 1/2" du mur	33,4	41,3	49,4	63,3	3,9004	3,9004	174
54	Ecoulement ext 14 pieds 2 à 1/4" du mur	35,7	45,0	60,7	85,1	3,7236	3,7236	174
55	Ch 4 Air interieur 5 po du haut	324,0	518,3	696,7	866,2	0,0000	0,0000	187
56	Air interieur haut avant 5 pouces du haut	279,4	501,6	665,0	840,3	-3,0000	0,0000	187
57	Air interieur haut gauche 5 pouces du haut	300,3	501,4	668,6	842,8	0,0000	3,0000	187
58	Air interieur haut arriere 5 pouces du haut	294,6	490,0	677,3	850,1	3,0000	0,0000	187
59	Air interieur haut droite 5 pouces du haut	304,1	492,4	704,2	879,8	0,0000	-3,0000	187
60	Air interieur haut avant 17 pouces du haut	323,7	528,8	727,4	911,0	-3,0000	0,0000	175
61	Air interieur haut gauche 17 pouces du haut	312,3	508,5	724,9	911,8	0,0000	3,0000	175
62	Air interieur haut arriere 17 pouces du haut	306,3	504,7	723,4	909,4	3,0000	0,0000	175
63	Air interieur haut droite 17 pouces du haut	313,4	516,5	754,2	939,3	0,0000	-3,0000	175

CO2 [%]	3,17	3,41	5,63	7,43
Pression [Pa]	100203,20	101185,29	100711,20	98814,82
Temps chronométré [sec]	154,00	48,00	26,80	14,6

### ANNEXE III

#### RÉSULTATS DES ESSAIS EXPÉRIMENTAUX POUR LE MONTAGE DE LA CHEMINÉE AVEC ENCLOS

Il est à noter que les températures montrées ici sont la moyenne des trois dernières lectures lorsque le montage a été à l'équilibre. Les coordonnées (x, y, z) de chaque thermocouple sont mesurées d'après le schéma suivant (seuls les thermocouples ayant rapport à l'enclos sont montrés) :





#	Description de l'emplacement du thermocouple	Test 500 T [°C]	Test 649 T [°C]	Position du thermocouple [po]		
				x	y	z
1	Air interieur generateur	502,0	647,5	0,0000	0,0000	-40,0000
2	Ch 1 Air interieur	491,3	648,0	0,0000	0,0000	-32,0000
3	Ch 2 Air interieur	431,7	621,0	0,0000	0,0000	16,0000
4	Ch 3 Air interieur	388,7	598,0	0,0000	0,0000	64,0000
5	Ch 4 Air interieur	351,3	576,5	0,0000	0,0000	112,0000
6	Ch 4 Air interieur 17 po du haut	323,0	553,0	0,0000	0,0000	137,0000
7	Ch 4 Air interieur 5 po du haut	302,7	533,0	0,0000	0,0000	149,0000
8	0 degré @ plancher	61,4	84,1	-6,0000	0,0000	0,0000
9	22,5 degrés @ plancher	56,7	75,1	-5,8167	-2,4094	0,0000
10	45 degrés @ plancher # 1	41,2	50,9	-6,2930	-6,2930	0,0000
11	45 degrés @ plancher # 2	65,1	90,0	-4,2540	-4,2540	0,0000
12	0 degré @ mur enclos	40,4	52,0	-7,0000	0,0000	1,0000
13	0 degré @ 1 po # 1	41,0	52,1	-6,7500	0,0000	1,0000
14	0 degré @ 1 po # 2	42,8	54,3	-6,0000	0,0000	1,0000
15	0 degré @ 1 po # 3	42,9	52,9	-5,2500	0,0000	1,0000
16	0 degré @ mur conduite	92,8	135,0	-5,0160	0,0000	1,0000
17	22,5 degrés @ mur enclos	39,4	50,7	-7,0002	-2,8996	1,0000
18	22,5 degrés @ 1 po # 1	40,5	53,3	-6,7693	-2,8039	1,0000
19	22,5 degrés @ 1 po # 2	41,5	53,6	-5,8167	-2,4094	1,0000
20	22,5 degrés @ 1 po # 3	42,5	52,5	-4,8651	-2,0152	1,0000
21	45 degrés @ mur enclos	34,4	44,8	-6,9997	-6,9997	1,0000
22	45 degrés @ 1 po # 1	39,2	47,4	-6,8229	-6,8229	1,0000
23	45 degrés @ 1 po # 2	46,2	59,5	-5,2729	-5,2729	1,0000
24	45 degrés @ 1 po # 3	54,5	69,5	-3,7229	-3,7229	1,0000
25	45 degrés @ mur conduite	94,5	137,8	-3,5468	-3,5468	1,0000
26	0 degré @ mur enclos	46,6	65,4	-7,0000	0,0000	6,0000
27	0 degré @ 6 po # 1	50,9	70,7	-6,7500	0,0000	6,0000
28	0 degré @ 6 po # 2	55,2	76,4	-6,0000	0,0000	6,0000
29	0 degré @ 6 po # 3	61,2	84,3	-5,2500	0,0000	6,0000
30	0 degré @ mur conduite	128,1	186,9	-5,0160	0,0000	6,0000
31	22,5 degrés @ mur enclos	46,1	64,1	-7,0002	-2,8996	6,0000
32	22,5 degrés @ 6 po # 1	49,8	67,2	-6,7693	-2,8039	6,0000
33	22,5 degrés @ 6 po # 2	54,1	73,9	-5,8167	-2,4094	6,0000
34	22,5 degrés @ 6 po # 3	55,1	76,9	-4,8651	-2,0152	6,0000
35	45 degrés @ mur enclos	45,2	60,3	-6,9997	-6,9997	6,0000
36	45 degrés @ 6 po # 1	48,7	68,1	-6,8229	-6,8229	6,0000
37	45 degrés @ 6 po # 2	56,2	78,9	-5,2729	-5,2729	6,0000
38	45 degrés @ 6 po # 3	64,4	90,7	-3,7229	-3,7229	6,0000
39	45 degrés @ mur conduite	125,7	188,1	-3,5468	-3,5468	6,0000
40	0 degré @ mur enclos	52,5	76,3	-7,0000	0,0000	18,0000
41	0 degré @ 18 po # 1	53,9	75,1	-6,7500	0,0000	18,0000
42	0 degré @ 18 po # 2	68,0	97,7	-6,0000	0,0000	18,0000
43	0 degré @ 18 po # 3	78,8	112,1	-5,2500	0,0000	18,0000
44	0 degré @ mur conduite	136,8	208,0	-5,0160	0,0000	18,0000
45	22,5 degrés @ mur enclos	50,5	73,0	-7,0002	-2,8996	18,0000
46	22,5 degrés @ 18 po # 1	62,3	88,4	-6,7693	-2,8039	18,0000
47	22,5 degrés @ 18 po # 2	70,1	100,0	-5,8167	-2,4094	18,0000
48	22,5 degrés @ 18 po # 3	77,3	110,4	-4,8651	-2,0152	18,0000
49	45 degrés @ mur enclos	52,9	74,8	-6,9997	-6,9997	18,0000
50	45 degrés @ 18 po # 1	64,9	91,7	-6,8229	-6,8229	18,0000
51	45 degrés @ 18 po # 2	71,5	102,7	-5,2729	-5,2729	18,0000
52	45 degrés @ 18 po # 3	88,0	124,8	-3,7229	-3,7229	18,0000
53	45 degrés @ mur conduite	137,3	204,4	-3,5468	-3,5468	18,0000
54	0 degré @ mur enclos	59,7	87,5	-7,0000	0,0000	30,0000
55	0 degré @ 30 po # 1	67,2	95,4	-6,7500	0,0000	30,0000
56	0 degré @ 30 po # 2	81,9	119,1	-6,0000	0,0000	30,0000
57	0 degré @ 30 po # 3	97,5	142,4	-5,2500	0,0000	30,0000
58	0 degré @ mur conduite	140,8	219,2	-5,0160	0,0000	30,0000
59	22,5 degrés @ mur enclos	55,1	79,7	-7,0002	-2,8996	30,0000
60	22,5 degrés @ 30 po # 1	77,5	113,9	-6,7693	-2,8039	30,0000



#	Description de l'emplacement du thermocouple	Test 500 T [°C]	Test 649 T [°C]	Position du thermocouple [po]		
				x	y	z
61	22,5 degrés @ 30 po # 2	83,4	122,9	-5,8167	-2,4094	30,0000
62	22,5 degrés @ 30 po # 3	93,3	137,2	-4,8651	-2,0152	30,0000
63	45 degrés @ mur enclos	56,4	81,7	-6,9997	-6,9997	30,0000
64	45 degrés @ 30 po # 1	70,4	102,0	-6,8229	-6,8229	30,0000
65	45 degrés @ 30 po # 2	83,0	119,8	-5,2729	-5,2729	30,0000
66	45 degrés @ 30 po # 3	97,7	141,0	-3,7229	-3,7229	30,0000
67	45 degrés @ mur conduite	139,9	215,3	-3,5468	-3,5468	30,0000
68	0 degré @ mur enclos	59,2	89,4	-7,0000	0,0000	48,0000
69	0 degré @ 48 po # 1	79,1	118,9	-6,7500	0,0000	48,0000
70	0 degré @ 48 po # 2	90,3	135,1	-6,0000	0,0000	48,0000
71	0 degré @ 48 po # 3	100,8	149,0	-5,2500	0,0000	48,0000
72	0 degré @ mur conduite	142,5	225,4	-5,0160	0,0000	48,0000
73	22,5 degrés @ mur enclos	63,1	95,7	-7,0002	-2,8996	48,0000
74	22,5 degrés @ 48 po # 1	76,9	118,4	-6,7693	-2,8039	48,0000
75	22,5 degrés @ 48 po # 2	90,8	138,2	-5,8167	-2,4094	48,0000
76	22,5 degrés @ 48 po # 3	98,7	149,3	-4,8651	-2,0152	48,0000
77	45 degrés @ mur enclos	60,5	90,6	-6,9997	-6,9997	48,0000
78	45 degrés @ 48 po # 1	72,8	108,8	-6,8229	-6,8229	48,0000
79	45 degrés @ 48 po # 2	89,4	134,7	-5,2729	-5,2729	48,0000
80	45 degrés @ 48 po # 3	106,7	160,7	-3,7229	-3,7229	48,0000
81	45 degrés @ mur conduite	144,2	227,0	-3,5468	-3,5468	48,0000
82	0 degré @ mur enclos	66,0	102,6	-7,0000	0,0000	66,0000
83	0 degré @ 66 po # 1	80,3	125,8	-6,7500	0,0000	66,0000
84	0 degré @ 66 po # 2	93,7	145,8	-6,0000	0,0000	66,0000
85	0 degré @ 66 po # 3	108,0	163,0	-5,2500	0,0000	66,0000
86	0 degré @ mur conduite	144,3	232,0	-5,0160	0,0000	66,0000
87	22,5 degrés @ mur enclos	66,1	102,5	-7,0002	-2,8996	66,0000
88	22,5 degrés @ 66 po # 1	81,0	123,8	-6,7693	-2,8039	66,0000
89	22,5 degrés @ 66 po # 2	93,2	142,9	-5,8167	-2,4094	66,0000
90	22,5 degrés @ 66 po # 3	104,3	162,0	-4,8651	-2,0152	66,0000
91	45 degrés @ mur enclos	62,7	94,1	-6,9997	-6,9997	66,0000
92	45 degrés @ 66 po # 1	80,6	121,6	-6,8229	-6,8229	66,0000
93	45 degrés @ 66 po # 2	94,1	142,9	-5,2729	-5,2729	66,0000
94	45 degrés @ 66 po # 3	112,2	169,5	-3,7229	-3,7229	66,0000
95	45 degrés @ mur conduite	144,8	230,6	-3,5468	-3,5468	66,0000
96	0 degré @ mur enclos	70,2	110,3	-7,0000	0,0000	84,0000
97	0 degré @ 84 po # 1	82,0	126,7	-6,7500	0,0000	84,0000
98	0 degré @ 84 po # 2	100,0	154,7	-6,0000	0,0000	84,0000
99	0 degré @ 84 po # 3	108,1	166,8	-5,2500	0,0000	84,0000
100	0 degré @ mur conduite	145,3	234,4	-5,0160	0,0000	84,0000
101	22,5 degrés @ mur enclos	65,4	101,5	-7,0002	-2,8996	84,0000
102	22,5 degrés @ 84 po # 1	81,1	124,8	-6,7693	-2,8039	84,0000
103	22,5 degrés @ 84 po # 2	96,9	148,7	-5,8167	-2,4094	84,0000
104	22,5 degrés @ 84 po # 3	105,1	160,5	-4,8651	-2,0152	84,0000
105	45 degrés @ mur enclos	59,9	85,8	-6,9997	-6,9997	84,0000
106	45 degrés @ 84 po # 1	80,8	112,8	-6,8229	-6,8229	84,0000
107	45 degrés @ 84 po # 2	97,4	148,9	-5,2729	-5,2729	84,0000
108	45 degrés @ 84 po # 3	108,6	170,2	-3,7229	-3,7229	84,0000
109	45 degrés @ mur conduite	147,4	238,6	-3,5468	-3,5468	84,0000
110	0 degré @ mur enclos	75,9	119,6	-7,0000	0,0000	90,0000
111	0 degré @ 90 po # 1	91,1	138,3	-6,7500	0,0000	90,0000
112	0 degré @ 90 po # 2	106,9	163,6	-6,0000	0,0000	90,0000
113	0 degré @ 90 po # 3	111,4	170,2	-5,2500	0,0000	90,0000
114	0 degré @ mur conduite	152,5	245,0	-5,0160	0,0000	90,0000
115	22,5 degrés @ mur enclos	71,2	110,1	-7,0002	-2,8996	90,0000
116	22,5 degrés @ 90 po # 1	96,4	149,1	-6,7693	-2,8039	90,0000
117	22,5 degrés @ 90 po # 2	108,7	166,2	-5,8167	-2,4094	90,0000
118	22,5 degrés @ 90 po # 3	114,3	175,6	-4,8651	-2,0152	90,0000
119	45 degrés @ mur enclos	74,8	115,4	-6,9997	-6,9997	90,0000
120	45 degrés @ 90 po # 1	101,5	154,3	-6,8229	-6,8229	90,0000

#	Description de l'emplacement du thermocouple	Test 500 T [°C]	Test 649 T [°C]	Position du thermocouple [po]		
				x	y	z
121	45 degrés @ 90 po # 2	107,6	165,0	-5,2729	-5,2729	90,0000
122	45 degrés @ 90 po # 3	113,9	174,1	-3,7229	-3,7229	90,0000
123	45 degrés @ mur conduite	152,3	244,4	-3,5468	-3,5468	90,0000
124	0 degré @ mur enclos	79,8	133,1	-7,0000	0,0000	95,0000
125	0 degré @ 95 po # 1	99,0	157,0	-6,7500	0,0000	95,0000
126	0 degré @ 95 po # 2	111,1	172,6	-6,0000	0,0000	95,0000
127	0 degré @ 95 po # 3	119,8	185,7	-5,2500	0,0000	95,0000
128	0 degré @ mur conduite	122,3	206,0	-5,0160	0,0000	95,0000
129	22,5 degrés @ mur enclos	82,3	140,0	-7,0002	-2,8996	95,0000
130	22,5 degrés @ 95 po # 1	102,3	160,0	-6,7693	-2,8039	95,0000
131	22,5 degrés @ 95 po # 2	115,3	176,5	-5,8167	-2,4094	95,0000
132	22,5 degrés @ 95 po # 3	121,7	188,0	-4,8651	-2,0152	95,0000
133	45 degrés @ mur enclos	78,3	124,5	-6,9997	-6,9997	95,0000
134	45 degrés @ 95 po # 1	98,7	157,5	-6,8229	-6,8229	95,0000
135	45 degrés @ 95 po # 2	113,0	173,0	-5,2729	-5,2729	95,0000
136	45 degrés @ 95 po # 3	119,3	186,5	-3,7229	-3,7229	95,0000
137	45 degrés @ mur conduite	124,3	205,0	-3,5468	-3,5468	95,0000
138	0 degré @ plafond	85,0	148,0	-6,0000	0,0000	96,0000
139	22,5 degrés @ plafond	83,3	140,0	-5,8167	-2,4094	96,0000
140	45 degrés @ plafond # 1	68,7	107,5	-6,2930	-6,2930	96,0000
141	45 degrés @ plafond # 2	88,3	142,5	-4,2540	-4,2540	96,0000
142	Mur int droit 1 po haut	88,3	150,5	0,0000	-7,0000	95,0000
143	Mur int gauche 1 po haut	77,3	157,0	0,0000	7,0000	95,0000
144	Mur int droit milieu	60,3	91,0	0,0000	-7,0000	48,0000
145	Mur int arrière 1 po haut	79,3	124,0	7,0000	0,0000	95,0000
146	Mur ext arrière 95 po	64,3	95,0	7,3750	0,0000	95,0000
147	Mur ext arrière 90 po	55,7	79,0	7,3750	0,0000	90,0000
148	Mur ext arrière 84 po	52,3	76,0	7,3750	0,0000	84,0000
149	Mur ext arrière 66 po	48,7	69,0	7,3750	0,0000	66,0000
150	Mur ext arrière 48 po	49,0	70,0	7,3750	0,0000	48,0000
151	Mur int arrière milieu	59,0	89,0	7,0000	0,0000	48,0000
152	Mur ext arrière 30 po	46,0	64,5	7,3750	0,0000	30,0000
153	Mur ext arrière 18 po	42,0	59,0	7,3750	0,0000	18,0000
154	Mur ext arrière 6 po	39,0	53,0	7,3750	0,0000	6,0000
155	Mur ext arrière 1 po	37,0	48,0	7,3750	0,0000	1,0000
156	Mur int arrière 1 po bas	41,0	55,0	7,0000	0,0000	1,0000
157	Mur int droit 1 po bas	40,0	54,0	0,0000	-7,0000	1,0000
158	Mur int gauche 1 po bas	40,0	53,0	0,0000	7,0000	1,0000
159	Mur int gauche milieu	58,3	85,0	0,0000	7,0000	48,0000
160	Ambiant (T_inf)	21,0	22,0	---	---	---

CO2 [%]	3,41	3,37
Pression [Pa]	97494,13	97494,13
Temps chronométré [sec]	176	48,35

## **ANNEXE IV**

### **BANC D'ESSAI PHYSIQUE DE LA CHEMINÉE EXCEL**

Construction du montage de la cheminée verticale sans enclos ni planchers :

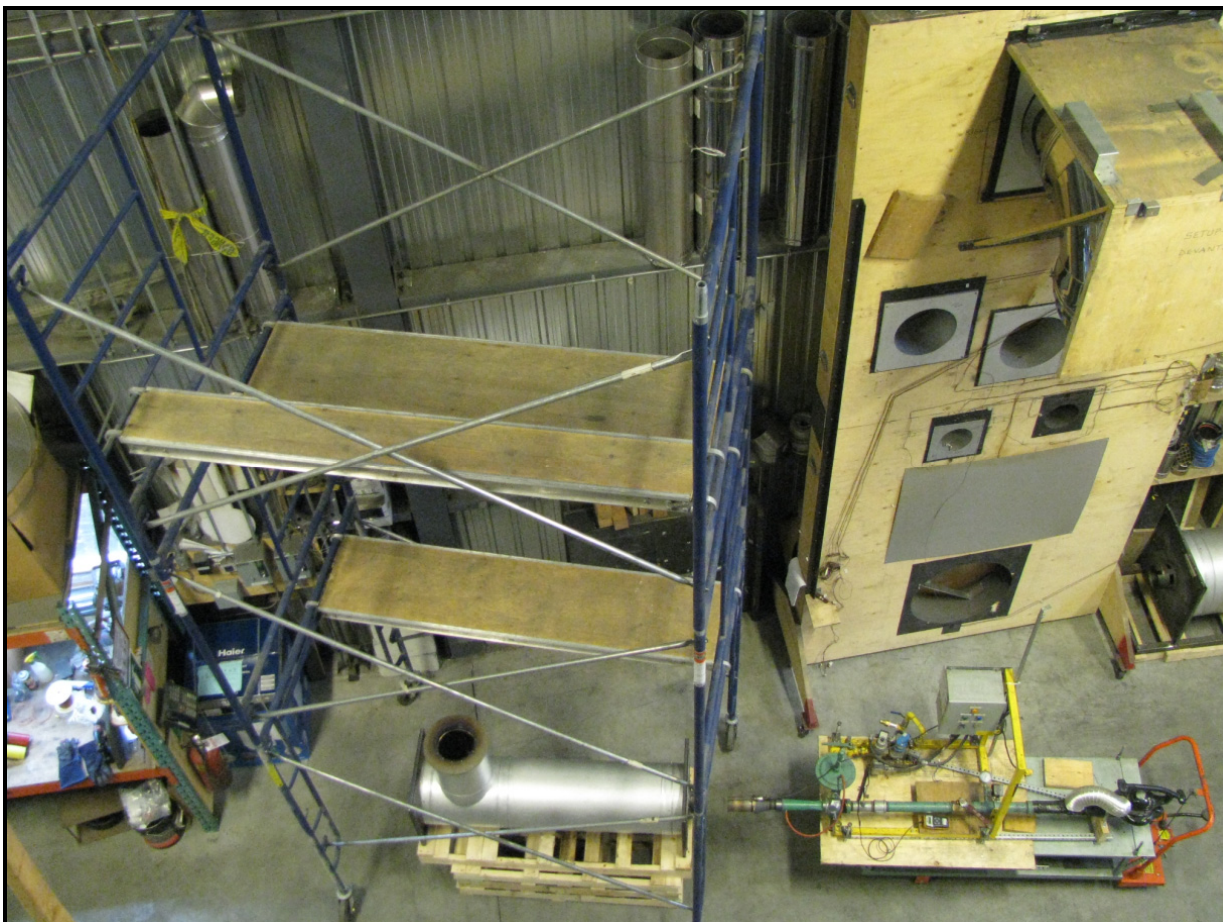


Les thermocouples sont soudés par points sur la conduite



La cheminée Excel équipée avec 4 thermocouples moyenne température sur la paroi extérieure, et 4 thermocouples haute température sur l'extérieur de la paroi intérieure.



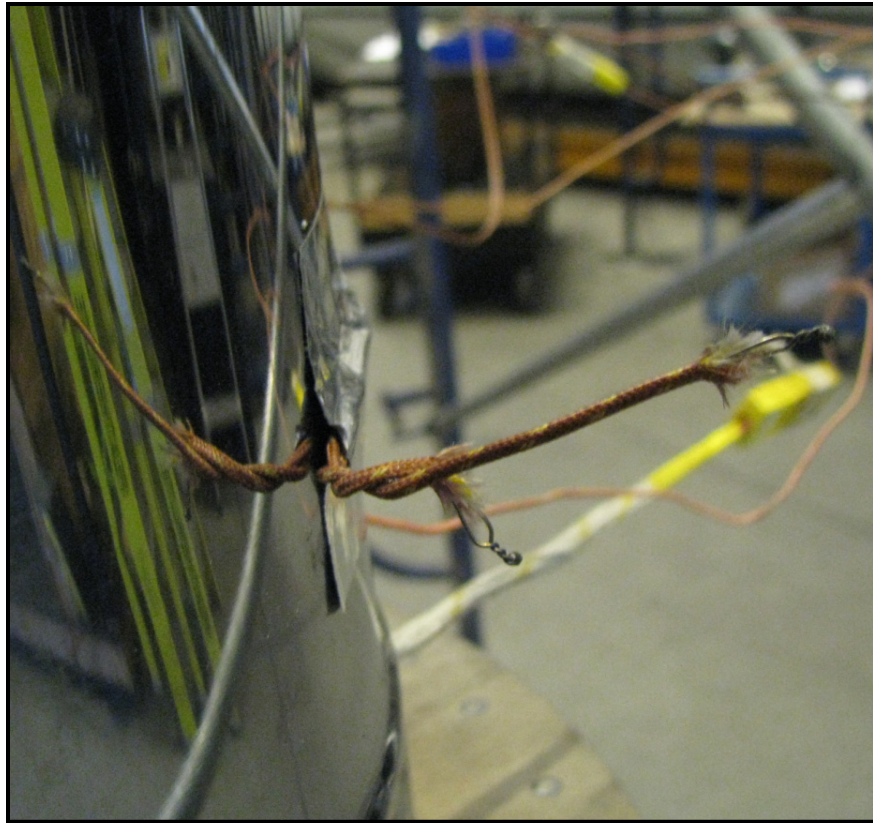


Construction du montage pour tester la conduite verticale (positionnement de l'échafaud, du générateur et du brûleur)



Installation des 4 sections de 4 pieds de cheminée Excel

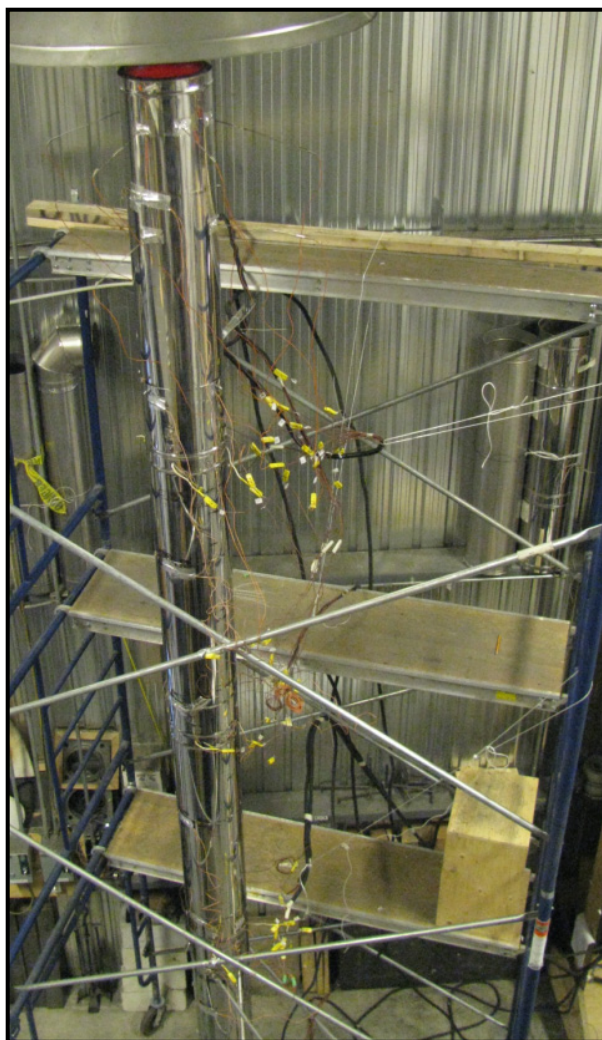




Sur la paroi extérieure de la cheminée, installation des thermocouples mesurant l'écoulement libre le long de la cheminée



Assemblage complété du banc d'essai comprenant une cheminée uniquement.



Banc d'essais en cours d'utilisation.



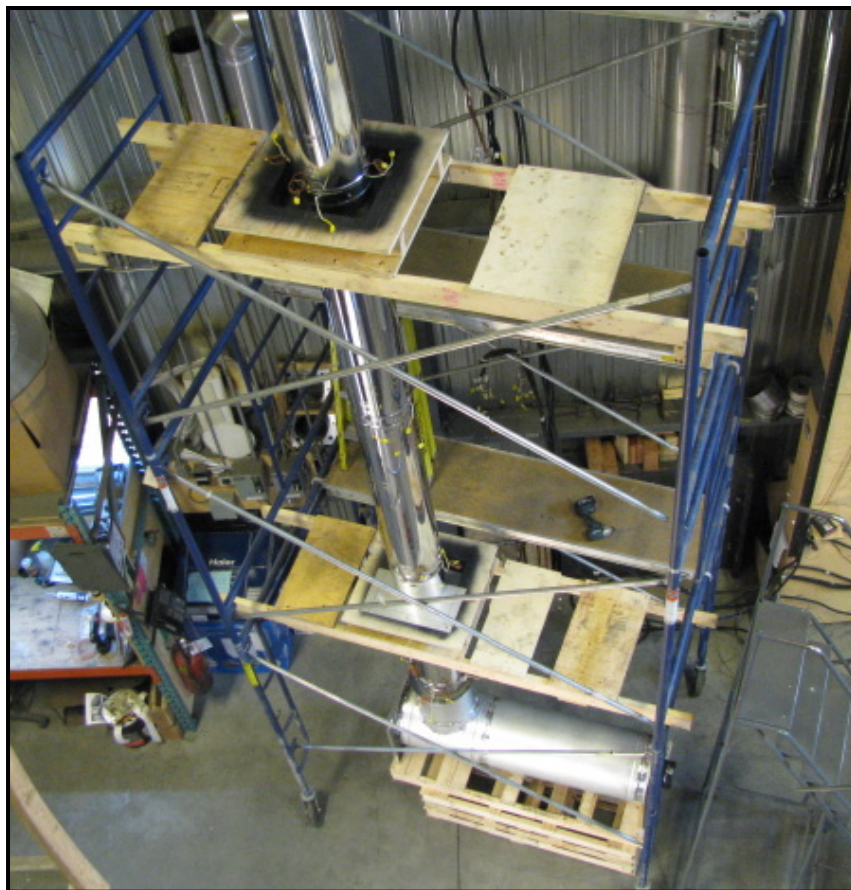
## **ANNEXE V**

### **BANC D'ESSAI PHYSIQUE DE LA CHEMINÉE EXCEL AVEC L'ENCLOS DE BOIS**

Construction du montage mettant en scène une cheminée Excel et un enclos de bois :



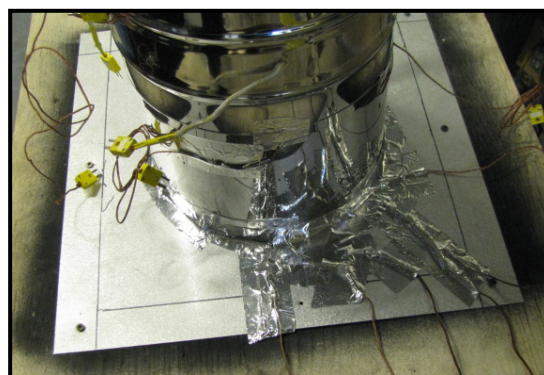
Un des deux planchers construit en bois



Assemblage des planchers avec la cheminée



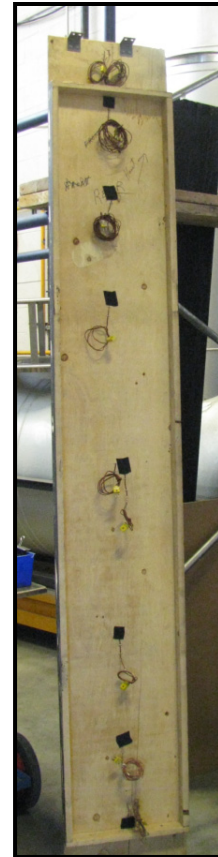
Coupe-feu installés (vue sur le plancher du haut). Par la suite, du ruban adhésif est installé au niveau des coupe-feu et de la cheminée pour sceller l'enclos (non montré).



Thermocouples installés sur les coupe-feu du plancher du bas



Murs de gauche et de droite



Mur arrière, thermocouples extérieurs



Thermocouple inséré à travers un mur de contreplaqué de bois



Thermocouple replié dans le contreplaqué de bois

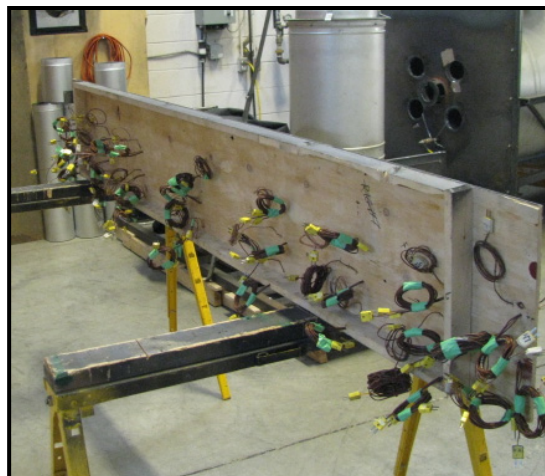


Thermocouple protégé par un ruban adhésif





Construction du mur avant



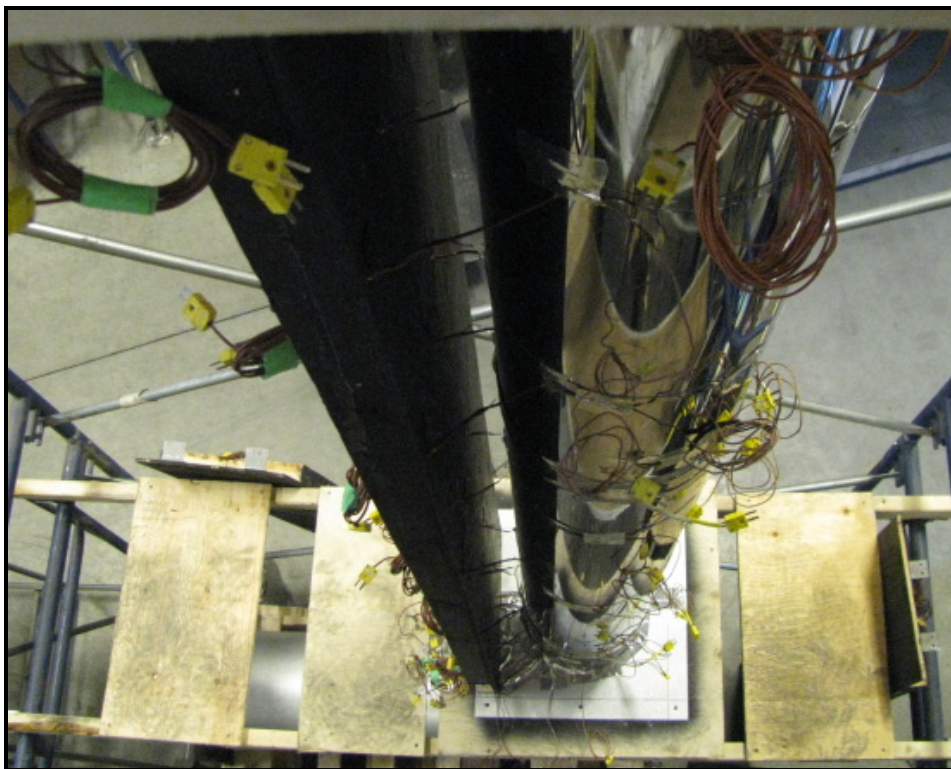
Construction du mur avant



Construction du mur avant (les thermocouples sont placés pour suivre la géométrie circulaire de la conduite)

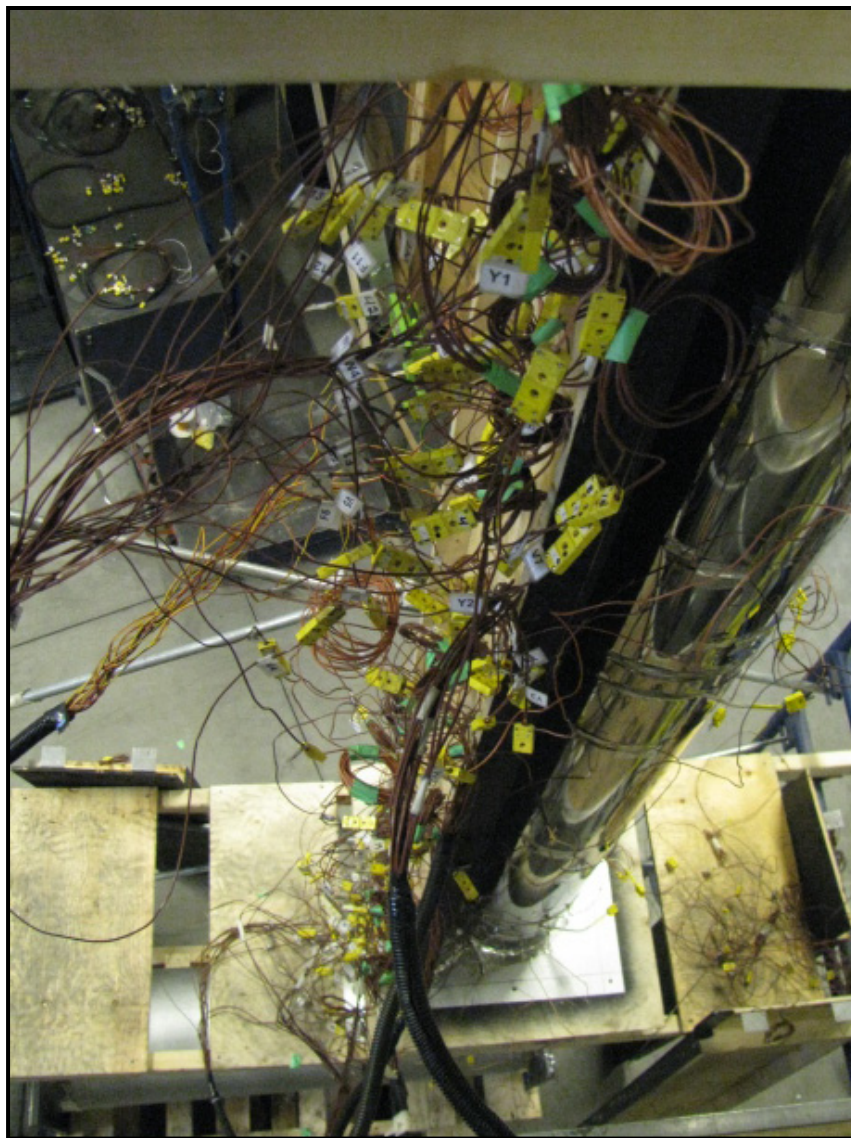


Mur avant assemblé aux planchers

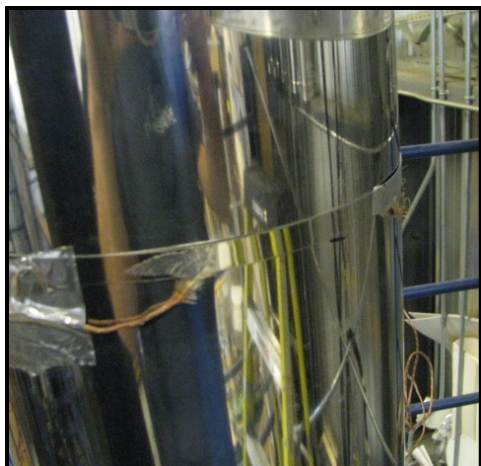


Vue de haut du mur avant

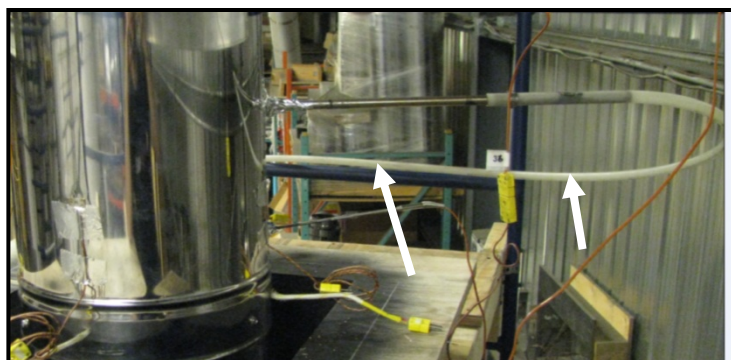




Thermocouples du mur avant connectés aux extensions reliées au système d'acquisition



Thermocouple mesurant la  
température de la paroi extérieure

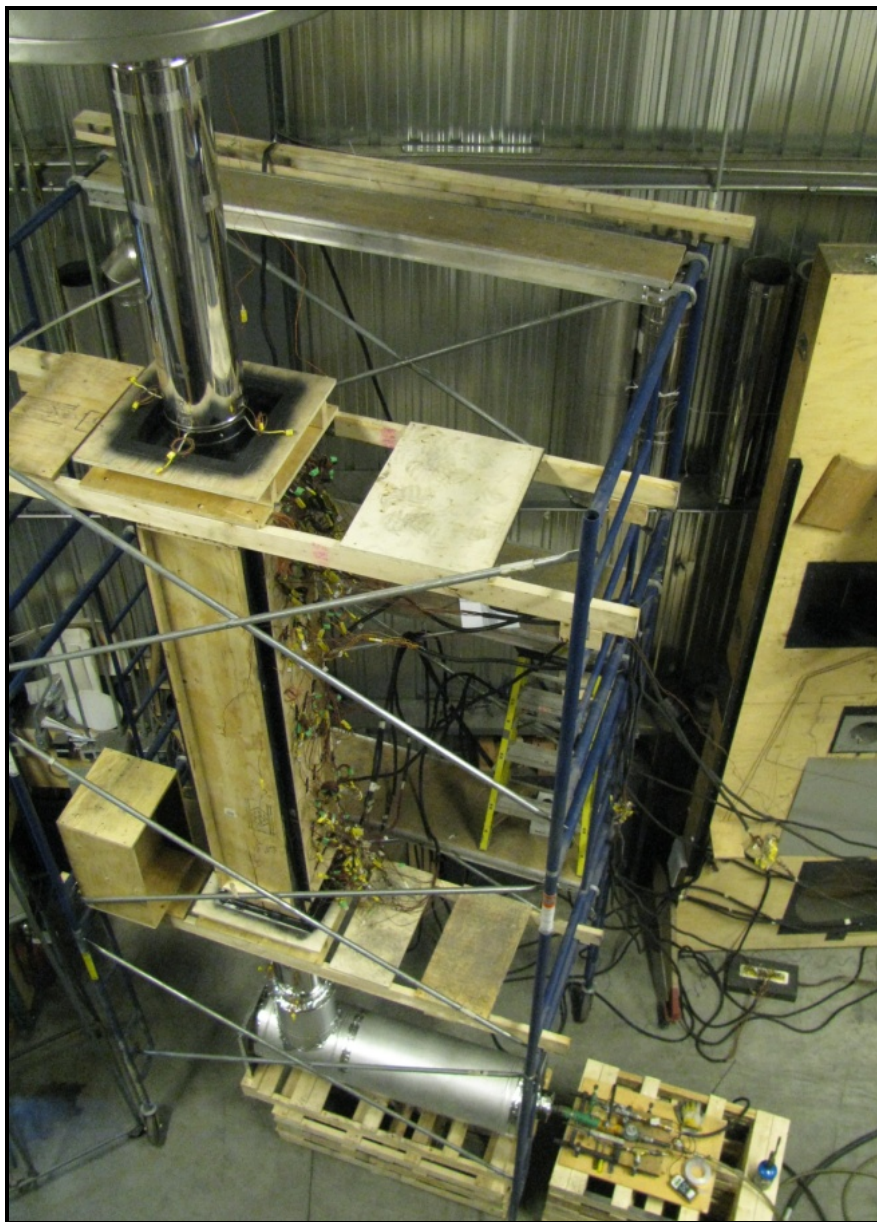


Prise de gaz de combustion sur la cheminée



Colmatage des fuites d'air possibles au générateur et à la cheminée





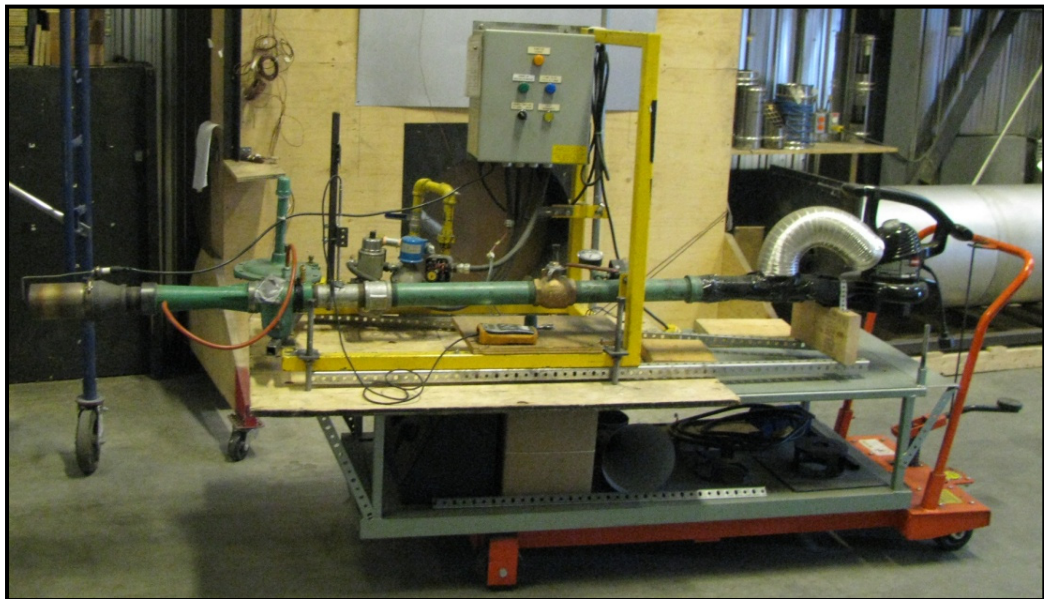
Le banc d'essais de la cheminée entourée de l'enclos complètement assemblé. Les murs de l'enclos ainsi que les planchers ont été scellés ensemble avec du ruban adhésif.



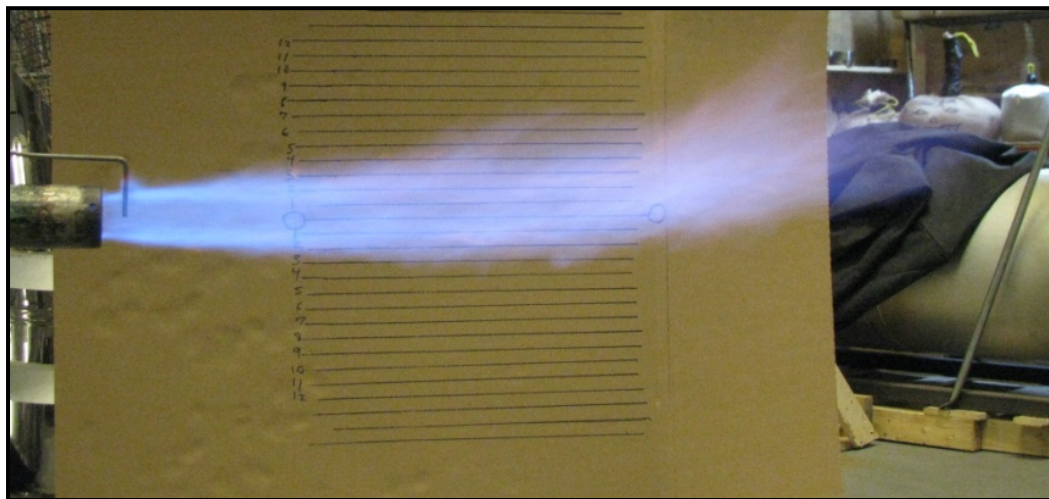
## ANNEXE VI

### LES BRÛLEURS

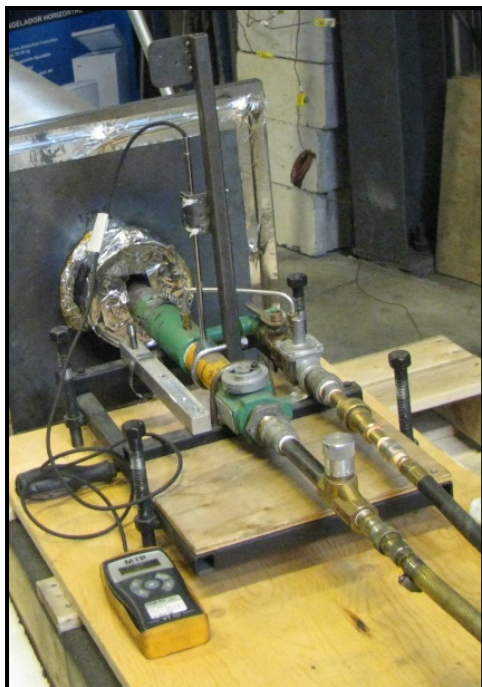
Les brûleurs utilisés pour les montages expérimentaux :



Gros brûleur



Test de flamme avec le gros brûleur muni d'une buse de 2 pouces de diamètre (cette flamme a environ 35 pouces de long)



Petit brûleur

## ANNEXE VII

### INSTRUMENTATION

#### Identification des thermocouples

Les thermocouples, tous de type K (composés de 95% de nickel, de 2% aluminium, de 2% de manganèse et de 1% de silicium), sont utilisés pour mesurer les températures aux endroits où ils sont fixés dans les montages. Les thermocouples sont équipés de différentes gaines dans le but de résister aux températures auxquelles ils seront soumis (tous les thermocouples ne sont pas équipés d'une gaine résistante à haute température puisqu'évidemment, plus la gaine est résistante aux températures, plus celui-ci est dispendieux). Le tableau suivant résume les différents thermocouples utilisés :

Thermocouple	Gaine	Précision
Haute température, calibre 20, type K	Gaine en fibre céramique résistante jusqu'à 1205°C en continu	$\pm 2.2^{\circ}\text{C}$
Moyenne température, calibre 24, type K, SLE	Gaine en fibre de verre résistante jusqu'à 480°C en continu	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Basse température, calibre 24, type K, SLE	Gaine en Téflon résistante à 200°C en continu	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Basse température, calibre 24, type K, SLE	Gaine en PVC résistante à 105°C en continu	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Sonde, calibre 24, type K, SLE	Tube métallique protégeant le thermocouple résistant à 1200°C	$\pm 1^{\circ}\text{C}$

Les précisions des thermocouples sont données par leurs fabricants. Les extensions qui font le lien entre les thermocouples et les systèmes d'acquisitions des données sont faites avec les mêmes matériaux que les thermocouples pour basses températures avec la gaine en Téflon ou PVC.

La tolérance des thermocouples peut sembler très large, mais compte tenu qu'il sera question ici de mesurer des températures extrêmement chaudes (jusqu'à environ 1150°C), cette tolérance est parfaitement acceptable. Les thermocouples sont utilisés tels quels (aucun recalibrage n'a été fait).



Thermocouple sonde

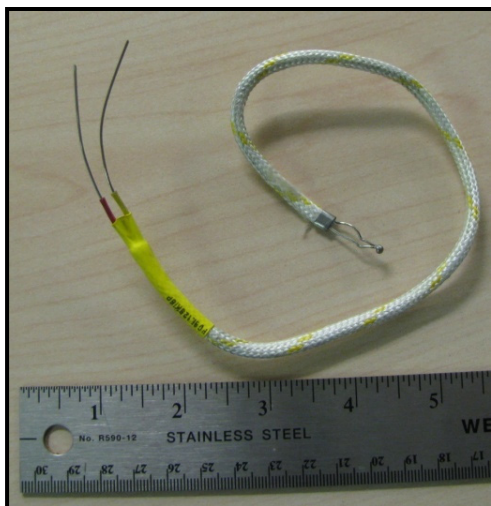


Thermocouple basse température



Thermocouple moyenne  
température

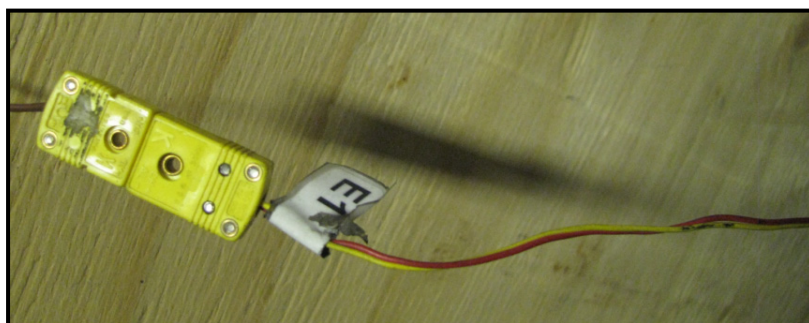




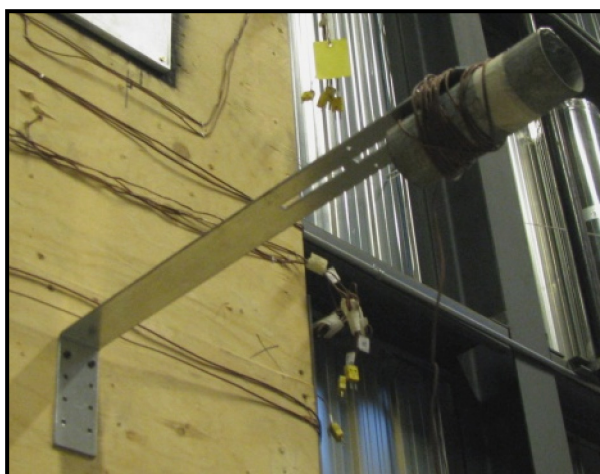
Thermocouple haute température



Extension (Téflon)



Extension (PVC)



Thermocouple mesurant la température ambiante, relié au système d'acquisition

### Identification du lecteur pour thermocouple de type K

Il s'agit d'une petite boîte qui lit et affiche en temps réel un thermocouple de type K. On s'en sert pour prendre la température du brûleur, comme celle-ci peut grimper assez rapidement.

Marque	Modèle	Description
Omega	650	Mesure et affiche la température d'un thermocouple de type K



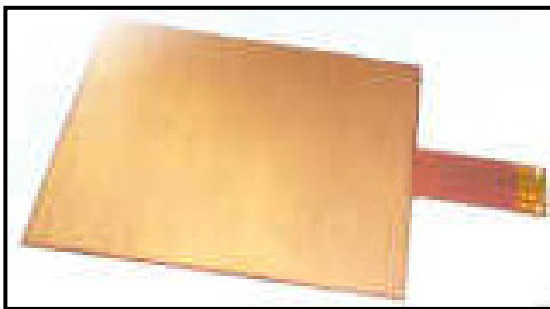
Lecteur de température (nécessaire au système d'acquisition secondaire)

### Identification des fluxmètres

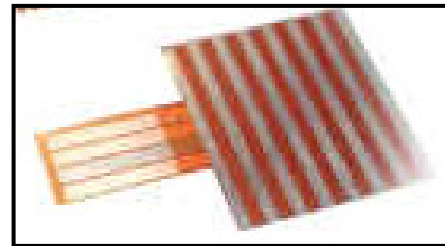
Les fluxmètres sont utilisés pour les bancs d'essais pour mesurer les conductivités thermiques et les émissivités. Ils sont essentiels car ils donnent les flux de chaleurs nets qui passent dans une pièce chauffée.

Marque	Modèle	Sensibilité $\mu V/(W/m^2)$	Description
Captec	Flux thermique	57.9	Plaquette de 10x10 cm par 420 $\mu m$ d'épaisseur. Mesure le flux thermique échangé par convection. Possibilité de mettre la plaque entre 2 matériaux pour mesurer le flux thermique total.

Marque	Modèle	Sensibilité $\mu V/(W/m^2)$	Description
Captec	Flux radiatif	30.5	Plaquette de 10x10 cm par 300 $\mu m$ . Mesuré le flux thermique échangé par radiation. Insensible à la conduction et convection.



Fluxmètre flux thermique



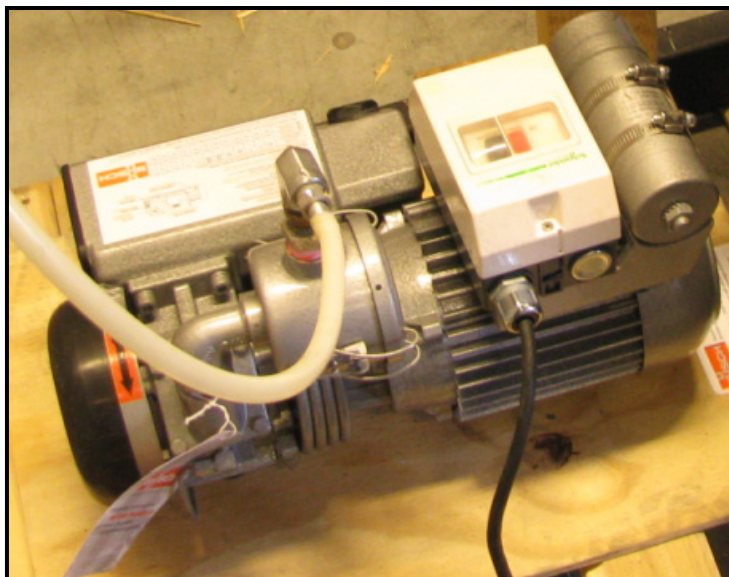
Fluxmètre flux radiatif

(Photos proviennent du site internet de Captec, <http://www.captec.fr/>, consulté le 20 octobre 2011)

### **Identification de la pompe à vide**

La pompe à vide est utilisée pour enlever l'air du banc d'essai pour mesurer les émissivités des matériaux.

Marque	Modèle	Description
Busch	RC0021	Pompe capable d'atteindre une pression de 200 Pa à 2000 Pa, capable de retirer 24 m <sup>3</sup> /hre de fluide et équipée d'un moteur de 0.75 kW.



Pompe à vide

**Identification de la pince ampèremétrique**

Cette pince mesure le courant passant dans un fil électrique. Ses lectures ont été comparées avec celles d'un appareil de haute précision directement connecté sur le circuit de puissance et elles étaient similaires.

Marque	Modèle	Description
APPA	32	Capacité AC/DC 600A, précision de 2.0% pour lecture de DCA/ACA





Pince ampèremétrique

### **Identification des éléments chauffants**

Ces éléments chauffants sont utilisés pour les bancs d'essais pour mesurer les conductivités thermiques et les émissivités.

Marque	Modèle	Description
Watlow	Fabriqués sur mesure en forme de U, 14po de long et ayant un diamètre de 3/8po.	Ils sont faits en Inconel 600 et peuvent fonctionner à une température maximale de 982°C. Ils peuvent fournir un maximum de 6.9 W/m <sup>2</sup> .



Six éléments chauffants avec supports

Il est à noter que pour les deux bancs d'essais, deux des six éléments chauffants étaient amplement suffisant pour chauffer les échantillons aux températures désirées.

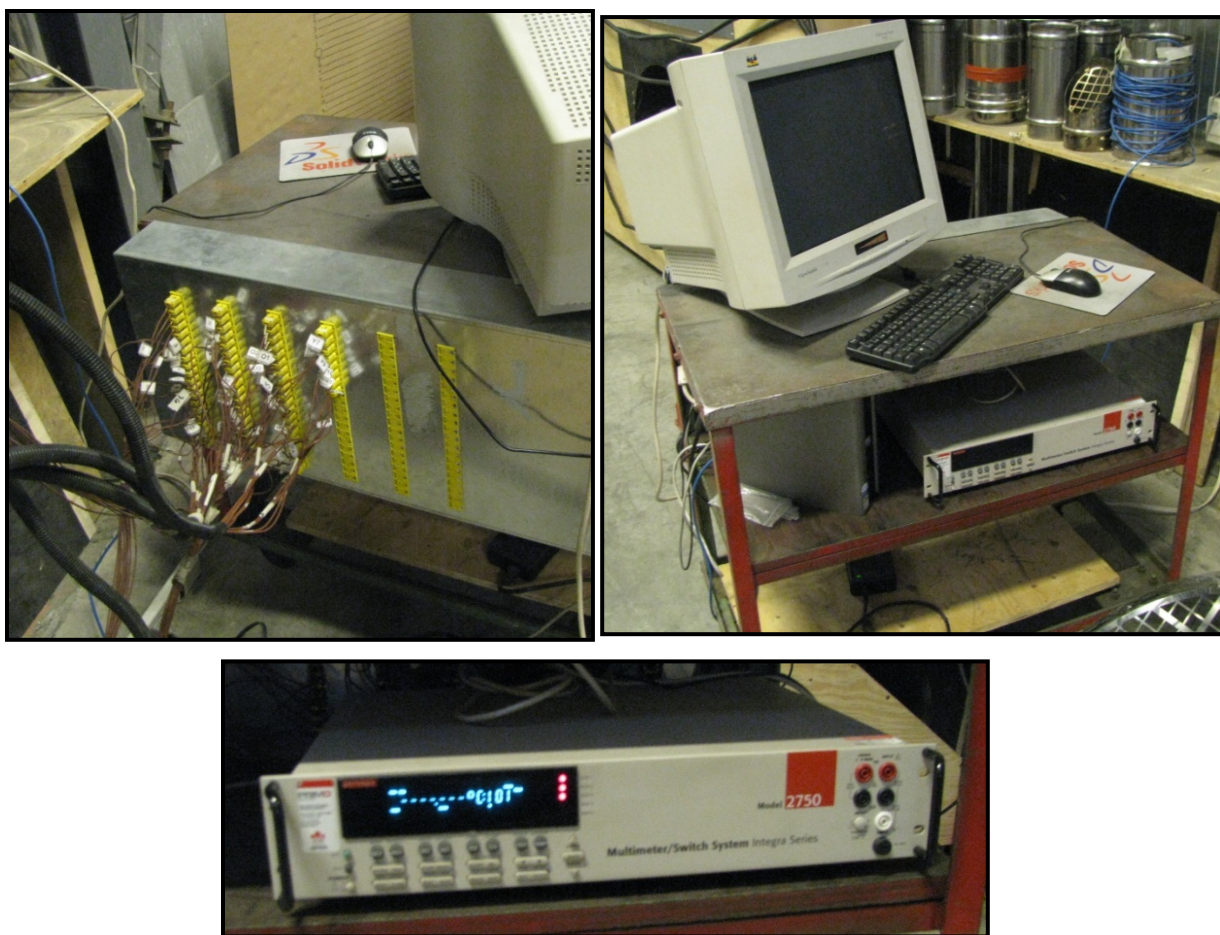
### **Identification des systèmes d'acquisition des données**

Le montage avec l'enclos a nécessité un total de 160 thermocouples; comme le système d'acquisition automatique accommodant un maximum de 120 thermocouples, l'utilisation d'un second système non automatisé (tout aussi valide) a été nécessaire.

<b>Systèmes d'acquisition pour les cheminées</b>
<b>Système principal</b> : Keithley, système d'acquisition automatique pouvant accommoder 120 thermocouples, modèle 2750, avec logiciel ExceLINX faisant correspondre le module d'acquisition avec Microsoft Excel, précision de $\pm 0.5\%$ de la lecture.
<b>Système secondaire</b> : Omega, système d'acquisition manuel pouvant accommoder 80 thermocouples de type K. Pour chaque lecture, il faut sélectionner le thermocouple à l'aide de la roulette et noter la température qu'affiche le thermomètre Omega 650.

### Système d'acquisition pour les bancs conductivité/émissivité

Système d'acquisition muni de cartes d'acquisition National Instrument pouvant accommoder 14 thermocouples, 2 fluxmètres et la lecture de la pince ampèremétrique. Les données sont enregistrées à l'aide du logiciel Labview. Ce système permet aussi de fournir 5 volts pour activer les relais qui mettent en marche les éléments chauffants. Ces derniers se mettent en fonction automatiquement pour atteindre une température à un thermocouple en particulier, la consigne étant fixée par l'utilisateur.



Ordinateur et système d'acquisition automatique



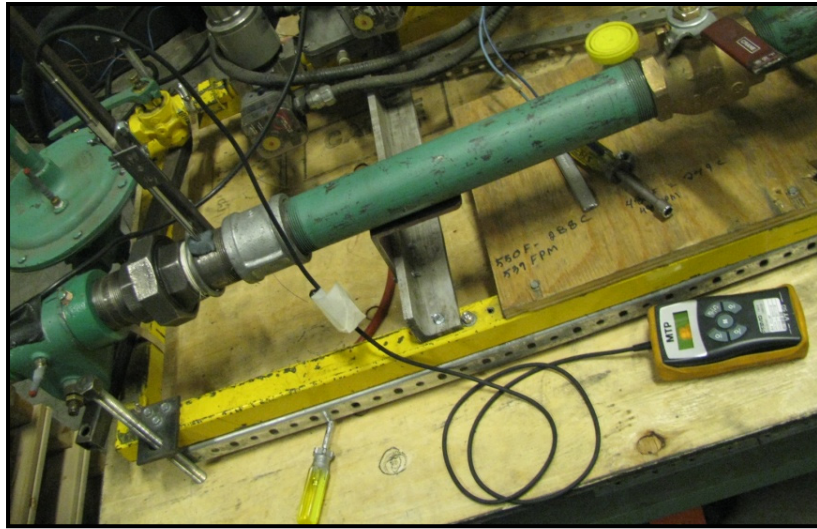
Système d'acquisition secondaire (manuel)

### **Identification de l'anémomètre**

L'anémomètre employé sert à mesurer la vitesse de l'air primaire forcé dans le brûleur. En voici les spécifications :

Marque	Modèle	Type	Précision
KIMO	VT-50	Fil chaud	0 à 3 m/s : $\pm 3\%$ de la lecture $\pm 0.06\text{m/s}$ 3.1 à 30 m/s : $\pm 3\%$ de la lecture $\pm 0.2\text{m/s}$

Les lectures de l'anémomètre sont corrigées par une table de calibration par un fournisseur. Pratiquement, l'ajustement de la vitesse de l'air primaire s'effectue autour d'environ de  $\pm 20$  FPM de la valeur souhaité, puisque l'air projeté dans le brûleur est hautement turbulent.



Fil chaud et anémomètre sur le gros brûleur

### **Identification du capteur de pression barométrique**

En plus de lire la pression barométrique, ce petit appareil affiche aussi le pourcentage d'humidité et la température ambiante :

Marque	Modèle	Description	Précision
Control Company	Baromètre digital	Capte la pression barométrique, la température ambiante et l'humidité relative.	P - Résolution 0.03 inHg Plage de lecture 23.48 à 31.01 inHg H - Résolution 1% Plage de lecture : de 25% à 95% d'humidité relative





Capteur de pression atmosphérique, de pourcentage d'humidité et de température ambiante

### **Identification du capteur de dioxyde de carbone**

La mesure du CO et du CO<sub>2</sub> contenu dans la cheminée se fait à l'aide d'un appareil qui pompe une petite quantité de gaz pour l'analyser. Un tuyau fait donc le lien entre la cheminée et cet appareil.

Marque	Modèle	Description
Siemens	Ultramat 23	Mesure le CO <sub>2</sub> et le CO contenu dans un gaz

Le gaz prend environ 1 minute pour se rendre jusqu'à cet appareil; puisque les montages sont chauffés jusqu'à l'équilibre, ceci n'influence pas les prises de données.

Lorsqu'à l'équilibre, la mesure de CO est généralement plus basse que 0.1%, ce qui signifie qu'à toutes fins pratiques, le gaz naturel est brûlé complètement, donc la puissance calculée théoriquement devrait être très proche de celle générée pratiquement.



Analyseur de gaz

### Identification du capteur de pression et du compteur de gaz naturel

Le compteur de gaz a une tolérance de  $\pm 1\%$  de la lecture du débit.



Compteur de gaz



Capteur de pression du gaz

## ANNEXE VIII

### SCHEMA D'UNE INSTALLATION TYPIQUE DANS UNE MAISON

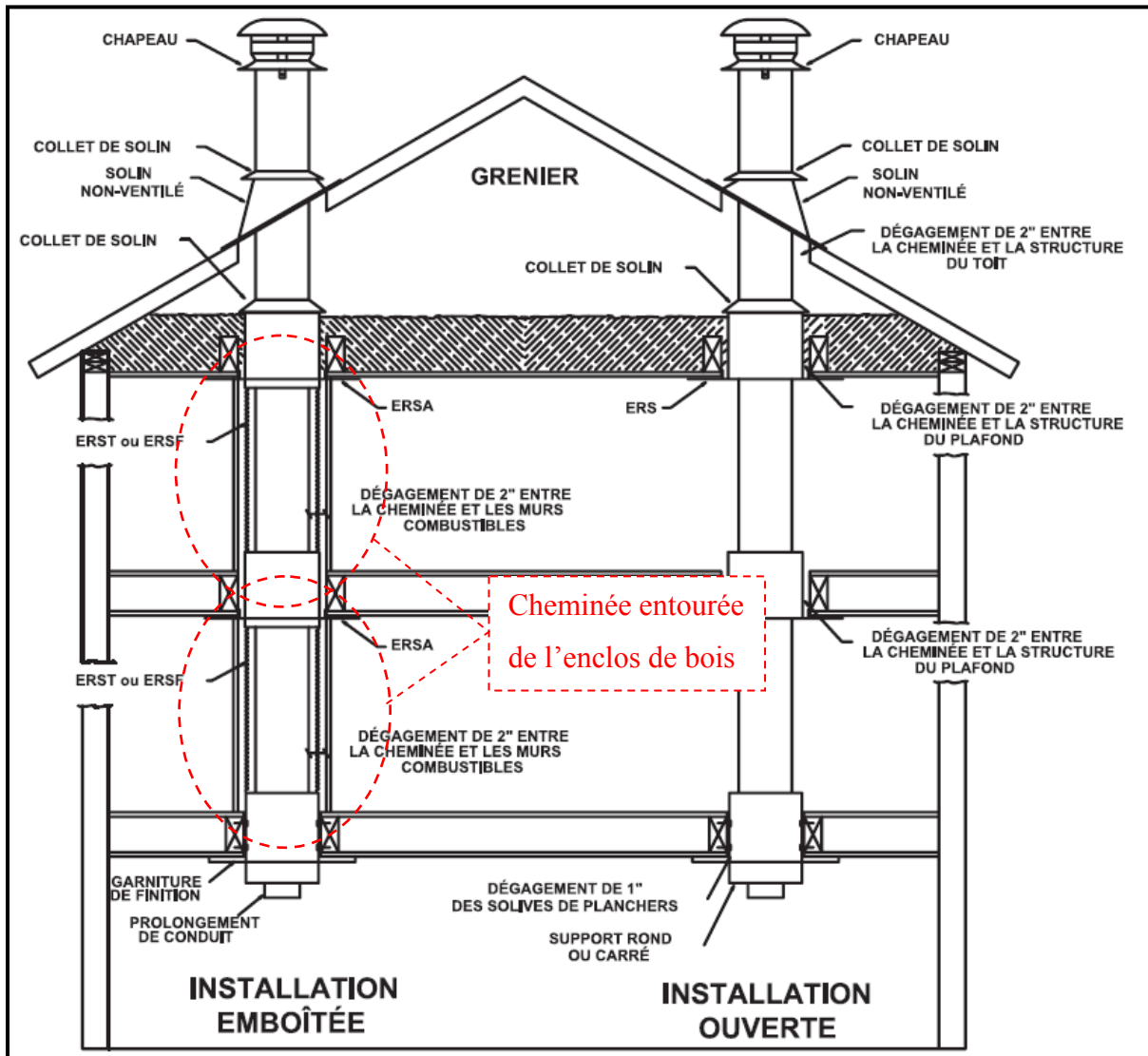


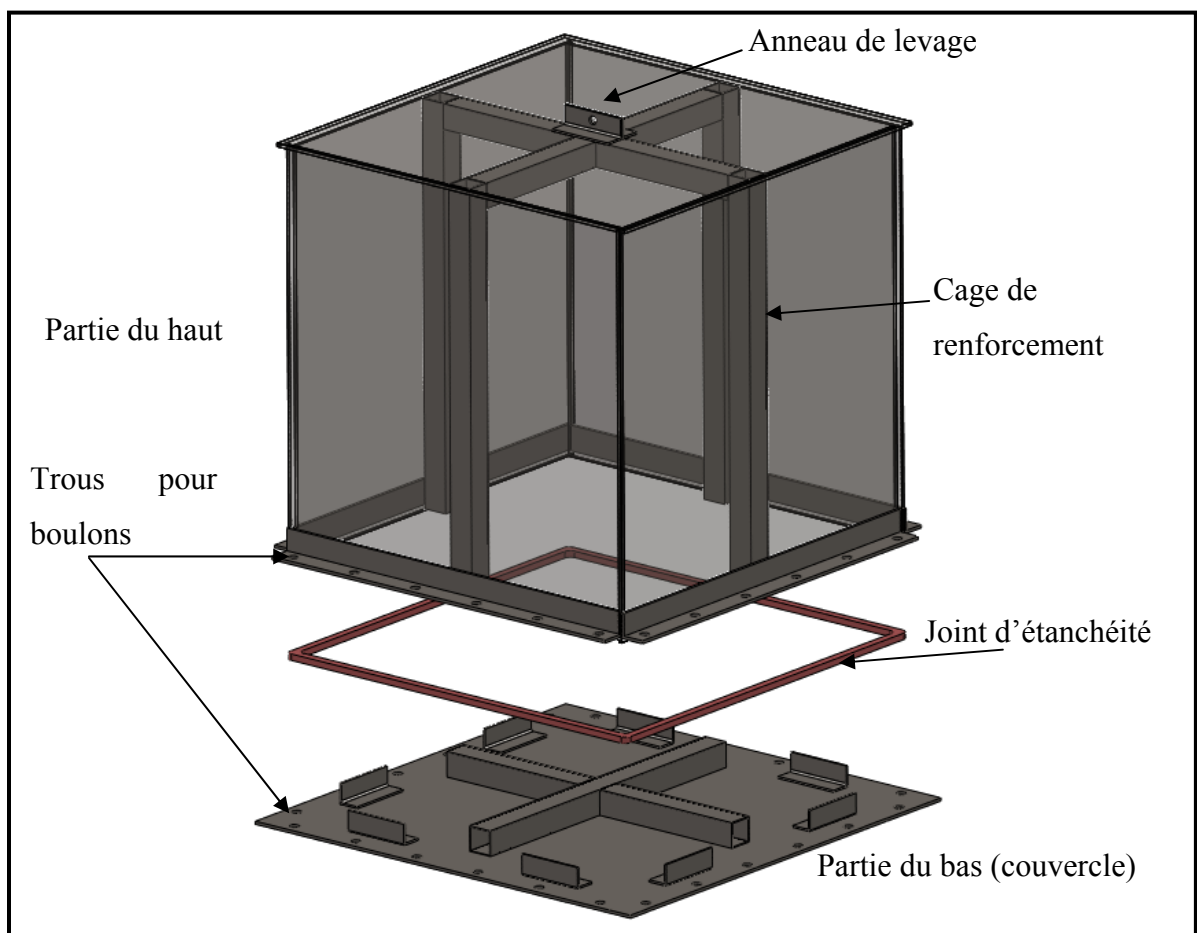
Illustration utilisée avec permission; © Compagnie de cheminées industrielles Inc.



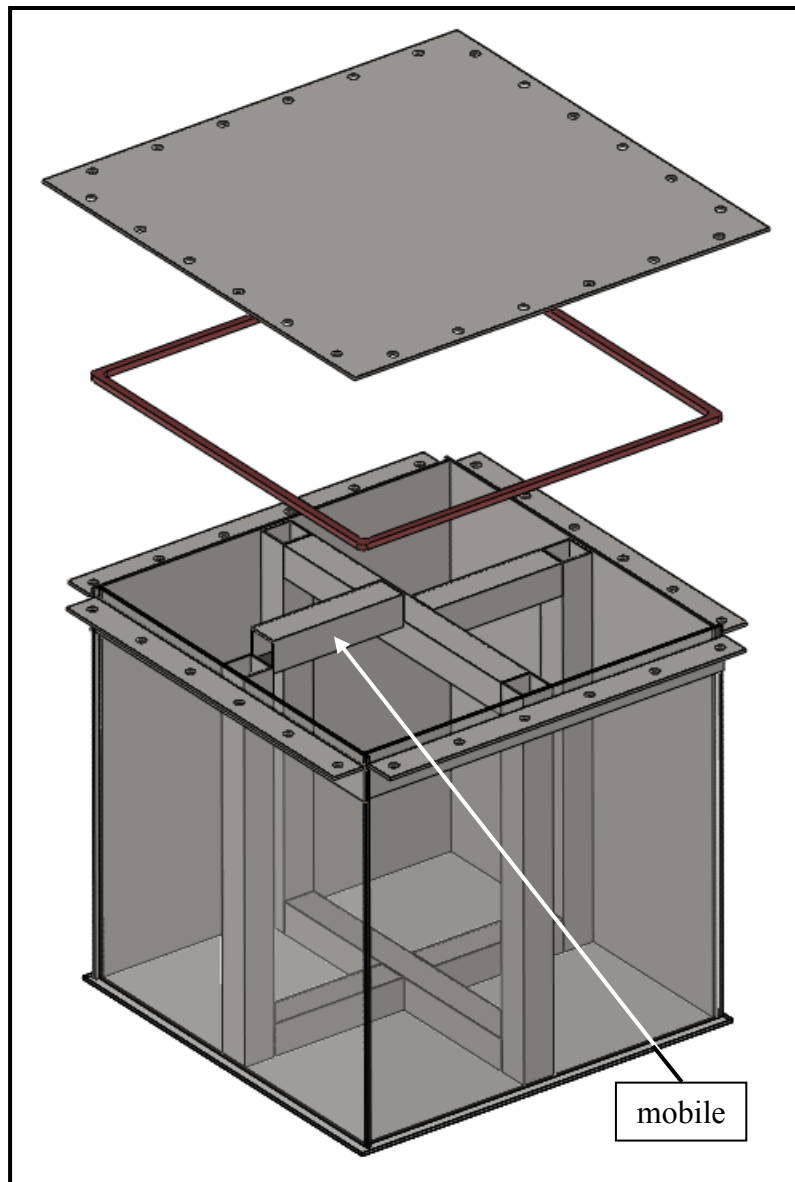
## ANNEXE IX

### L'ENCLOS D'ACIER COMPOSANT LE BANC D'ESSAI POUR MESURER LES ÉMISSIVITÉS

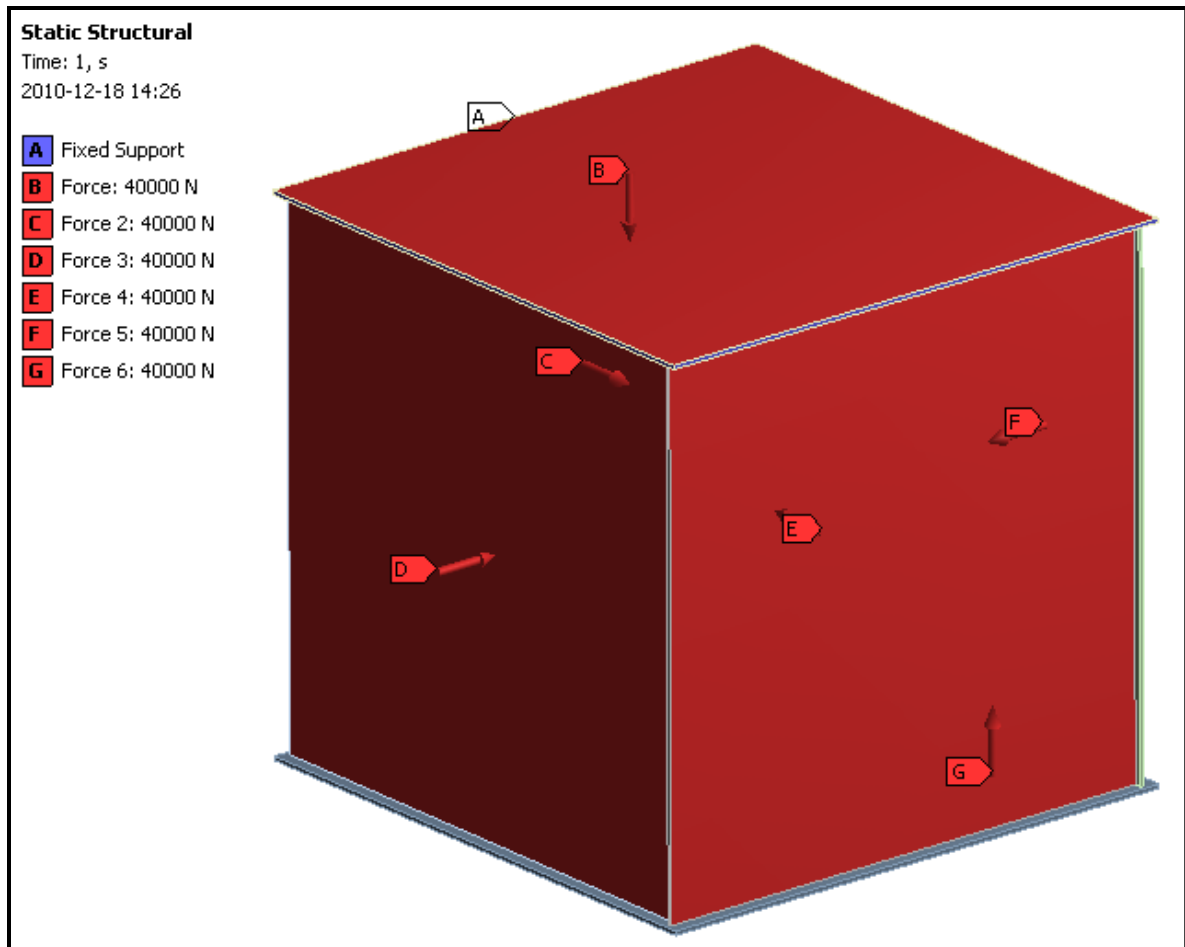
Il est à noter que les parois ont été mises en transparent pour voir l'intérieur de l'enclos d'acier.



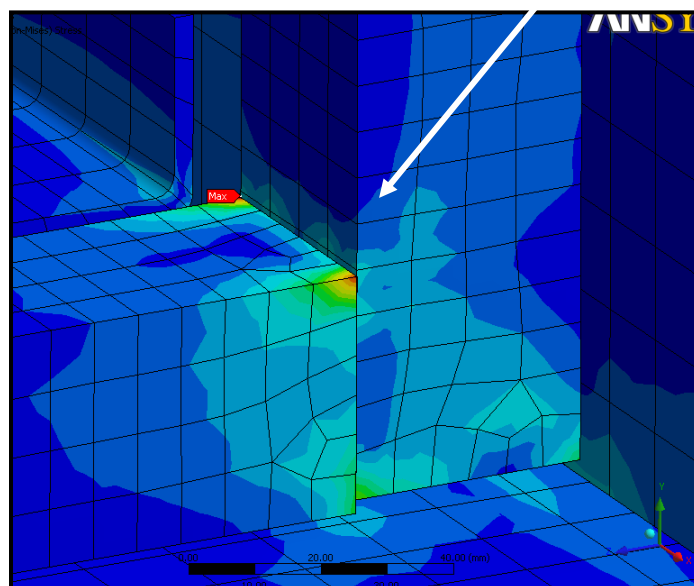
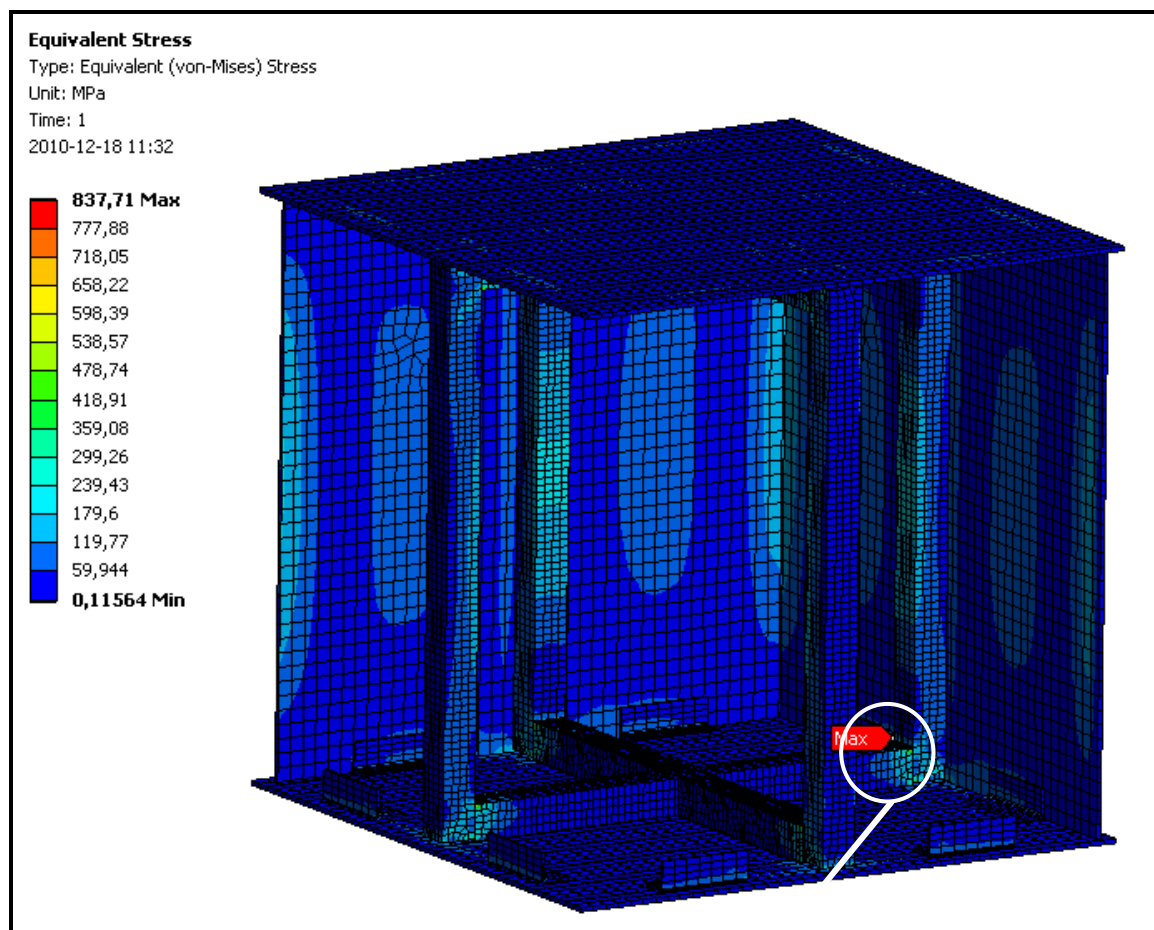
Les éléments chauffants ainsi que l'échantillon sont déposés sur la partie du bas. Finalement, il a été pensé qu'il serait plus pratique de retourner la boîte à l'envers et de lever uniquement le couvercle pour accéder à l'intérieur plutôt que de lever la boîte au complet :



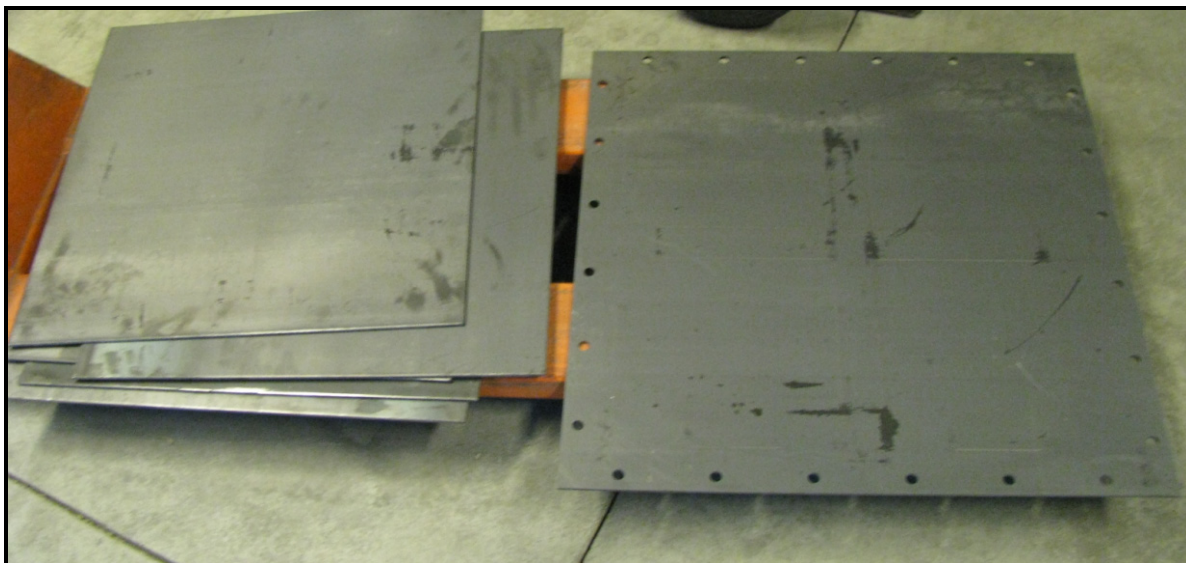
Ensuite, on utilise Ansys pour simuler les effets de la pression atmosphérique lorsque la boîte sera mise sous vide. On calcule approximativement 40 000 N à appliquer sur chaque côté (pression atmosphérique approximative : 15Lbs/po<sup>2</sup> donc :  $15\text{Lbs/po}^2 \times 24\text{po} \times 24\text{po} / 2.2 \times 9.81 = 38\,527\text{ N}$ ).



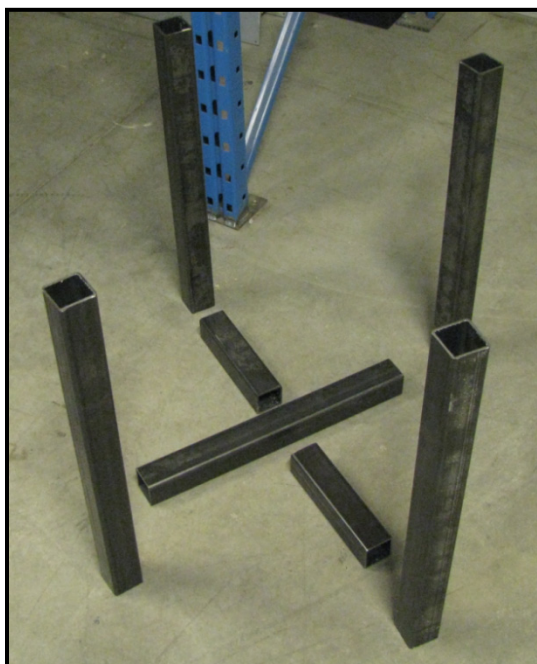
Les contraintes ne dépassent pas approximativement 180 Mpa, à l'exception d'endroits très localisés d'après les résultats d'Ansys pour une analyse statique. Pour de l'acier standard 1020 roulé à chaud, la limite élastique se situe à environ 300 Mpa, ce qui donne un facteur de sécurité supérieur à 1.5 (on n'atteindra pas le vide absolu et la pression atmosphérique a été surestimée) :



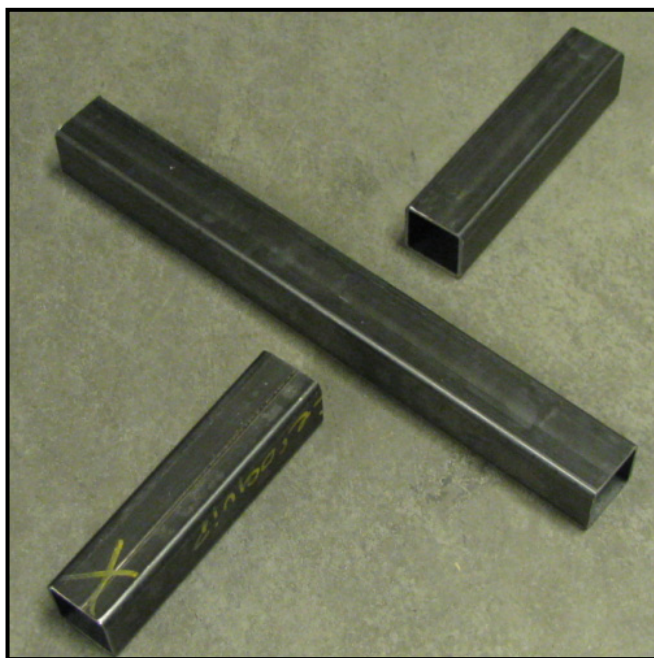
La fabrication de la boîte peut maintenant débuter :



Les 4 Plaques 24x24po, la plaque 25x25po et la plaque 28x28po trouée de 24 trous d'épaisseur 3/16po ont été découpées au laser.

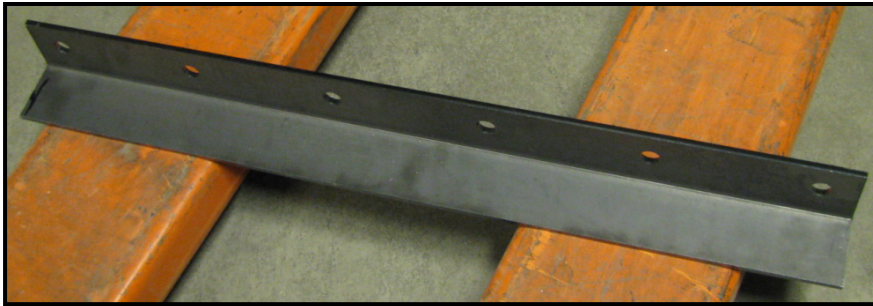


Les tubes de renforcement 2x2x1/8po

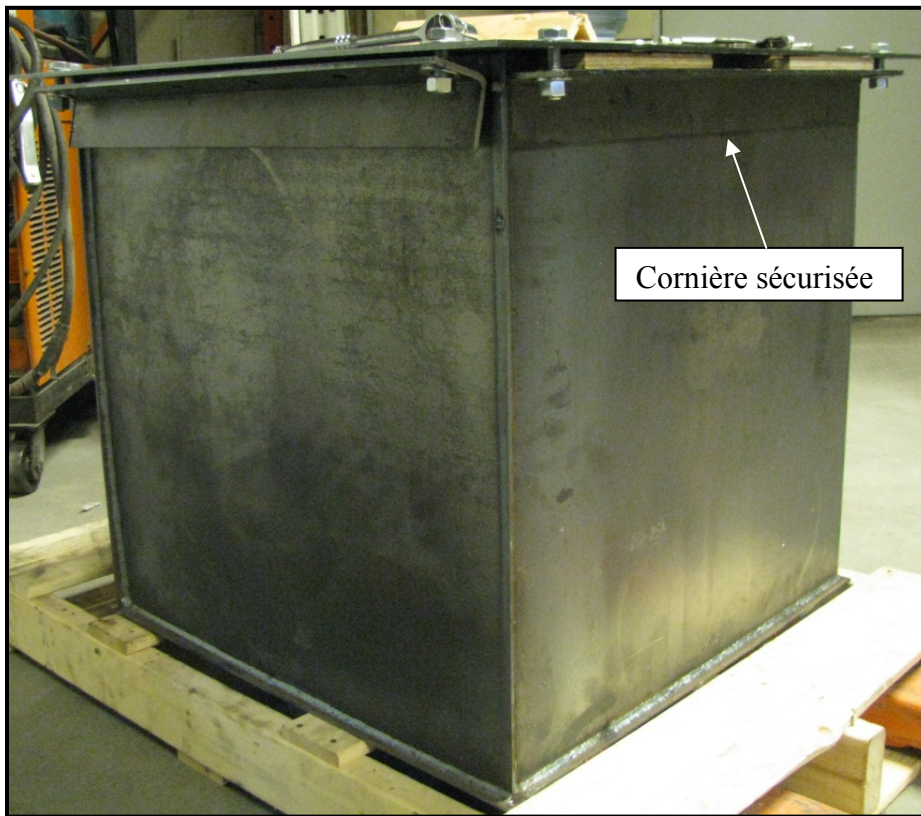


Les tubes de renforcement 2x2x1/8po

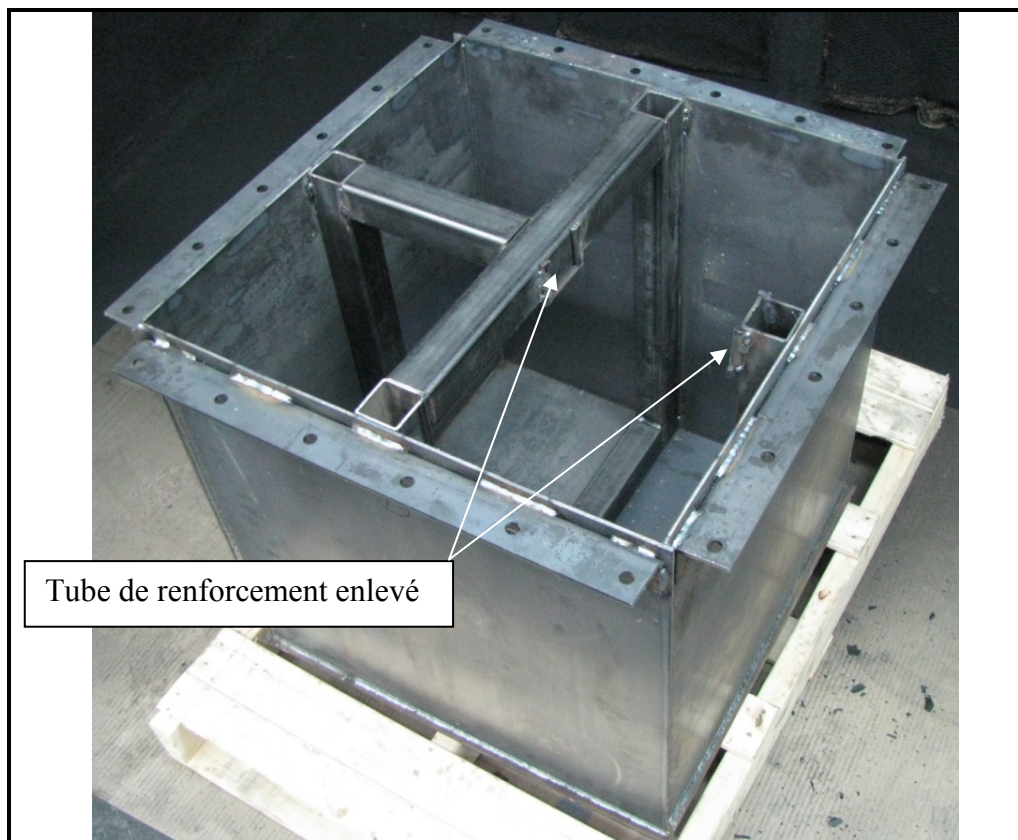




Une des cinq cornières dont les trous et le contour ont été découpés au laser. Celles-ci ont ensuite été pliées à 90° à l'aide d'une plieuse.

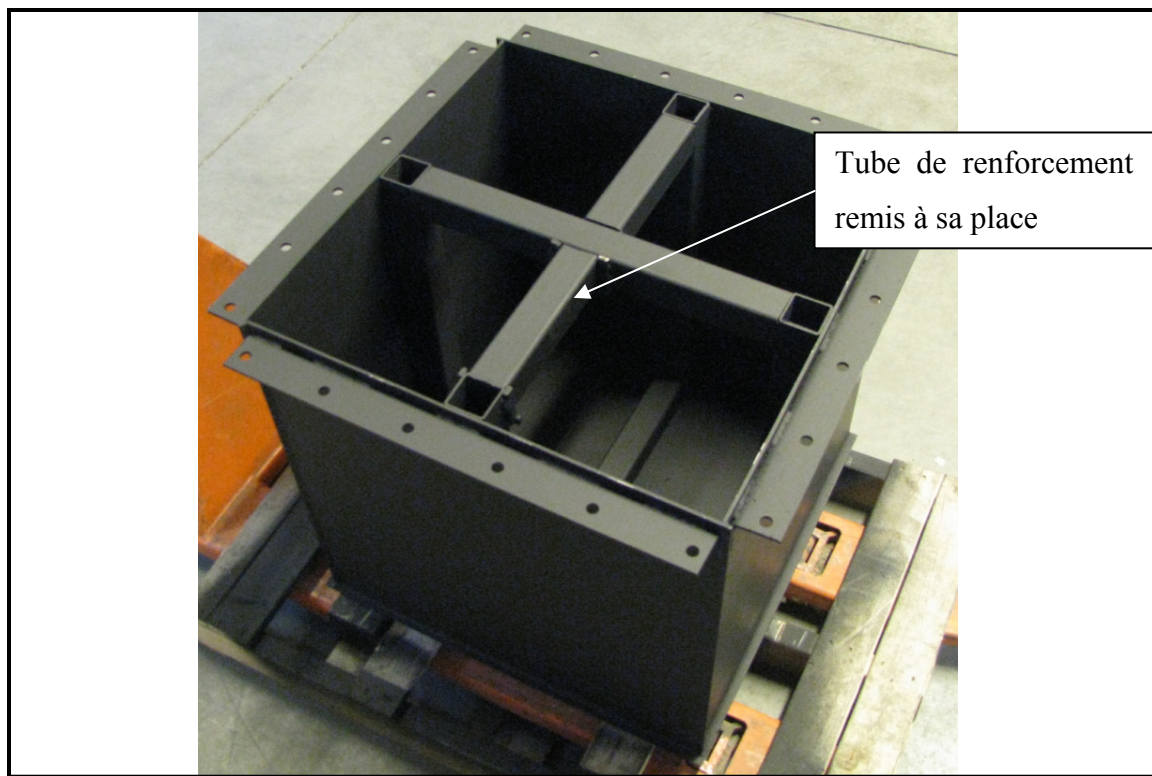


Avant de souder les cornières sur la boîte, il fallait garantir le positionnement de leurs trous avec ceux du couvercle; on a donc boulonné les cornières au couvercle en les espaçant avec des bouts de contreplaqués de bois. Lorsque sécurisées, elles ont été soudées et tous les trous sont «parfaitement» alignés ensemble.



La boîte complètement soudée, avant la peinture. Afin de permettre un meilleur accès au fond de la boîte, un des tubes de renforcement peut être enlevé pour créer une ouverture de 2 pieds carré.





La boîte après peinture.

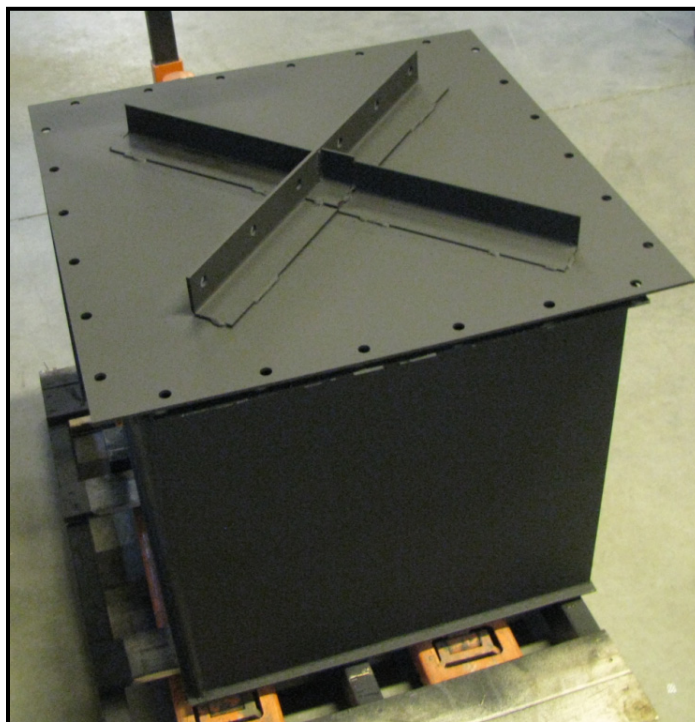


La boîte d'acier est remplie d'eau afin de détecter les fuites.



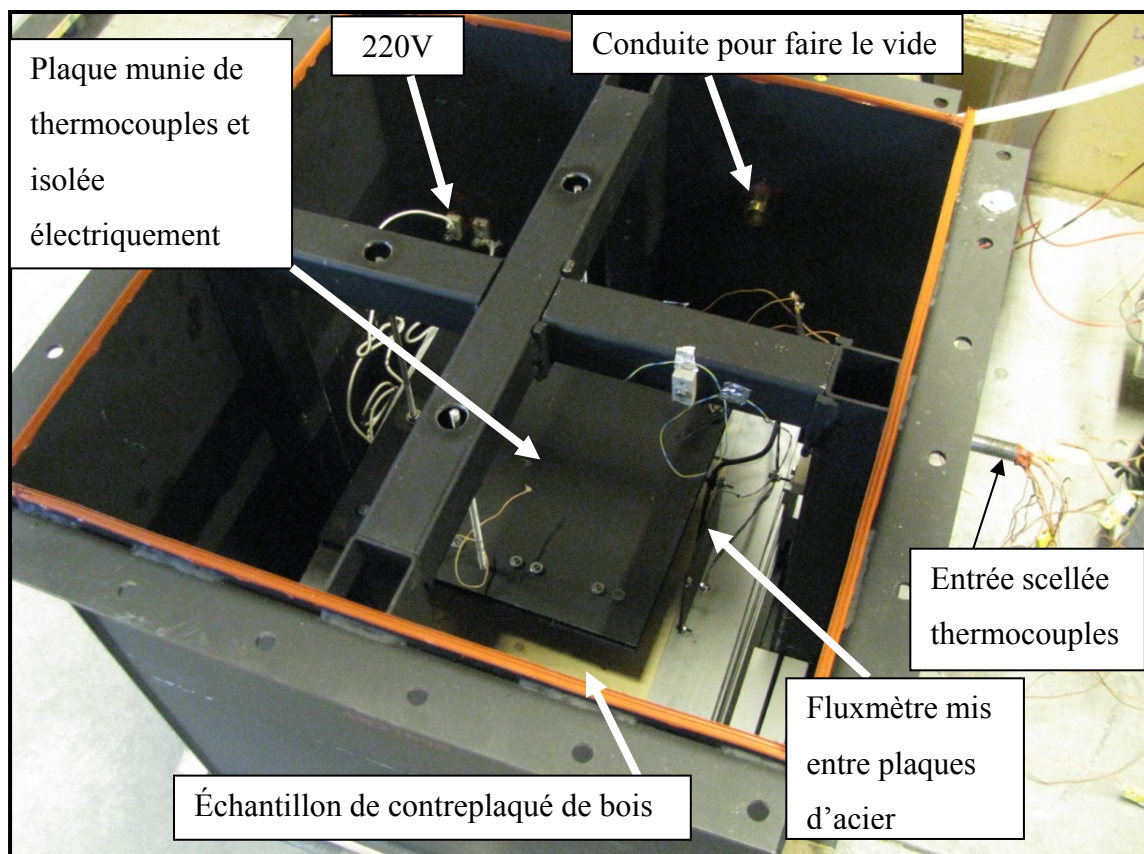


À chacun des 4 coins de la boîte, une fuite a été détectée; les soudures ont obligatoirement été refaites.

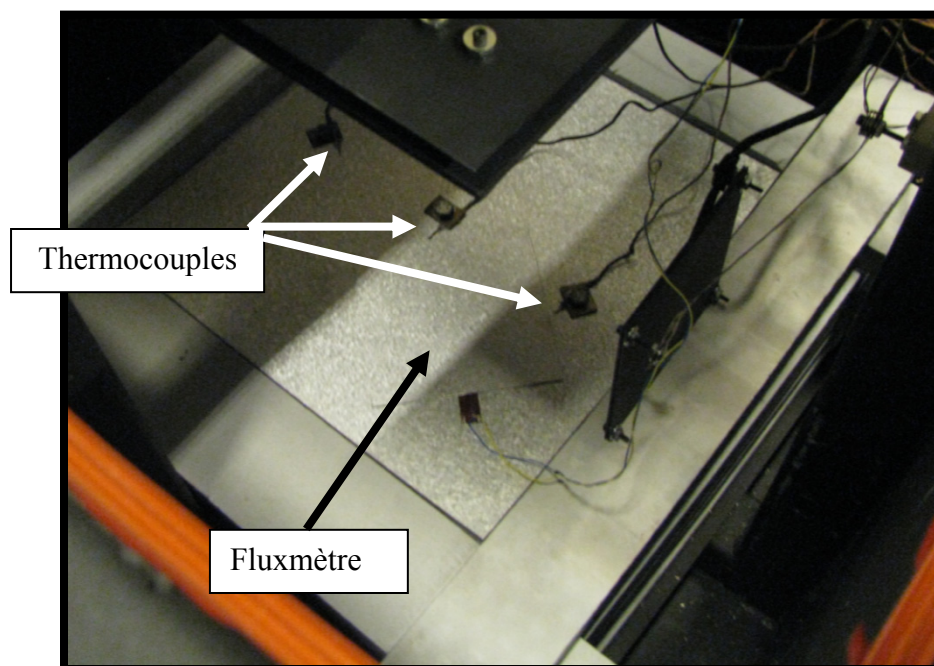


La boîte et son couvercle achevés.

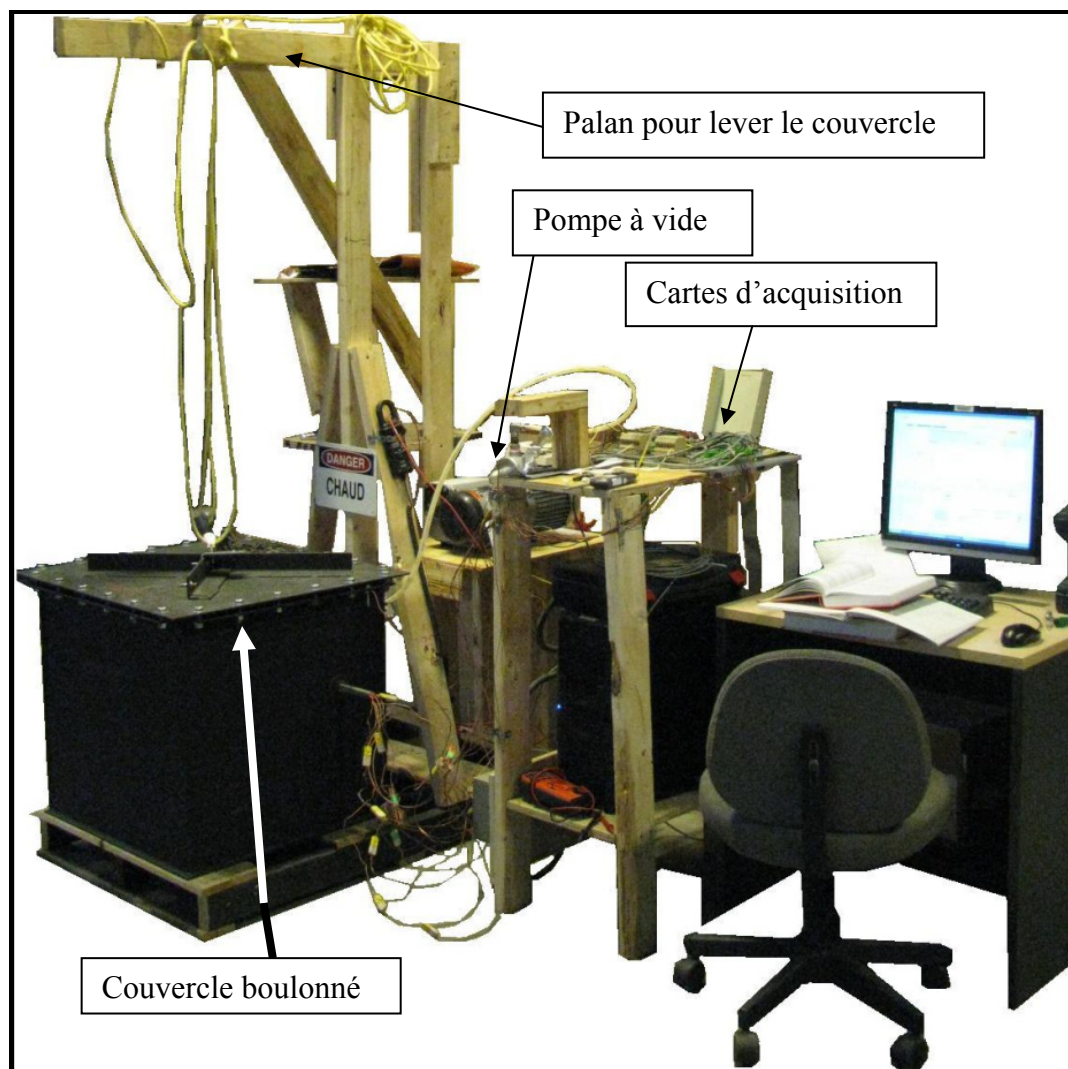
Les essais expérimentaux peuvent s'effectuer :



Échantillon prêt à être testé. Fluxmètre sur la surface A3' (voir Figure 2-10)



Échantillon de galvalume. Fluxmètre sur la surface A1 (voir Figure 2-10) recouvert d'une plaque de galvalume



Le banc d'essai pour mesurer les émissivité en opération



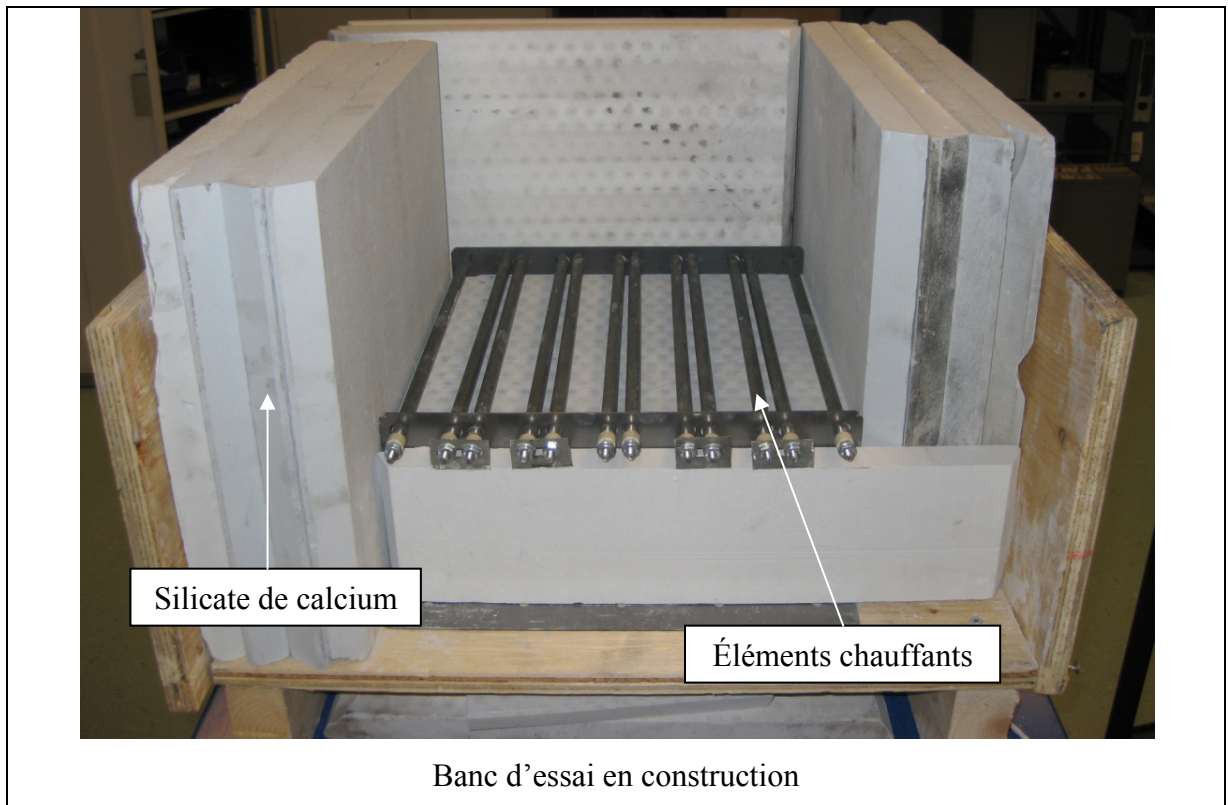


La boîte est sous vide! ( $\approx -1$  bar). La conception s'est avérée bonne, la boîte conservait bien le vide (même à pour l'essais à  $600^{\circ}\text{C}$ ), elle n'a pas déformée et il était plutôt aisé d'interchanger les échantillons pour effectuer les différents essais.

## ANNEXE X

### LE BANC D'ESSAI POUR MESURER LES CONDUCTIVITÉS THERMIQUES

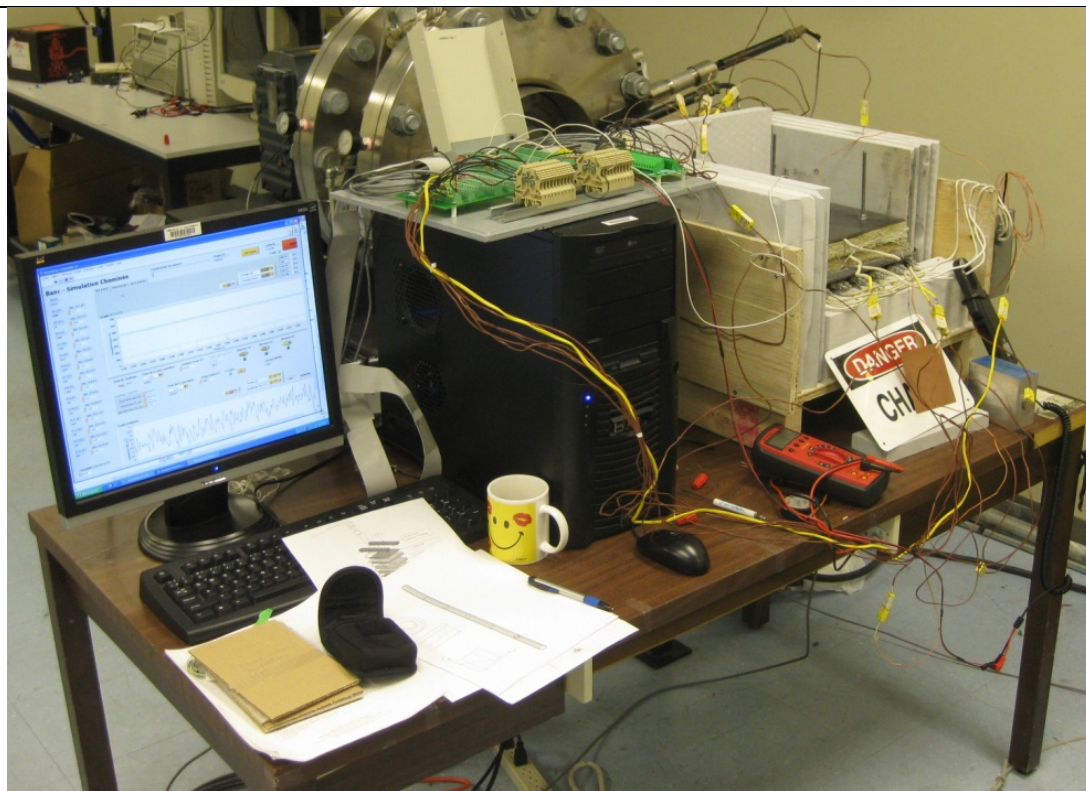
La construction du banc d'essai pour mesurer les conductivités thermiques :





Circuit électrique de puissance connecté aux éléments chauffants et 2 épaisseurs de laine isolante 2 po comprimées à 2 po.





Banc d'essais fonctionnel (photo prise en préparation d'un essai)

## ANNEXE XI

### DÉMARCHE DE L'ANALYSE DIMENSIONNELLE

#### Les dimensions de base

Des sept dimensions de base, quatre d'entre elles seront utilisées pour l'analyse dimensionnelle du problème. Ces dimensions sont les suivantes :

<i>Longueur</i>	<i>L</i>	(A-1)
<i>Masse</i>	<i>M</i>	
<i>Température</i>	<i>T</i>	
<i>Temps</i>	<i>t</i>	

Il est à noter que la température est parfois désignée par  $\theta$  et le temps par  $T$ , on choisit plutôt de désigner ces deux paramètres par  $T$  et  $t$  respectivement.

#### Les paramètres et leurs dimensions

Dans un premier temps, les paramètres qui interviendront dans le contexte du problème sont définis notamment en lien avec la nomenclature de la géométrie du modèle 3D présentée à la Figure 4-2:

Tableau A-1 Paramètres utilisés et leurs dimensions

Symbole	Définition	Unités	Dimension
D	Diamètre extérieur de la conduite	m	L
H	Hauteur du montage	m	L
W	Largeur du montage	m	L
$\beta$	Coefficient volumétrique d'expansion thermique	1/K	T <sup>-1</sup>



Symbole	Définition	Unités	Dimension
$\mu$	viscosité dynamique	Pa*s	$ML^{-1}t^{-1}$
$C_p$	Chaleur spécifique	J/kgK	$L^2t^{-2}T^{-1}$
$k$	Coefficient de conduction	W/mK	$MLt^{-3}T^{-1}$
$h$	Coefficient de convection	W/m <sup>2</sup> K	$Mt^{-3}T^{-1}$
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	$ML^{-3}$
$g$	Accélération gravitationnelle	m/s <sup>2</sup>	$Lt^{-2}$
$\Delta T = T_c - T_f$	Température	K	T

Donc, pour la géométrie de l'enclos, les propriétés du fluide et les autres conditions en présence, on a que le coefficient de convection est fonction des paramètres dimensionnels énumérés dans le Tableau A-1 précédent (la rugosité des parois n'est pas prise en considération) :

$$h = f \left( \underbrace{\beta, \rho, C_p, k, \mu}_{\text{dépendants}}, \underbrace{H, D, W, g, \Delta T}_{\text{indépendants}} \right) \quad (A-2)$$

On considère aussi que les nombres de  $Ra$  et de  $Pr$  se définissent respectivement selon les formules (4.2) et (A-12), et que  $\nu$  et  $\alpha$  sont définis par les relations suivantes :

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (A-3)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (A-4)$$

### **Le nombre de dimensions**

Selon le théorème de Buckingham, le nombre de regroupements ( $\Pi$ ) est estimé par la formule suivante :

$$k = n - j \quad \text{où } \begin{array}{l} k \text{ est le nombre de groupement } \Pi \\ n \text{ est le nombre de paramètres dimensionnels} \\ j \text{ est le nombre de dimensions} \end{array} \quad (\text{A-5})$$

Appliqué au présent contexte :

$$k = \underbrace{11}_{\text{équation (A-2)}} - \underbrace{4}_{\text{équation (A-1)}} = 7 \quad (\text{A-6})$$

### **Les paramètres répétitifs**

Le nombre de paramètres répétitifs à identifier doit correspondre au nombre de dimensions  $j$ .  
Des règles strictes s'appliquent pour le choix de ces paramètres, en voici la liste :

- 1) Les paramètres doivent représenter toutes les dimensions du problème.
- 2) Deux paramètres ne doivent pas avoir les mêmes dimensions.
- 3) Ne pas choisir la variable dépendante du problème.
- 4) Combinées ensembles, les paramètres ne doivent pas former un regroupement dimensionnel.
- 5) Individuellement, le paramètre ne doit pas être adimensionnel.
- 6) Enfin, choisir tant que possible les  $j$  variables les plus simples (faisant intervenir un nombre minimal d'autres variables).
- 7) Idéalement, il faut choisir des variables physiquement mesurables.

Voici des paramètres possibles répétitifs à  $j$  dimensions identifiés selon le présent contexte :

$$D, \rho, \Delta T, g = (L)(ML^{-3})(T)(Lt^{-2}) = M^1 L^{-1} T^1 t^{-2} \quad (\text{A-7})$$

Il est à noter qu'il a été décidé de choisir les variables  $(D, \rho, \Delta T, g)$  parce qu'elles apparaissent comme un choix judicieux, mesurables physiquement et elles sont parmi les

moins complexes. Par ailleurs, il aurait été possible de choisir d'autres combinaisons de variables.

### Combinaisons des paramètres répétitifs

Les 7 autres paramètres sont combinés à tour de rôle avec  $(D, \rho, \Delta T, g)$  :

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= (\beta)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (T^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \\
 \Pi_2 &= (H)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (L^1)(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \\
 \Pi_3 &= (W)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (M^1L^{-1}t^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \\
 \Pi_4 &= (\mu)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (M^1L^{-1}t^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \quad (A-8) \\
 \Pi_5 &= (Cp)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (L^2t^{-2}T^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \\
 \Pi_6 &= (k)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (M^1L^1t^{-3}T^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d}) \\
 \Pi_7 &= (h)(D)(\rho)(\Delta T)(g) = (M^1t^{-3}T^{-1})(L^{1a})(M^{1b}L^{-3b})(T^{1c})(L^{1d}t^{-2d})
 \end{aligned}$$

Pour chaque dimension, les exposants sont additionnés et il est possible de trouver les valeurs de leurs coefficients a, b, c et d :

$$\begin{array}{llllll}
 & & a & b & c & d \\
 \Pi_1 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^b L^{a-3b+d} T^{c-1} t^{-2d} & \rightarrow & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 \Pi_2 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^b L^a - 3^{b+d+1} T^c t^{-2d} & \rightarrow & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 \Pi_3 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^b L^a - 3^{b+d+1} T^c t^{-2d} & \rightarrow & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 \Pi_4 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^{b+1} L^{a-3b+d-1} T^c t^{-2d-1} & \rightarrow & -\frac{3}{2} & -1 & 0 & -\frac{1}{2} \\
 \Pi_5 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^b L^{a-3b+d+2} T^{c-1} t^{-2d-2} & \rightarrow & -1 & 0 & 1 & -1 \\
 \Pi_6 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^{b+1} L^{a-3b+d+1} T^{c-1} t^{-2d-3} & \rightarrow & -\frac{5}{2} & -1 & 1 & -\frac{3}{2} \\
 \Pi_7 \rightarrow M^0L^0T^0t^0 = M^{b+1} L^{a-3b+d} T^{c-1} t^{-2d-3} & \rightarrow & -\frac{3}{2} & -1 & 1 & -\frac{3}{2}
 \end{array} \quad (A-9)$$

$(a \leftrightarrow D \quad ; \quad b \leftrightarrow \rho \quad ; \quad c \leftrightarrow \Delta T \quad ; \quad d \leftrightarrow g)$

Pour chaque regroupement, on impose les exposants a, b, c et d trouvés précédemment et on effectue la vérification que le regroupement est bien adimensionnel :

Tableau A-2 Vérification des paramètres adimensionnels trouvés

$\Pi$	Vérification
$\Pi_1 = \beta \Delta T$	$(T^{-1})(T^1) = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_2 = \frac{H}{D}$	$(L^1)(L^{-1}) = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_3 = \frac{W}{D}$	$(L^1)(L^{-1}) = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_4 = \frac{\mu}{D^{3/2} \rho \sqrt{g}}$	$(ML^{-1}t^{-1})(L)^{-3/2}(ML^{-3})^{-1}(Lt^{-2})^{-1/2} = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_5 = \frac{C_p \Delta T}{Dg}$	$(L^2t^{-2}T^{-1})(T)(L)^{-1}(Lt^{-2})^{-1} = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_6 = \frac{k \Delta T}{D^{5/2} \rho g^{3/2}}$	$(MLt^{-3}T^{-1})(T)(L)^{-5/2}(ML^{-3})^{-1}(Lt^{-2})^{-3/2} = \text{adimensionnel ok!}$
$\Pi_7 = \frac{h \Delta T}{D^{3/2} \rho g^{3/2}}$	$(Mt^{-3}T^{-1})^1(T)^1(L)^{-3/2}(ML^{-3})^{-1}(Lt^{-2})^{-3/2} = \text{adimensionnel ok!}$

Tous les  $\Pi$  sont maintenant adimensionnels, ce qui est correct. Par contre, à l'exception de  $\Pi_2$  et de  $\Pi_3$  qui sont propres au montage considéré, les autres  $\Pi$  trouvés ne représentent aucun nombre adimensionnel connu; il faut effectuer quelques manipulations pour les transformer en nombres connus :

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{\Pi_7 \Pi_3}{\Pi_6} = \frac{h \Delta T}{D^{3/2} \rho g^{3/2}} \cdot \frac{W}{D} \cdot \frac{D^{5/2} \rho g^{3/2}}{k \Delta T} = \frac{hW}{k} \quad (\text{A-10})$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\Pi_4 \Pi_5}{\Pi_6} = \frac{\mu}{D^{3/2} \rho \sqrt{g}} \cdot \frac{C_p \Delta T}{Dg} \cdot \frac{D^{5/2} \rho g^{3/2}}{k \Delta T} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{A-11})$$

Il est à noter que le nombre de Prandtl peut aussi s'exprimer par :

$$\boxed{Pr = \frac{\nu}{\alpha}} \quad (\text{A-12})$$

Il est à noter qu'à toutes fins pratiques, lorsqu'il s'agit de gaz (d'air), les auteurs Yin et al. [8] considèrent le nombre de Pr comme constant. Par le fait même, ce paramètre ne fait donc pas partie de leur équation. La possibilité d'utiliser cette simplification est étudiée à la section 4.6.2 du présent document.

Le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{\Pi_3^3 \Pi_1}{\Pi_4^2} = \left(\frac{W}{D}\right)^3 \cdot \frac{\beta \Delta T}{1} \cdot \left(\frac{D^{3/2} \rho \sqrt{g}}{\mu}\right)^2 = \underbrace{\frac{\beta g \Delta T \rho^2 W^3}{\mu^2}}_{\substack{\text{où} \\ \nu = \frac{\mu}{\rho}}} = \frac{\beta g \Delta T W^3}{\nu^2} \quad (\text{A-13})$$

Selon le présent cas du projet, le choix d'utiliser le nombre de Ra ou de Gr pour caractériser l'écoulement demeure arbitraire puisqu'on étudie la convection naturelle pour un seul type de fluide (air). De plus, on préfère utiliser le nombre de Ra plutôt que le nombre de Grashof puisque la majorité des auteurs cités dans la liste de références qui ont traité de la convection naturelle ont utilisé le nombre de Ra. Il est alors possible d'effectuer la transformation suivante :

$$\boxed{Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 W^3}{\mu^2} \cdot \frac{\mu C_p}{k} = \underbrace{\frac{\beta g \Delta T \rho^2 W^3 C_p}{\mu k}}_{\substack{\text{où} \\ \alpha = \frac{k}{\rho C_p} \\ \text{et} \\ \nu = \frac{\mu}{\rho}}} = \frac{\beta g \Delta T W^3}{\nu \alpha}} \quad (\text{A-14})$$

## ANNEXE XII

### DONNÉES DES SIMULATIONS FS POUR CONSTRUIRE LA CORRÉLATION

Ce tableau présente le résumé des données expérimentales calculées par FS.

#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
1	343	315	138	10	14	96	4.37	233 990
2	575	424	1215	10	14	96	5.19	195 389
3	755	519	2267	10	14	96	5.24	104 837
4	345	316	146	10	14	96	4.38	239 906
5	593	434	1320	10	14	96	5.22	183 175
6	850	568	2890	10	14	96	5.18	78 570
7	342	308	139	10	22	96	10.61	8 353 517
8	571	379	1209	10	22	96	12.61	8 363 490
9	748	440	2257	10	22	96	12.56	5 036 797
10	341	303	146	10	34	96	20.83	74 722 877
11	557	356	1250	10	34	96	25.50	83 750 349
12	729	401	2359	10	34	96	25.55	53 495 633
13	436	360	347	7	11	96	4.94	271 675
14	571	420	854	7	11	96	5.23	202 850
15	692	474	1388	7	11	96	5.28	142 928
16	800	524	1923	7	11	96	5.28	104 076
17	875	560	2295	7	11	96	5.23	83 462
18	981	611	2849	7	11	96	5.13	62 200
19	428	350	403	8	12	96	4.97	309 582
20	552	401	965	8	12	96	5.31	240 697
21	659	446	1529	8	12	96	5.38	176 739
22	753	484	2063	8	12	96	5.33	136 183
23	836	514	2610	8	12	96	5.31	111 737
24	912	544	3122	8	12	96	5.27	91 467
25	425	360	344	9	13	96	4.51	245 453
26	546	417	829	9	13	96	4.72	197 041
27	651	467	1329	9	13	96	4.78	145 658
28	755	519	1862	9	13	96	4.78	105 239
29	865	576	2470	9	13	96	4.75	75 325
30	946	619	2984	9	13	96	4.78	59 414

#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
31	396	349	133	10	14	48	4.48	224 749
32	508	406	356	10	14	48	4.78	196 641
33	603	454	584	10	14	48	4.85	150 718
34	697	502	815	10	14	48	4.76	113 154
35	772	541	1033	10	14	48	4.79	89 922
36	705	506	856	10	14	48	4.86	110 582
37	411	358	143	9	13	48	4.62	223 285
38	516	410	347	9	13	48	4.93	191 681
39	609	457	560	9	13	48	5.03	148 263
40	699	503	771	9	13	48	4.95	112 884
41	793	551	1021	9	13	48	4.93	85 513
42	843	576	1182	9	13	48	4.97	74 537
43	420	361	141	8	12	48	4.58	230 908
44	537	417	349	8	12	48	4.85	189 771
45	642	468	572	8	12	48	4.91	141 683
46	746	520	807	8	12	48	4.88	103 793
47	846	570	1044	8	12	48	4.79	77 341
48	932	615	1271	8	12	48	4.76	60 600
49	431	366	142	7	11	48	4.71	229 509
50	558	428	350	7	11	48	4.97	179 392
51	667	480	562	7	11	48	5.03	131 458
52	765	528	769	7	11	48	5.00	98 665
53	857	576	967	7	11	48	4.94	75 051
54	941	620	1157	7	11	48	4.85	59 080
55	400	339	143	10	22	48	11.20	8 267 728
56	493	373	346	10	22	48	12.32	7 902 893
57	579	405	554	10	22	48	12.41	6 521 174
58	666	438	782	10	22	48	12.35	5 153 489
59	742	465	1023	10	22	48	12.54	4 217 203
60	740	466	1004	10	22	48	12.47	4 180 915
61	389	323	164	10	34	48	24.82	82 922 135
62	484	357	381	10	34	48	26.15	76 654 046
63	563	382	574	10	34	48	25.45	65 044 314
64	646	407	812	10	34	48	25.23	53 116 070
65	720	429	1069	10	34	48	25.77	44 001 535
66	659	399	974	10	34	48	27.84	56 584 508
67	421	357	364	10	12	96	2.17	31 867
68	538	414	859	10	12	96	2.30	24 780

#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
69	639	465	1367	10	12	96	2.36	18 122
70	747	520	1942	10	12	96	2.35	12 928
71	838	568	2439	10	12	96	2.30	9 790
72	808	551	2288	10	12	96	2.32	10 795
73	346	306	193	10	14	96	4.23	353 192
74	577	358	1593	10	14	96	4.90	380 733
75	762	395	3140	10	14	96	4.99	248 950
76	346	301	177	10	22	96	10.50	10 958 418
77	574	336	1577	10	22	96	13.64	12 581 272
78	779	367	3304	10	22	96	14.08	7 900 034
79	345	299	187	10	34	96	21.59	92 815 583
80	559	322	1486	10	34	96	26.38	115 965 687
81	719	339	2739	10	34	96	26.75	82 725 302
82	340	308	76	10	14	48	4.30	284 222
83	549	366	695	10	14	48	5.20	350 050
84	641	391	1045	10	14	48	5.25	280 691
85	338	303	70	10	22	48	10.67	8 896 284
86	542	343	655	10	22	48	13.88	11 890 201
87	675	367	1157	10	22	48	14.06	8 959 911
88	337	300	86	10	34	48	25.33	76 622 712
89	536	328	651	10	34	48	26.84	110 682 772
90	695	348	1235	10	34	48	26.72	80 272 267
91	341	307	154	10	14	96	4.02	307 442
92	617	408	1524	10	14	96	4.63	241 209
93	339	300	148	10	22	96	10.24	10 097 167
94	620	378	1646	10	22	96	13.11	8 511 016
95	335	293	176	10	34	96	22.83	94 281 014
96	569	339	1423	10	34	96	25.58	98 514 561
97	335	307	66	10	14	48	4.23	262 515
98	579	401	688	10	14	48	5.04	251 627
99	331	298	65	10	22	48	10.71	9 203 023
100	580	369	713	10	22	48	13.46	9 303 277
101	326	290	84	10	34	48	25.71	89 124 796
102	560	337	675	10	34	48	25.19	100 644 120
103	319	303	71	24	26	48	1.71	21 776
104	491	377	920	24	26	48	2.38	34 680
105	518	364	1021	24	36	48	11.63	9 407 722
106	312	293	75	24	36	48	9.21	6 390 013



#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
107	309	286	79	24	48	48	16.74	64 253 441
108	505	332	1275	24	48	48	26.90	105 910 277
109	454	323	1584	24	48	96	23.11	113 255 841
110	318	291	197	24	48	96	16.83	69 898 600
111	322	297	190	24	36	96	8.73	7 547 528
112	492	343	1884	24	36	96	11.56	11 606 857
113	447	352	1245	24	26	96	2.07	41 403
114	324	303	177	24	26	96	1.61	27 591
115	616	409	1553	10	14	96	4.72	240 752
116	341	307	157	10	14	96	4.08	307 034
117	339	300	148	10	22	96	10.20	10 084 710
118	622	378	1612	10	22	96	12.77	8 484 587
119	589	343	1646	10	34	96	27.15	93 358 995
120	336	293	179	10	34	96	22.71	95 163 467
121	342	309	160	10	12	96	2.17	35 962
122	637	431	1711	10	12	96	2.54	24 992
123	579	412	620	10	12	48	2.40	28 106
124	336	310	60	10	12	48	2.02	30 311
125	335	307	65	10	14	48	4.12	264 340
126	585	404	692	10	14	48	4.96	245 881
127	572	367	697	10	22	48	13.68	9 449 714
128	331	298	64	10	22	48	10.51	9 183 846
129	327	289	81	10	34	48	23.79	92 040 908
130	581	341	831	10	34	48	28.21	96 086 191
131	612	349	1377	10	34	72	27.69	87 815 535
132	333	292	130	10	34	72	23.10	94 547 836
133	337	300	110	10	22	72	10.64	9 800 458
134	606	374	1187	10	22	72	13.35	8 823 737
135	599	404	1155	10	14	72	5.07	248 957
136	338	306	110	10	14	72	4.13	292 659
137	340	309	104	10	12	72	1.95	35 092
138	622	424	1160	10	12	72	2.44	26 105
139	312	298	51	10	14	96	3.39	165 307
140	327	303	102	10	14	96	3.79	250 040
141	845	545	2743	10	14	96	4.70	91 506
142	384	335	82	3	5	96	2.27	34 474
143	1331	751	2098	3	5	96	2.27	3 764
144	1280	502	2827	3	15	96	15.52	2 161 032

#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
145	383	318	113	3	15	96	14.45	11 130 612
146	404	318	147	3	27	96	27.93	103 055 662
147	1328	459	3089	3	27	96	30.36	19 087 976
148	1313	460	2074	3	27	72	27.85	19 395 771
149	403	319	114	3	27	72	29.41	100 154 792
150	404	329	101	3	15	72	14.43	10 514 827
151	1316	534	2117	3	15	72	14.99	1 845 890
152	1357	786	1619	3	5	72	2.31	3 259
153	404	351	74	3	5	72	2.46	29 996
154	384	345	36	3	5	48	2.48	25 564
155	1313	822	1051	3	5	48	2.63	2 841
156	1245	553	1258	3	15	48	15.46	1 850 414
157	382	325	48	3	15	48	14.13	9 324 528
158	404	321	77	3	27	48	30.19	97 658 279
159	1279	458	1361	3	27	48	28.94	20 395 762
160	404	328	150	3	5	96	2.68	48 945
161	1046	597	1468	3	5	96	2.48	8 230
162	1026	463	1797	3	15	96	15.59	3 432 437
163	403	308	169	3	15	96	14.70	15 143 722
164	403	299	193	3	27	96	30.73	141 889 595
165	1023	404	1795	3	27	96	29.24	36 289 993
166	1024	403	1566	3	27	72	33.88	36 481 620
167	402	298	148	3	27	72	31.50	142 925 211
168	403	308	132	3	15	72	15.24	15 135 643
169	1029	461	1334	3	15	72	15.33	3 443 743
170	1048	601	1143	3	5	72	2.58	8 090
171	403	330	110	3	5	72	2.69	47 463
172	380	325	56	3	5	48	2.79	42 437
173	1016	594	816	3	5	48	2.97	8 478
174	984	449	899	3	15	48	16.89	3 855 435
175	378	304	65	3	15	48	15.05	14 238 032
176	402	298	106	3	27	48	33.81	144 023 072
177	1022	396	957	3	27	48	30.94	37 703 901
178	349	311	143	8	10	96	2.05	39 593
179	699	457	1650	8	10	96	2.48	20 669
180	693	396	1708	8	20	96	13.10	7 104 934
181	345	301	150	8	20	96	11.31	10 952 747
182	342	294	177	8	32	96	24.49	103 518 627

#	Tc	Tf	q	D	W	H	Nu	Ra
[-]	[K]	[K]	[W]	[po]	[po]	[po]	[-]	[-]
183	656	351	1770	8	32	96	27.87	82 508 580
184	655	352	1324	8	32	72	28.01	81 843 383
185	340	292	127	8	32	72	24.11	103 857 045
186	343	300	109	8	20	72	11.40	10 781 952
187	681	393	1296	8	20	72	13.78	7 326 457
188	702	462	1246	8	10	72	2.51	19 915
189	347	311	103	8	10	72	2.13	37 150
190	343	312	62	8	10	48	2.20	32 928
191	679	457	798	8	10	48	2.65	20 471
192	668	394	855	8	20	48	14.39	7 351 437
193	338	299	66	8	20	48	11.71	10 049 804
194	334	291	81	8	32	48	25.39	100 606 657
195	665	357	931	8	32	48	28.69	78 293 823
196	323	296	79	10	22	72	10.89	7 970 128
197	319	295	49	10	22	48	11.35	7 521 664
198	325	297	97	10	22	96	9.52	8 218 089
199	345	317	59	10	22	48	11.08	6 164 133
200	1214	699	4468	10	18	72	9.36	310 128
201	306	292	25	10	22	48	9.78	5 153 115
202	311	294	51	10	22	96	8.73	5 508 435
203	330	311	37	10	22	48	10.52	4 877 369
204	889	421	2292	10	16	48	7.86	624 941
205	880	410	4797	10	16	96	8.28	670 640
206	699	436	2213	10	16	96	7.42	656 857
207	977	486	1495	3	10	96	8.81	640 719
208	1320	634	2176	3	10	72	9.80	252 077
209	1001	502	893	3	10	48	10.14	578 894
210	1030	488	1698	3	12	96	11.33	1 282 909
211	342	312	106	10	14	72	4.17	259 793
212	739	499	1569	10	14	72	4.83	121 332
213	685	386	1675	10	34	72	27.46	61 617 923
214	339	303	113	10	34	72	22.41	72 888 295
215	340	310	74	10	14	48	4.49	259 349
216	743	499	1136	10	14	48	5.16	121 397
217	704	385	1221	10	34	48	27.85	61 339 161
218	338	302	79	10	34	48	23.47	74 124 562

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Batchelor, G. K.** 1954. «Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures» : s.n., pp. 209-233.
- [2] **Ganguli, A. A., Pandit, A. B. et Joshi, J. B.** 2008. «CFD simulation of heat transfer in a two-dimensional vertical enclosure» : Elsevier, Institute of chemical technology, University of Mumbai, Mumbai, India, pp. 711-727.
- [3] **Incropera Frank P., Dewitt David P., Bergman Theodore L. et Lavine Adrienne S.** 2007. Fundamentals of heat and mass transfer : sixth edition, Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of California, Los Angeles, Wiley, 997 pages.
- [4] **Han, Hwataik et Kuehn, Thomas H.** 1990. «Double diffusive natural convection in a vertical rectangular enclosure - 1. Experimental study» : s.n., Department of mechanical engineering, University of Minnesota, Minneapolis, U.S.A.
- [5] **Elder, J. W.** 1965. Laminar free convection in a vertical slot : Department of Applied Mathematics and Theoretical physics, Cambridge, pp. 77-98.
- [6] **Ostrach, Simon.** 1972. «Natural convection in enclosures» : Article en ligne, in J.P. Vol. 8, Academic Press, New York, Cleveland, Ohio, pp. 161-227.
- [7] **De Vahl Davis, G.** 1968. «Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity» : Heat and mass transfer, Vol 11, pp. 1675-1693.
- [8] **Yin, S. H., Wung, T. Y. et Chen, K.** 1977. «Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities» : Heat and mass transfer, Vol 21, Pergamon Press, pp. 307-315.
- [9] **Wikipedia.** [http://fr.wikipedia.org/wiki/Loi\\_de\\_Moore](http://fr.wikipedia.org/wiki/Loi_de_Moore). *La loi de Moore*. [En ligne]  
[Citation : ]
- [10] **Versteeg, H. K. et Malalasekara, W.** 1995. An introduction to Computational Fluid Dynamics : The finite volume method, Longman, England, 257 pages.
- [11] **Dhatt Gouri, Touzot Gilbert et Lefrançois Emmanuel.** 2007. Méthode des éléments finis : Éditions Lavoisier, 601 pages.
- [12] **Poots, G.** 1958. «Heat transfer by laminar free convection in enclosed plane gas layers» : Mech. Appl. Math., pp. 257-273.

- [13] **Wilkes, J. O.** 1963. The finite difference computation of natural convection in an enclosed rectangular cavity : Ph.D. Thesis, University of Michigan.
- [14] **Gill, A. E.** 1966. J. Fluid Mech. 26 : s.n., 77 pages.
- [15] **Vafai, Kambiz et Desai, Chetan P.** 1995. «Experimental and numerical study of buoyancy induced flow and heat transfer in an open annular cavity» : s.n., Department of mechanical engineering, The Ohio State University, Columbus, U.S.A.
- [16] **Ghorai, S.** Site internet: <http://home.iitk.ac.in/~sghorai/NOTES/benard/node3.html> : Consulté le 23 janvier 2011.
- [17] **Solidworks.** 2008. ComosFlowworks Fundamentals : (documentation électronique provenant de Solidworks).
- [18] **Bejan, Adrian.** 1978. «Note on Gill's solution for free convection in a vertical enclosure» : s.n., Department of mechanical engineering, University of Clolorado, Boulder.
- [19] **MacGregor, R. K. et Emery, A. F.** 1969. «Free convection through vertical plane layers - Moderate and high Prandtl number fluids» : Article en ligne, pp. 391-403.
- [20] **Khaled, M., et al.** 2009. «A new method for simultaneous measurement of convective and radiative heat flux in car underhood applications» : Article en ligne, Measurement science and technology 21, 10 pages.
- [21] **Tanaka, H., et al.** 2001. «Mesurement of spectral emissivity and thermal conductivity of zirconia by thermal radiation calorimetry» : s.n., Department of applied physics, national defence academy, Yokosuka, Japan.
- [22] **Ishii, Juntaro et Ono, Akira.** 2001. «Uncertainty estimation for emissivity measurements near room temperature with a Fourier transform spectrometer» : Article en ligne, National metrology institue of Japan, AIST, Tsukuba central 3,1-1-1 Umezono, Tsukuba, Japanpp. 2103-2112.
- [23] **Smetana, W. et Reicher, R.** 1998. «A new measuring method to determine material spectral emissivity» : En ligne IOPscience, Institut fur Werkstoffe der elektrotechnik, Technische Universitat Wien, Gubhausstrabe, Austria.
- [24] **Oleg G., Martynenko.** 2005. Free-Convective Heat Transfer : With many photographs of flows and heat exchange, New York : Springer, 515 pages.

- [25] **Omega.** [www.omega.com/literature/transactions/volume1/emissivitya.html](http://www.omega.com/literature/transactions/volume1/emissivitya.html). [En ligne]  
[Citation : ]
- [26] **Yunus A., Çengel et John M., Cimbala.** 2006. Fluid mechanics : Fundamentals and applications, Mc Graw Hill, New York, United States, 956 pages.
- [27] **Mecagora.** <http://www.utc.fr/~mecagom4/MECAWEB/accueil.html>. [En ligne]  
[Citation : ]
- [28] **Çengel, Yunus A. et Cimbala, John M.** 2006. Fluid mechanics : : fundamentals and applications, McGraw-Hill, New York, 957 pages.
- [29] **Eckert, E. R. G. et Carlson, Walter O.** 1960. «Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures» : Heat and mass transfer, Vol 2. pp.106-120, Minneapolis, Minn., U.S.A.
- [30] **Soulaïmani, A.** Notes de cours SYS-865C «Méthode numériques en génie». *École de technologie supérieure*. Montréal : s.n., Hiver 2006.
- [31] **Stewart, James.** 2006. Analyse : Concepts et contextes, Vol. 2. 2e édition. de boeck, 979 pages.
- [32] **Mahan, J. Robert.** 2002. Radiation Heat Transfer : A statistical approach, John Wiley & Sons, New York, 482.
- [33] **R. Rousse, Daniel.** 1999. «Numerical predictions of two-dimensional conduction, convection, and radiation heat transfer. 1. Formulation» : s.n., Département de génie mécanique, Université Laval, Cité Universitaire, Québec, Canada, pp. 315-329.
- [34] **Catton, I.** 1978. «Natural convection in enclosures» : Proc. 6th Int. Heat transfer Conf., Toronto, Canada, Vol. 6, pp.13-31.
- [35] [En ligne] <http://www.techno-science.net/?onglet=glossaire&definition=5755>.
- [36] **Pelletier, Dominique.** Janvier 2009. Mécanique des fluides assistée par ordinateur, 4e édition révisée : Presses internationales Polytechnique de Montréal, 129 pages.
- [37] **Mallinson, G. D. et De Vahl Davis, G.** 1977. Three-dimensional natural convection in a box : a numerical study : Journal of fluid mechanics, Melbourne, Australia, pages 1-31.
- [38] **ÉTS.** <http://www.etsmtl.ca/nouvelles/2010/Calcul-de-haute-performance>. *super calculateur du CLUMEQ*. [En ligne] [Citation : ]