TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE PERTINENTE 7
1.1 Les collecteurs solaires : composantes et fonctionnement 7
1.2 Les organismes de certification et les normes 9
1.3 Les collecteurs solaires à air à tubes sous vide 10
1.4 La modélisation thermique de collecteurs solaires 19
1.4.1 Les modèles thermiques 1-D 19
1.4.2 Les modèles CFD..... 21

CHAPITRE 2 CAHIER DES CHARGES 23
2.1 Schéma conceptuel.....23
2.2 Objectif de coût.....24
2.3 Détermination des besoins 25
2.4 Spécifications.....27

CHAPITRE 3 CONCEPTS DE SOLUTIONS.....31
3.1 Génération de concepts 31
3.1.1 Le collecteur classique à tubes de Sydney 31
3.1.1.1 Avantages du collecteur classique à tubes de Sydney 33
3.1.1.2 Inconvénients du collecteur classique à tubes de Sydney..... 33
3.1.2 Le collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités 33
3.1.2.1 Avantage du collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités 35
3.1.2.2 Inconvénients du collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités 35
3.1.3 Le collecteur à caloducs..... 35
3.1.3.1 Avantages du collecteur à caloducs 37
3.1.3.2 Inconvénients du collecteur à caloducs..... 37
3.2 Choix du meilleur concept 38
3.3 Incertitudes de la conception 40
3.4 Analyse de risque.....40

CHAPITRE 4 MODÈLE THERMIQUE 43
4.1 Modèle du tube sous vide en stagnation 44
4.1.1 Régime permanent 45
4.1.1.1 Résultats..... 53
4.1.2 Régime transitoire..... 55
4.1.2.1 Validation du modèle..... 59
4.2 Modèle du tube sous vide avec écoulement à l'intérieur.....66
4.2.1 Régime permanent 66
4.2.1.1 Résultats..... 73

4.2.2 Régime transitoire 80
4.2.2.1 Validation du modèle 83
4.3 Modèle du plénum et influence de l'épaisseur d'isolant 86

CHAPITRE 5 CONCEPTION FINALE 91
5.1 Caractéristiques du collecteur 91
5.1.1 Plénum chaud 92
5.1.2 Plénum froid 93
5.1.3 Installation des tubes 95
5.2 Exemple de banc d'essai 96
5.3 Performances anticipées 97

CONCLUSION 101

RECOMMANDATIONS 105

ANNEXE I SPÉCIFICATIONS DES TUBES SOUS VIDE 109

ANNEXE II SYSTÈME D'ÉQUATION MATRICIELLE 113

ANNEXE III STATION MÉTÉO 117

ANNEXE IV ANNEAU D'OMBRAGE 125

ANNEXE V LABORATOIRE SOLAIRE 133

ANNEXE VI PUBLICATIONS 135

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 137

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 2.1 Liste des besoins 25

Tableau 2.2 Liste des spécifications 27

Tableau 3.1 Matrice de décision 39

Tableau 3.2 Tableau récapitulatif de l'analyse des risques associés au collecteur.....42

Tableau 4.1 Tableau récapitulatif des paramètres utilisés dans le modèle 51

Tableau 4.2 Température de stagnation pour différents $h_{conv/23}$, T_a=20 °C, G_T=1000 W/m^2 et V_{vent}=5 km/h 54

Tableau 4.3 Résultats du modèle de stagnation en régime permanent 55

Tableau 4.4 Résumé des corrélations utilisées pour l'écoulement interne.....70

Tableau 4.5 Paramètres utilisés dans le modèle de plénum.....88

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 0.1 Consommation d'énergie mondiale par type de carburant tirée de International Energy Agency (2012) 1

Figure 0.2 Répartition de la consommation d'énergie résidentielle (à gauche) commerciale/institutionnelle (à droite) tirée de Ressources naturelles Canada (2011).....2

Figure 0.3 Carte de la ressource solaire mondiale tirée de 3TIER (2011).....3

Figure 1.1 Vue en coupe d'un collecteur solaire plan 8

Figure 1.2 Tube sous vide en forme d'éprouvette (à gauche) et vue en coupe de l'extrémité d'un tube (à droite).....8

Figure 1.3 Schéma du collecteur solaire Owens-Illinois tiré de Eberlein (1976) 11

Figure 1.4 Collecteur solaire à tubes sous vide à ailette liquide tiré de Kim et al. (2007).....12

Figure 1.5 Géométrie et fonctionnement du collecteur solaire à tubes sous vide tirée de Xu et al. (2012) 13

Figure 1.6 Collecteur solaire à stockage intégré utilisé pour le séchage en Inde tiré de Yadav et Bajpai (2011).....14

Figure 1.7 Collecteur solaire de la compagnie allemande Kollektorfabrik modèle en 3D tiré de Kollektorfabrik (2012) (à gauche) et schéma de fonctionnement (à droite).....14

Figure 1.8 Collecteur solaire de la compagnie allemande Airwasol tiré de Airwasol (2013) 15

Figure 1.9 Tube sous vide ouvert aux deux extrémités et un collecteur solaire en forme de harpe tous deux breveté par Zhang (2009a) 16

Figure 1.10 Tube sous vide ouvert aux deux extrémités breveté par Wang (2009).....17

Figure 1.11 Système d'ailettes breveté par Wang (2010b) permettant d'augmenter l'échange thermique avec l'air dans les tubes ouvert à une extrémité.....17

Figure 1.12 Système d'ailettes breveté Wang (2010b) permettant d'augmenter l'échange thermique avec l'air dans les tubes ouverts aux deux extrémités 18

Figure 1.13 Collecteur à double fonction breveté par Wang (2010a) 18

Figure 2.1 Schéma conceptuel du collecteur solaire 24

Figure 3.1 Vue en coupe du collecteur solaire classique à tubes de Sydney 31

Figure 3.2 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire à tubes de Sydney 32

Figure 3.3 Vue en coupe du collecteur solaire à tubes ouverts aux deux extrémités ..34

Figure 3.4 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire à tubes ouvert aux deux extrémités 34

Figure 3.5 Vue en coupe du collecteur solaire à caloducs 36

Figure 3.6 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire à caloducs....37

Figure 4.1 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique en stagnation et régime permanent (à droite) 45

Figure 4.2 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique en stagnation régime transitoire (à droite) 56

Figure 4.3 Montage expérimental pour la validation du modèle en stagnation 59

Figure 4.4 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée ensoleillée 60

Figure 4.5 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée nuageuse....60

Figure 4.6 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée ensoleillée après correction du modèle et des données de rayonnement solaire 62

Figure 4.7 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée nuageuse après correction du modèle 63

Figure 4.8 Mesures expérimentales en stagnation réalisées sur un tube ouvert aux deux extrémités 65

Figure 4.9 Résultats du test de stagnation d'un tube ouvert aux deux extrémités 65

Figure 4.10 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique avec écoulement en régime permanent (à droite)....66

Figure 4.11 Algorithme de résolution du modèle avec écoulement en régime permanent....72

Figure 4.12 Carte des températures du tube sous vide....74

Figure 4.13 Évolution des températures du fluide et de la paroi au long du tube....75

Figure 4.14 Évolution du coefficient de convection au long du tube....75

Figure 4.15 Influence du débit sur différents paramètres de sortie....76

Figure 4.16 Influence du rayonnement solaire sur différents paramètres de sortie....77

Figure 4.17 Influence de la température ambiante sur différents paramètres de sortie....78

Figure 4.18 Influence de la vitesse du vent sur différents paramètres de sortie....80

Figure 4.19 Représentation qualitative des matrices de températures recherchées....82

Figure 4.20 Algorithme de résolution du modèle avec écoulement en régime transitoire....82

Figure 4.21 Montage expérimental pour la validation du modèle avec écoulement....83

Figure 4.22 Résultats de la validation expérimentale du modèle avec écoulement d'air....85

Figure 4.23 Comparaison des températures expérimentale et simulée de l'air à la sortie du tube....85

Figure 4.24 Modèle thermique du plénum....87

Figure 4.25 Influence de l'épaisseur d'isolant sur les pertes thermiques du plénum....89

Figure 4.26 Zoom sur l'influence de l'épaisseur d'isolant sur les pertes thermiques du plénum....90

Figure 5.1 Identification des parties du collecteur....92

Figure 5.2 Plénum chaud modélisation en 3D (gauche) vue en coupe (droite)....93

Figure 5.3 Plénum froid modélisation en 3D (gauche) vue en coupe (droite)....93

Figure 5.4 Montage des raccords de plomberie standard sur le plénum froid....94

Rapport-Gratuit.com

Figure 5.5 Montage du raccord de plomberie sur le tube.....95

Figure 5.6 Installation des tubes sur le collecteur 95

Figure 5.7 Exemple de banc d'essai pour le test des performances d'un collecteur à air tiré de Delisle et Kummert (2012) 96

Figure 5.8 Courbes de performances typiques des collecteurs solaires tirées de Fortuin et Stryi-Hipp (2012) 98

Figure 5.9 Exemple de résultats d'analyse de plan d'expérience avec StatGraphics.....105

Figure 5.10 Tôle de réduction de section des plénums (gauche) et son montage dans le plénum (droite) 106

Figure 5.11 Exemple de résultats de simulation CFD réalisé sous ANSYS Workbench à l'aide du solveur CFX 107

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

Abréviations

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CFD	« Computational Fluid Dynamic »
CSA	« Canadian Standards Association »
ÉTS	École de technologie supérieure
FMEA	« Failure Mode and Effect Analysis »
GIEC	Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat
HTC	« Heat Transfer Coefficient »
MBD	« Mean bias difference » ou erreur moyenne de justesse
RMSE	« Root mean square error » ou erreur moyenne quadratique
SRCC	Solar Rating Certification Corporation
SK	Solar Keymark

Définitions

Fluent	Code CFD commercial
ICEM	Logiciel de maillage commercial

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Symboles

L	Longueur du tube sous vide (ou du plénum) [m]
D_{in}	Diamètre extérieur du tube intérieur [m]
D_{out}	Diamètre extérieur du tube extérieur [m]
d_{in}	Épaisseur du tube intérieure [m]
d_{out}	Épaisseur du tube extérieure [m]
$d_{isolant}$	Épaisseur d'isolant du plénum chaud [m]
$\dot{Q}$	Puissance du collecteur solaire [W]
q	Flux de chaleur échangé [W]
$\dot{m}$	Débit massique de fluide caloporteur [kg/s]
c_p	Chaleur massique du fluide caloporteur [J/kg K]
T_x	Température de l'élément x [°C] ou [K]
η	Rendement du collecteur solaire
G	Rayonnement solaire [W/m^2]
I	Flux solaire incident [W]
A	Superficie de collecteur [m^2]
$\dot{V}$	Débit volumique de fluide caloporteur [m^3/s]
u	Vitesse du fluide [m/s]
U	Coefficient global de transfert de chaleur [W/m^{2}K]
τ	Transmittance du tube extérieur
α	Absorptivité de l'absorbeur
$\dot{E}$	Flux de chaleur [W]
U_L	Coefficient global de pertes du tube sous vide [W/K]
k	Conductivité thermique [W/m K]
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
Nu	Nombre de Nuselt
ρ	Masse volumique [kg/m^3]

Symboles (suite)

V_{vent}	Vitesse du vent [m/s]
μ	Viscosité dynamique [kg/m s]
e	Émissivité
σ	Constante de Stephan-Boltzman [W/m^2 K^4]
h	Coefficient de convection [W/m^2 K]
m	Masse [kg]
Δt	Pas de temps [s]
t	Le temps [s], [min] ou [heure] en fonction du contexte
R	Résistance thermique [K/W]
f	Coefficient de friction dynamique de Darcy [-]
ΔP	Perte de charge [Pa]
P	Pression [Pa]
W	Largeur du plénum [m]
H	Hauteur du plénum [m]

Indices

in	Tube intérieur/Flux d'énergie entrant
out	Tube extérieur/Flux d'énergie sortant
généré	Flux d'énergie générée
stocké	Flux d'énergie stockée
a	Air ambiant extérieur
sky	Ciel
r	Tube intérieur / absorbeur (« receiver »)
c	Tube extérieur / couverture vitrée (« cover »)
f	Fluide (« fluid »)
h	Diamètre hydraulique
conv	Convection
cond	Conduction
ray	Rayonnement
1	Surface intérieure du tube intérieur
2	Surface extérieure du tube intérieur
3	Surface intérieure du tube extérieur
4	Surface extérieure du tube extérieur
g	Verre (« glass »)
tot	Total

Exposants

j	Identification des nœuds

Unités de mesure

MTEP	Unité d'énergie en million de tonnes équivalent pétrole
W	Unité de puissance en Watt
m	Unité de longueur en mètre
mm	Unité de longueur en millimètre
m^2	Unité de surface en mètre carré
m^3	Unité de volume en mètre cube
h	Unité de temps en heure
s	Unité de temps en seconde
kg	Unité de masse en kilogramme
J	Unité d'énergie et de travail en Joule
m^3/h	Unité de débit volumique en mètre cube par heure
W/m^2	Unité de puissance par unité de surface en Watt par mètre carré
m/s	Unité de vitesse en mètre par seconde
°C	Unité de température en degré Celsius
K	Unité de température (échelle absolue) en Kelvin
Pa	Unité de pression en Pascal

INTRODUCTION

La consommation d'énergie mondiale n'a pas cessé de croître depuis les années 1970, c'est-à-dire depuis qu'elle est quantifiée. La figure suivante tirée des « *Key world energy statistics 2012* » de l'agence internationale de l'énergie (International Energy Agency, 2012) présente la consommation énergétique mondiale de 1971 à 2010 en million de tonnes équivalent pétrole (MTEP).

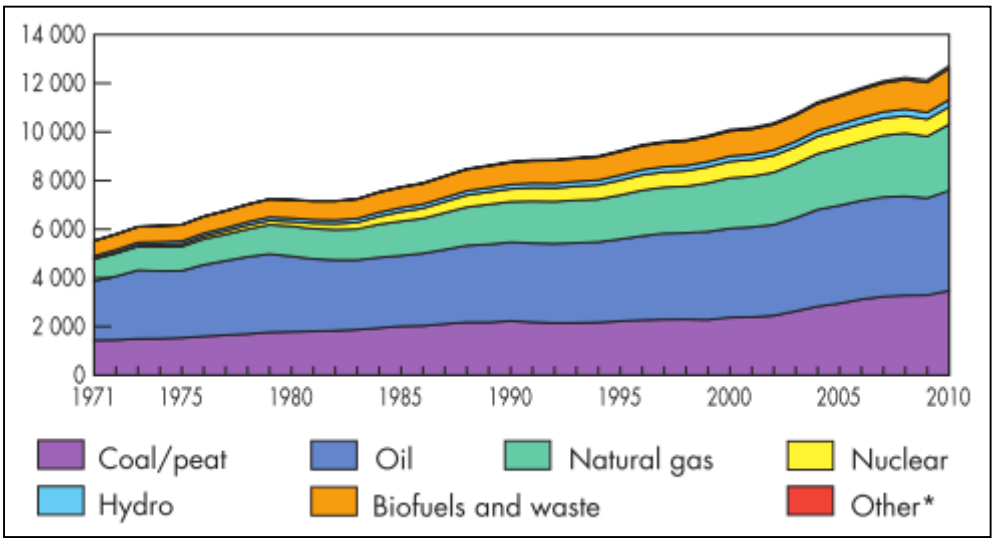


Figure 0.1 Consommation d'énergie mondiale par type de carburant
tirée de International Energy Agency (2012)

Sur la Figure 0.1 on constate la part imposante du trio fossile composé du charbon (Coal/peat), du pétrole (Oil) et du gaz naturel (Natural gas). On note aussi que la consommation d'énergie ne cesse de croître d'année en année. Cela entraîne des conséquences environnementales et socio-économiques. D'une part, le quatrième rapport du GIEC paru en 2007 cible l'utilisation des combustibles fossiles comme source de l'augmentation de la concentration de CO_2 (un gaz à effet de serre) dans l'atmosphère. Cette augmentation étant l'une des principales causes à l'origine des changements climatiques (GIEC, 2007). D'autre part, les combustibles fossiles se définissent comme des réserves énergétiques et par conséquent ils sont présents en quantité limitée sur la planète.

L'épuisement de ces réserves causera selon la loi de l'offre et de la demande une augmentation du prix de l'énergie entraînant des iniquités sociales et des problèmes géopolitiques. Il apparaît donc primordial de rechercher des moyens de réduire notre dépendance aux combustibles fossiles.

De façon générale, les secteurs résidentiel et commercial/institutionnel totalisent 31 % (17 % pour le résidentiel et 14 % pour le secteur commercial/institutionnel) de la consommation énergétique du Canada selon les données de 2009 (Ressources naturelles Canada, 2011). La Figure 0.2 présente une répartition par poste de consommation de chacun de ces secteurs.

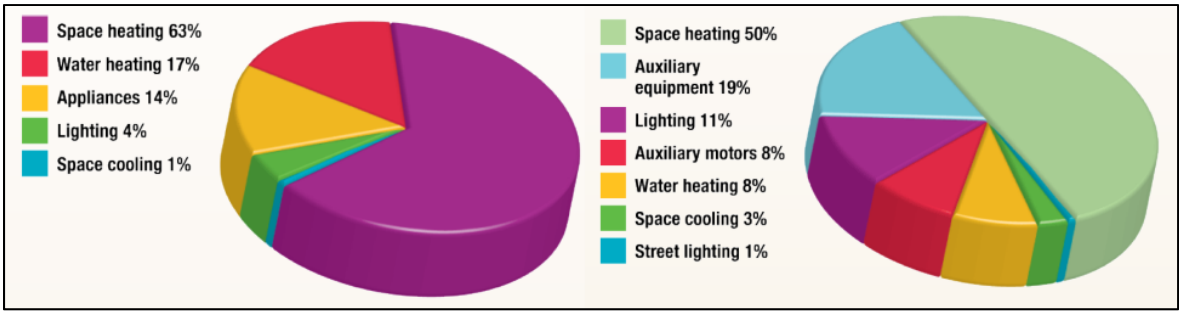


Figure 0.2 Répartition de la consommation d'énergie résidentielle (à gauche) commerciale/institutionnelle (à droite) tirée de Ressources naturelles Canada (2011)

En cumulant les postes de consommation associés au chauffage des espaces et à l'eau chaude domestique, on constate qu'au Canada, 80 % de l'énergie nécessaire au secteur résidentiel et 58 % de l'énergie du secteur commercial/institutionnel est en fait de la chaleur qui pourrait être adéquatement fournie par le soleil.

En effet, la Figure 0.3 tirée de 3TIER (2011) présente la ressource solaire mondiale sous la forme de l'éclairement énergétique moyen en W/m^2 reçu sur un plan horizontal.

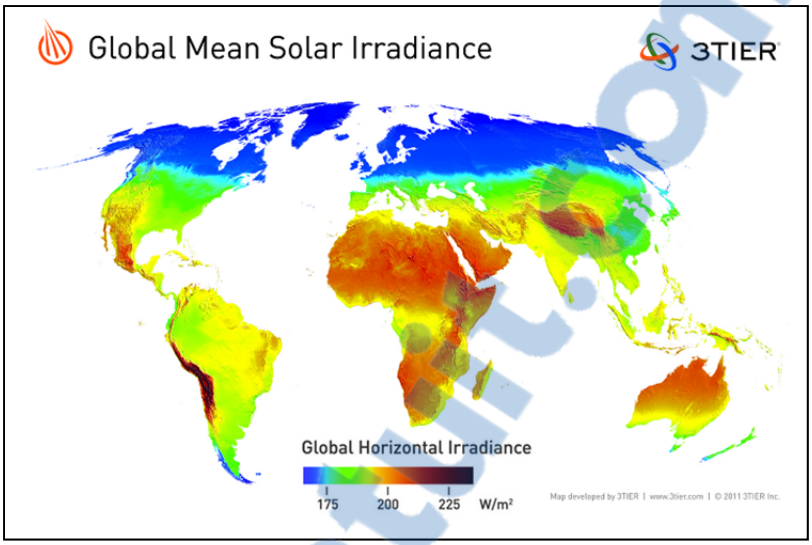


Figure 0.3 Carte de la ressource solaire mondiale
tirée de 3TIER (2011)

Les pays des latitudes nordiques élevées tels que l'Allemagne semblent désavantagés par rapport aux pays du continent africain, au niveau de la ressource solaire. Cela n'empêche toutefois pas l'Allemagne d'être reconnue mondialement en tant que leader de l'industrie solaire. En effet, la ville de Fribourg en Allemagne est même qualifiée par certains de capitale de l'énergie solaire (De Tricornot, 2005). En comparaison, le Canada n'est pas moins ensoleillé que l'Allemagne. Au contraire, le sud du Canada et du Québec reçoivent plus de rayonnement solaire que l'Allemagne. La ressource solaire disponible au Canada ne constitue donc pas un frein à implantation de technologies solaires thermiques afin de répondre aux besoins de chaleur.

De même, plusieurs technologies existent actuellement pour convertir le rayonnement solaire en chaleur. Bon nombre d'entre elles se basent sur l'eau comme fluide caloporteur. En climat nordique tel qu'au Canada, on utilise du glycol afin de protéger la tuyauterie du gel. Or, une étude du Laboratoire des technologies de l'énergie d'Hydro-Québec menée sur 23 chauffe-eau solaires domestiques installés au Québec d'août 2010 à août 2011 a conclu à une période de retour sur l'investissement supérieure à 75 ans. Cette longue période de retour est due notamment aux coûts de maintenance associés au remplacement du glycol qui se dégrade à

Rapport-Gratuit.com

haute température (Moreau et Laurencelle, 2012). En effet, en été lorsqu'aucun chauffage des espaces n'est nécessaire, il peut survenir des périodes où la consommation d'eau chaude domestique est faible (lorsque la maison est inhabitée en période de vacances estivales par exemple). Le réservoir de stockage atteint donc sa pleine charge et la pompe arrête de faire circuler le fluide caloporteur. Cela entraîne une stagnation du fluide caloporteur au niveau du collecteur solaire qui peut alors atteindre des températures très élevées. Comme le glycol est un produit organique (un sucre), il se dénature à haute température ce qui cause alors des coûts de remplacement importants. Le problème est d'autant plus présent dans le cas des collecteurs à tubes sous vide qui possèdent une très bonne isolation. Utiliser l'air comme fluide caloporteur au lieu de l'eau pourrait apporter une solution au problème de surchauffe du glycol et un ensemble d'avantages malgré ses propriétés thermophysiques moins intéressantes que celles de l'eau. En effet, l'air est gratuit, léger, non toxique, ne gèle pas, et est non dommageable ni pour l'environnement ni pour le bâtiment en cas de fuite.

Les systèmes solaires thermiques installés en milieu nordique doivent composer, comme mentionné précédemment, avec le gel dû aux basses températures en hiver et le risque de surchauffe en été dû à la demande variable de chaleur (puisqu'aucun chauffage des espaces n'est nécessaire en été), mais aussi avec les chutes importantes de neige, le givre, etc. L'utilisation des collecteurs solaires à tubes sous vide prend toutefois tout son sens en milieu nordique puisque les performances d'un collecteur solaire sont entre autres fonction de l'isolation de ce dernier. En effet, ces tubes utilisent le vide afin de diminuer la sensibilité du collecteur aux paramètres environnementaux tels que le vent et la température ambiante. À l'origine, ces tubes étaient dispendieux et peu fiables. De nos jours, ils sont largement répandus en Allemagne et la mise sur le marché par des entreprises chinoises de tubes à très faible coût permet d'envisager le développement d'un collecteur solaire à air adapté au climat nordique.

L'objectif principal de ce mémoire est donc de concevoir un collecteur solaire doté de tubes sous vide utilisant l'air comme fluide caloporteur et adapté au climat canadien. La conception d'un tel collecteur nécessite entre autres l'élaboration d'un modèle thermique permettant de

prédire les performances du collecteur en fonction de sa géométrie (longueur et diamètre des tubes sous vide, etc.), des paramètres environnementaux (rayonnement solaire, température ambiante, vitesse du vent, ombrage) et d'opération (débit, inclinaison, etc.).

Le présent travail présente tout d'abord une revue de la littérature pertinente au projet. Il est successivement question du fonctionnement d'un collecteur solaire, des normes et organismes de certification, des concepts disponibles sur le marché et d'une revue des principaux modèles thermiques utilisés afin de simuler les performances des collecteurs solaires à tubes sous vide. Par la suite, le cahier des charges établissant les besoins et spécifications du prototype de collecteur solaire est présenté. Trois concepts de solutions sont présentés et une évaluation sur la base des besoins a permis de n'en retenir qu'un seul. Un modèle thermique du comportement des tubes sous vide permet ensuite de modéliser les performances du collecteur. Finalement, une discussion sur le concept final est exposée.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE PERTINENTE

L'objectif de ce chapitre est d'établir le cadre théorique pertinent pour l'atteinte des objectifs du projet. Ainsi le chapitre débute par une description des collecteurs solaires, c'est-à-dire une explication de leur fonctionnement et leurs composantes principales. Par la suite, le cadre normatif entourant le milieu solaire est décrit. Les organismes de certification y sont présentés de même que les normes permettant d'évaluer les performances des collecteurs solaires actuellement sur le marché. Ensuite, il est question des principaux concepts de collecteurs solaires à tubes sous vide utilisant l'air comme fluide caloporteur. Pour finir, les différents types de modèles mathématiques permettant d'évaluer les performances des collecteurs solaires sont exposés.

1.1 Les collecteurs solaires : composantes et fonctionnement

Selon Fortuin et Stryi-Hipp (2012), le rôle d'un collecteur solaire thermique est de convertir le rayonnement solaire en chaleur à une température suffisamment élevée pour être utile. En effet, puisque la chaleur s'écoule toujours dans la direction opposée au gradient thermique (du chaud vers le froid), le fluide caloporteur produit par le collecteur doit être plus chaud que la température nécessaire au procédé nécessitant de la chaleur. Par exemple, si on veut chauffer de l'eau domestique typiquement stockée dans les maisons à une température de 60 °C, le collecteur solaire devra chauffer un fluide caloporteur à une température supérieure à 60 °C.

Un collecteur solaire plan est typiquement composé d'un absorbeur, de canalisations, d'une couverture vitrée, d'un boîtier et d'isolant. La Figure 1.1 montre une vue en coupe d'un tel collecteur solaire et indique chacun de ses composants.

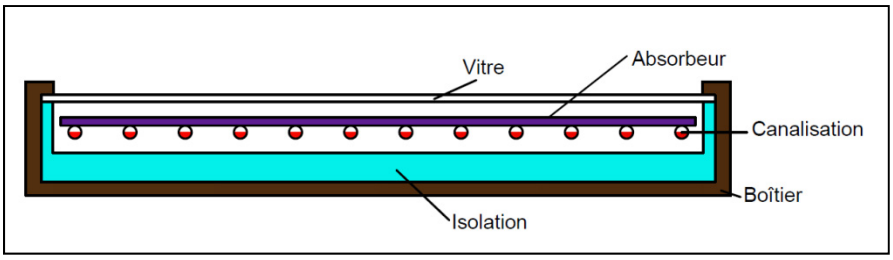


Figure 1.1 Vue en coupe d'un collecteur solaire plan

En fonctionnement normal, le rayonnement solaire (composé en grande partie de rayonnement à faible longueur d'onde) traverse la couverture vitrée et est absorbé au niveau de l'absorbeur. Ce dernier s'échauffe alors et la chaleur est transmise au fluide caloporteur circulant dans les canalisations en contact avec l'absorbeur. L'absorbeur et les canalisations sont finalement entourés d'un boîtier isolé afin de diminuer les pertes de chaleur de l'absorbeur chaud vers l'environnement.

Dans le cas d'un collecteur à tubes sous vide, les tubes sont composés d'une double éprouvette de verre et l'absorbeur est collé sur la paroi externe de l'éprouvette interne. Un espace où règne un vide presque absolu sert alors d'isolant limitant ainsi les pertes par convection. De même, l'éprouvette externe sert de couverture vitrée permettant le passage du rayonnement solaire. La Figure 1.2 représente un tube sous vide et identifie la position de l'absorbeur et de l'espace de vide.

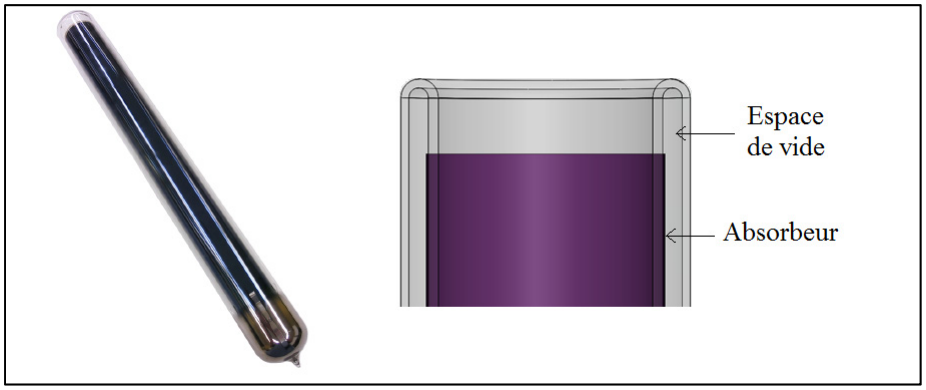


Figure 1.2 Tube sous vide en forme d'éprouvette (à gauche) et
vue en coupe de l'extrémité d'un tube (à droite)

Dans ce type de collecteur, l'absorbeur (la face externe de l'éprouvette interne du tube) chauffe et transmet sa chaleur par conduction à l'éprouvette interne qui la transmet presque intégralement à des canalisations, un tube caloduc (habituellement par l'intermédiaire d'une ailette) ou directement au fluide caloporteur qui circule à l'intérieur. De même, dans ce type de collecteur, un réflecteur est généralement placé à l'arrière des tubes afin de rediriger vers les tubes le rayonnement solaire qui passe entre ces derniers. Dernièrement, de nouveaux tubes sous vide ouverts aux deux extrémités ont été mis en marché. Ces nouveaux tubes ne sont plus formés d'une double éprouvette (une seule extrémité ouverte) mais plutôt d'un double cylindre en verre (le tube est ouvert aux deux extrémités). Peu de données sont toutefois disponibles sur ces tubes concernant leur résistance à la surchauffe ou leur durée de vie. Des problèmes de contraintes thermiques sont toutefois anticipés dû à la dilatation du tube interne sur lequel est collé l'absorbeur. Ce dernier atteint des températures très élevées comparées à celles qu'atteint le tube externe qui reste invariablement à une température voisine de la température ambiante.

1.2 Les organismes de certification et les normes

Le marché des collecteurs solaires est très vaste et diversifié. Afin d'aider les consommateurs à faire leur choix, des organismes de certifications ont été mis sur pieds. Les plus connus d'entre eux sont le « Solar Rating Certification Corporation » (SRCC) actif en Amérique du Nord et « Solar Keymark » (SK), un organisme de certification européen. La base de données du SRCC permet de filtrer les résultats de recherche par type de collecteurs et type de fluide caloporteur. Ainsi, selon cette base de données, il n'existe aucun collecteur solaire à air utilisant des tubes sous vide certifiés par le SRCC (SRCC, 2011). Toutefois, il existe une bonne douzaine de collecteurs solaires plans à air et des centaines de collecteurs à tubes sous vide fonctionnant avec de l'eau (ou un mélange eau-glycol) comme fluide caloporteur (SRCC, 2011).

De même, plusieurs normes sont utilisées pour la certification des collecteurs solaires. La norme utilisée par le SRCC est la norme ANSI ASHRAE 93 (American Society of Heating

Refrigeration, 2010). L'organisme Solar Keymark utilise plutôt la norme européenne EN 12975-2 (AFNOR, 2006). Il existe aussi une norme ISO permettant de déterminer les performances d'un collecteur solaire thermique (ISO, 2010). Finalement, une norme canadienne a été mise en application dernièrement et est le fruit d'une consultation de plusieurs acteurs et spécialistes dans le milieu du solaire thermique canadien. Cette norme est la norme CSA F378 série 11 qui donne les directives sur les essais de performances des collecteurs solaires thermiques à eau et à air (CSA, 2011). Cette norme vient chapeauter au Canada la norme ANSI ASHRAE 93 qui était auparavant la plus utilisée. En effet, les installations solaires admissibles aux subventions telles qu'ÉcoRénov doivent utiliser des collecteurs certifiés selon la norme canadienne CSA F378.

1.3 Les collecteurs solaires à air à tubes sous vide

Le domaine du solaire thermique a connu une époque très productive à la suite du choc pétrolier de 1973. En effet, on cherchait alors des moyens de remplacer le pétrole dont le prix avait pris un envol sans précédent. L'utilisation de l'énergie solaire pour réaliser le chauffage des espaces et de l'eau domestique figurait dans les options. On installait alors des systèmes solaires nécessitant un important investissement initial pour la mise en place des infrastructures sur la promesse d'économies futures de combustible tout au long de la durée de vie du système.

Les collecteurs à tubes sous vide utilisant de l'air comme fluide caloporteur ont été utilisés en premier dans les années 1970-1980. En effet, Eberlein (1976) présente un modèle thermique du collecteur solaire de la compagnie Owens-Illinois breveté à la fin des années 1970 (L. Moan, 1976). La Figure 1.3 tirée du mémoire présenté par Eberlein (1976) présente le principe de fonctionnement de ce collecteur.

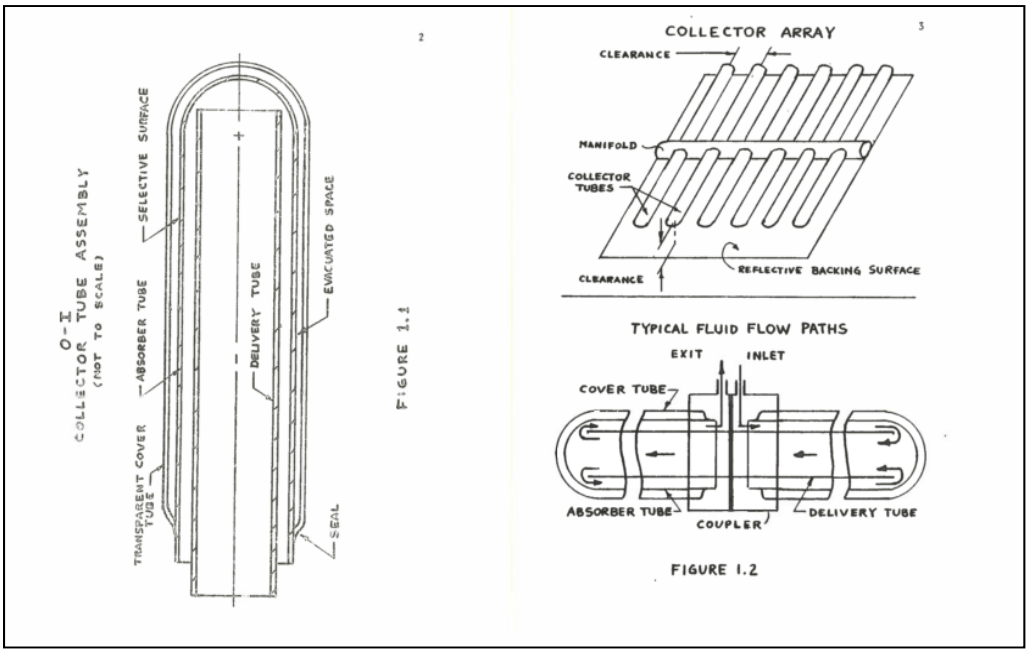


Figure 1.3 Schéma du collecteur solaire Owens-Illinois
tiré de Eberlein (1976)

Dans ce type de collecteur, l'air entre par un plénum froid, se chauffe au contact de la paroi intérieure des tubes sous vide, passe ensuite à l'intérieur d'un tube d'alimentation inséré à l'intérieur du tube sous vide afin de rejoindre le plénum chaud. Différentes configurations peuvent alors être employées. En effet, on peut renverser l'écoulement et alimenter le collecteur via le tube d'alimentation ou encore placer deux tubes en série. L'air entrera alors par le plénum froid, se réchauffera au contact de la paroi interne du tube sous vide pour ensuite rejoindre un second tube sous vide via le tube d'alimentation pour être chauffé à nouveau avant de rejoindre le plénum chaud. Un second brevet a été déposé sur le même type de géométrie en 1980 (Novinger, 1980). Par contre, il est difficile de relever les différences entre les deux brevets. Suite à ces travaux, il n'y a que très peu de traces d'études sur les collecteurs à air à tubes sous vide dans les années qui suivent.

Kim et al. (2007) présentent, plus de 30 ans plus tard, un modèle de collecteur dérivé de celui d'Eberlein. La géométrie de ce collecteur est présentée à la Figure 1.4.

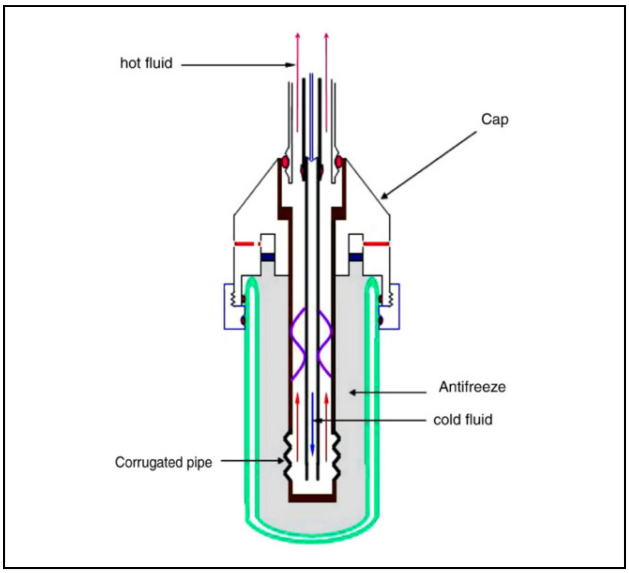


Figure 1.4 Collecteur solaire à tubes sous vide à ailette liquide tiré de Kim et al. (2007)

Le collecteur proposé par Kim et al. (2007) utilise les tubes sous vide standard en forme d'éprouvette. Le tube est rempli d'un mélange d'antigel et on insère un assemblage de tube concentrique à l'intérieur. On fait passer le fluide caloporteur à l'intérieur de l'assemblage de tubes concentriques et c'est le mélange d'antigel qui sert d'ailette liquide pour transférer la chaleur de l'absorbeur au fluide caloporteur. La dynamique d'un tel collecteur sera différente du collecteur Owens-Illinois du fait que l'ailette liquide sert aussi de stockage thermique intégré au collecteur solaire. Le collecteur solaire aura une plus grande inertie thermique. Ainsi, il chauffera plus lentement au démarrage le matin et demeurera chaud plus longtemps le soir.

Xu et al. (2012) présentent l'analyse d'une géométrie de collecteur solaire à air similaire à celle présentée initialement par Eberlein. Le but de cette étude était de présenter une méthode dynamique de test des performances donnant plus de flexibilité aux méthodes proposées dans les normes de certifications. Le collecteur est composé de deux arrangements en série de 9 tubes éprouvette standard en parallèle comme présenté sur la Figure 1.5 tirée de Xu et al. (2012).

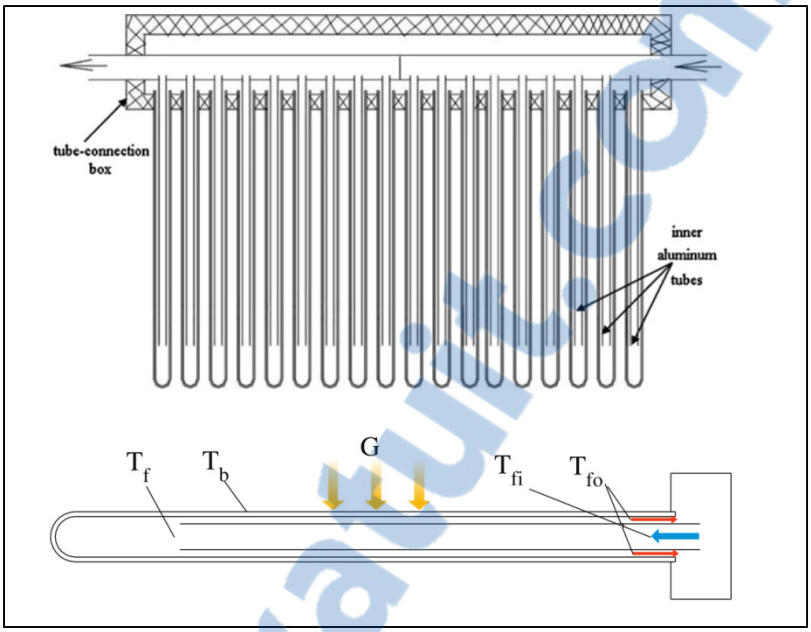


Figure 1.5 Géométrie et fonctionnement du collecteur solaire à tubes sous vide tirée de Xu et al. (2012)

Le fonctionnement de ce collecteur s'apparente de très près au collecteur Owens-Illinois présenté précédemment. Par contre, dans ce concept les tubes sont situés d'un seul côté du plénum et l'uniformité de l'écoulement est alors plus difficile à obtenir.

Yadav et Bajpai (2011) proposent une géométrie particulière de collecteur solaire pour le chauffage de l'air d'un séchoir. Dans ce collecteur, les tubes éprouvette sont remplis d'eau et chauffent par effet thermosiphon l'enveloppe d'un conduit rectangulaire dans lequel passe l'air à chauffer. La Figure 1.6 tirée de Yadav et Bajpai (2011) présente un schéma décrivant les différentes parties du système.

Comme ce collecteur est utilisé sous un climat tropical, il n'y a aucune précaution nécessaire afin de le prémunir contre les effets indésirables du gel. Le fonctionnement par thermosiphon est identique au fonctionnement des chauffe-eau solaires où des tubes sont simplement insérés à la base d'un réservoir d'eau chaude domestique non pressurisé. La chaleur de l'eau est ensuite transmise à l'air circulant dans le conduit inséré dans l'enveloppe d'eau chaude.

Rapport-Gratuit.com

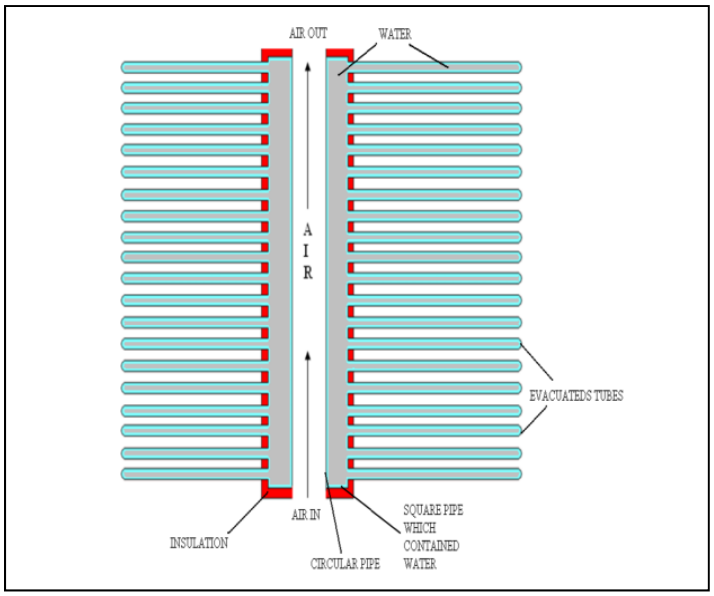


Figure 1.6 Collecteur solaire à stockage intégré
utilisé pour le séchage en Inde tiré de
Yadav et Bajpai (2011)

La compagnie allemande Kollektorfabrik (Kollektorfabrik, 2012) a réalisé dernièrement différentes installations avec son collecteur nommé « Sunstorm » qui utilise le même principe de fonctionnement que le collecteur Owens-Ilinois présenté précédemment. La Figure 1.7 montre une représentation de leur collecteur.

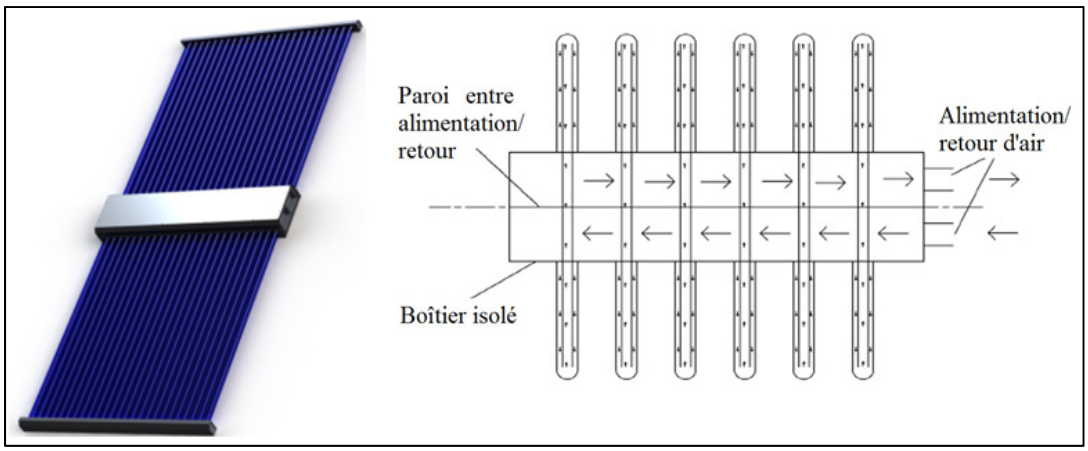


Figure 1.7 Collecteur solaire de la compagnie allemande Kollektorfabrik modèle
en 3D tiré de Kollektorfabrik (2012) (à gauche) et schéma de
fonctionnement (à droite)

Kollecktofabrik prétend être en mesure de chauffer l'air ambiant de 20°C à 130°C. Leur type de collecteur peut donc être utilisé dans une variété d'applications même celles nécessitant de l'air très chaud tel que les procédés de séchage. Il peut notamment être employé pour la régénération d'une roue dessiccante pour la climatisation solaire. Le gros inconvénient de ce type de collecteur est la puissance de pompage (ventilateur) nécessaire dû aux pertes de charge locales causées par l'inversion du sens de l'écoulement en bout de tube. Kollektorfabrik a donc donné naissance à une entreprise « spin off », Airwasol qui avait pour but de développer un nouveau tube sous vide qui permette à l'air de s'écouler d'un côté à l'autre sans inversion du sens de l'écoulement. Airwasol a travaillé sur un collecteur en forme de harpe utilisant des tubes ouverts aux deux extrémités qu'il a développé lui-même (Airwasol, 2013). La Figure 1.8 illustre le fonctionnement du collecteur solaire d'Airwasol.

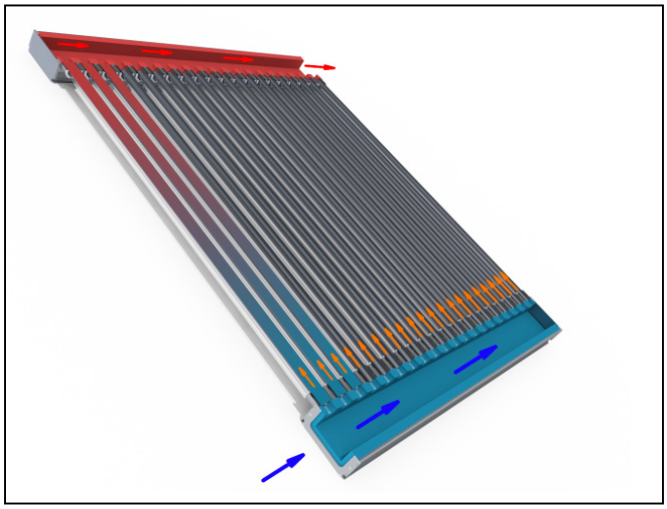


Figure 1.8 Collecteur solaire de la compagnie allemande Airwasol tiré de Airwasol (2013)

Le défi d'une telle géométrie réside dans la conception du tube sous vide. En effet, ce dernier est composé d'une double paroi entre lesquels on a fait le vide. Le joint aux extrémités doit donc être en mesure de maintenir le vide et de résister à l'expansion thermique du tube interne. L'isolation créée par le vide cause une forte différence de température entre le tube interne (chauffé par le soleil) et le tube externe (refroidi par l'effet convectif du vent). Le tube interne se dilate par effet thermique et des contraintes sont alors induites dans le joint en

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

bout de tube. De même, dans la configuration présentée par Airwasol, des problèmes d'uniformité du débit sont à anticiper. En effet, il y aura une limite au nombre de tubes qui peuvent être placés en parallèle.

Ce genre de design utilisant des tubes ouverts aux deux extrémités est en plein effervescence. En effet, plusieurs brevets déposés au cours des dernières années font état de ce type de collecteur solaire en forme de harpe (Zhang, 2009a) chauffant de l'air avec des tubes sous vide ouverts aux deux extrémités. Différents concepts de tubes ouverts aux deux extrémités existent. La Figure 1.9 illustre le concept breveté par Zhang (2009b) et le collecteur composé de ces tubes (Zhang, 2009a).

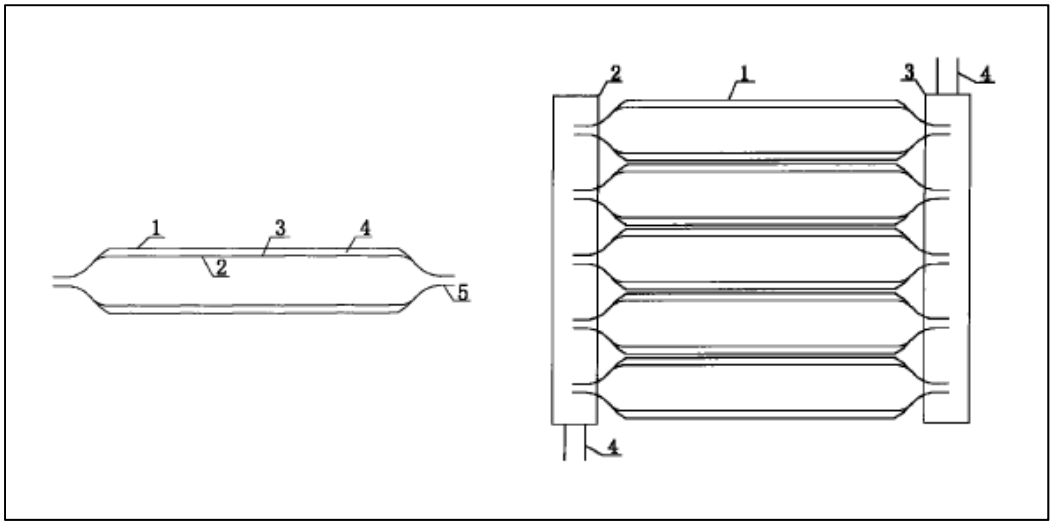


Figure 1.9 Tube sous vide ouvert aux deux extrémités et un collecteur solaire en forme de harpe tous deux breveté par Zhang (2009a)

De même, Wang (2009) propose une géométrie différente de tubes sous vide ouverts aux deux extrémités qui s'inspire fortement des tubes en forme d'éprouvette d'usage courant. Ce concept utilise toutefois un joint flexible qui peut accepter une certaine expansion thermique. La Figure 1.10 présente le tube.

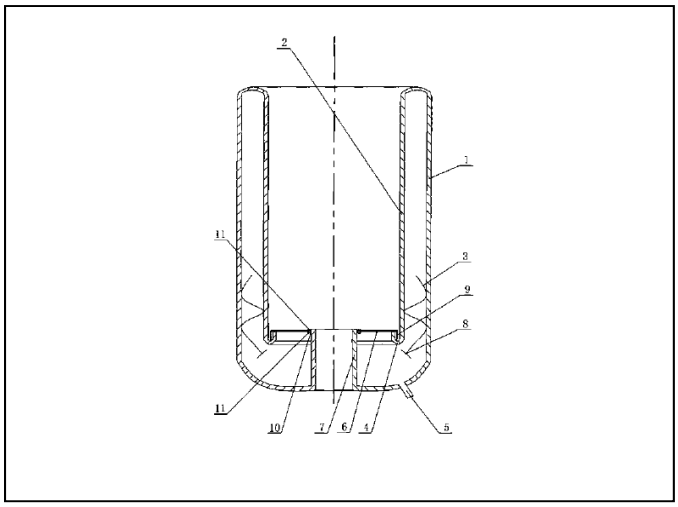


Figure 1.10 Tube sous vide ouvert aux deux extrémités breveté par Wang (2009)

Wang (2010b) présente une solution afin d'améliorer le transfert de chaleur du tube vers le fluide caloporteur. En effet, les formes suivantes d'ailettes ont été brevetées en 2010 sur des géométries de collecteur solaire rappelant le collecteur Owens-Illinois (Figure 1.11) et le collecteur en forme de harpe d'Airwasol (Figure 1.12).

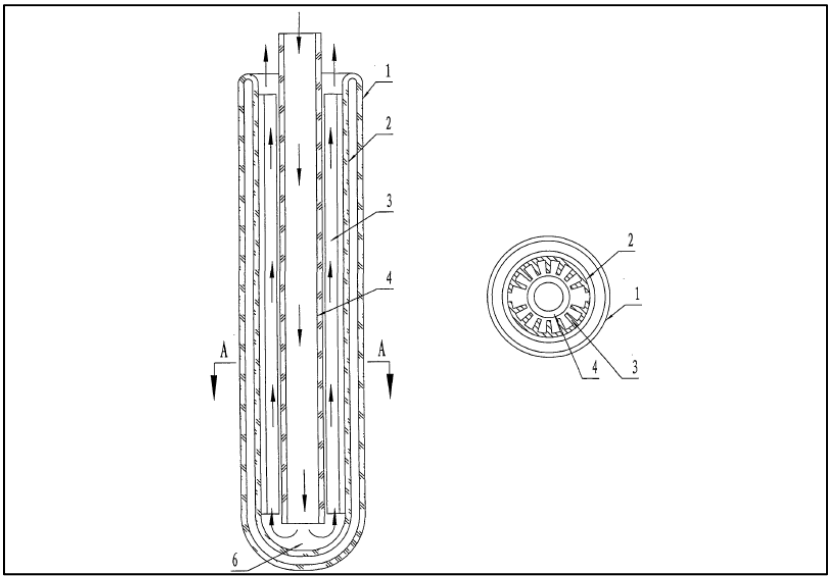


Figure 1.11 Système d'ailettes breveté par Wang (2010b) permettant d'augmenter l'échange thermique avec l'air dans les tubes ouvert à une extrémité

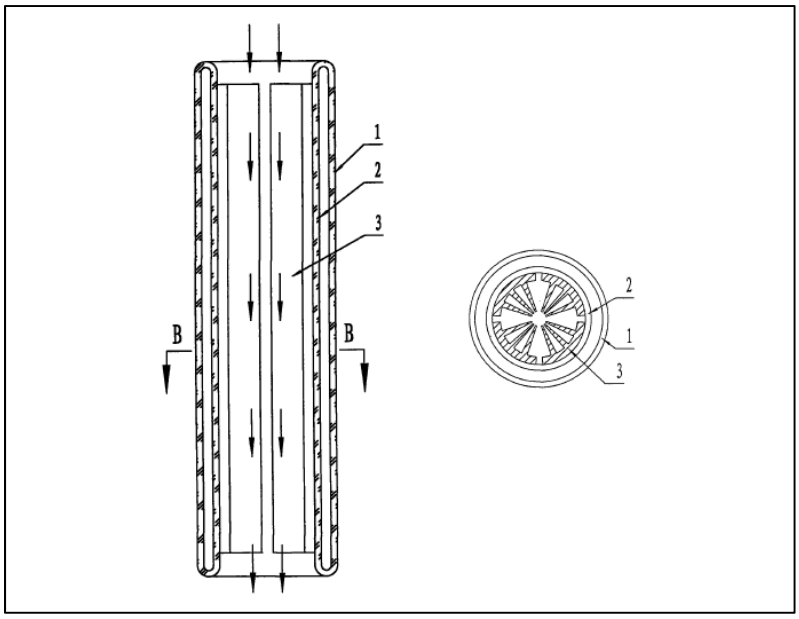


Figure 1.12 Système d'ailettes breveté Wang (2010b)
permettant d'augmenter l'échange thermique avec
l'air dans les tubes ouverts aux deux extrémités

Finalement, Wang (2010a) a aussi breveté un collecteur solaire à double fonction qui permet de chauffer une boucle liquide et une boucle à air. La Figure 1.13 illustre ce concept de collecteur.

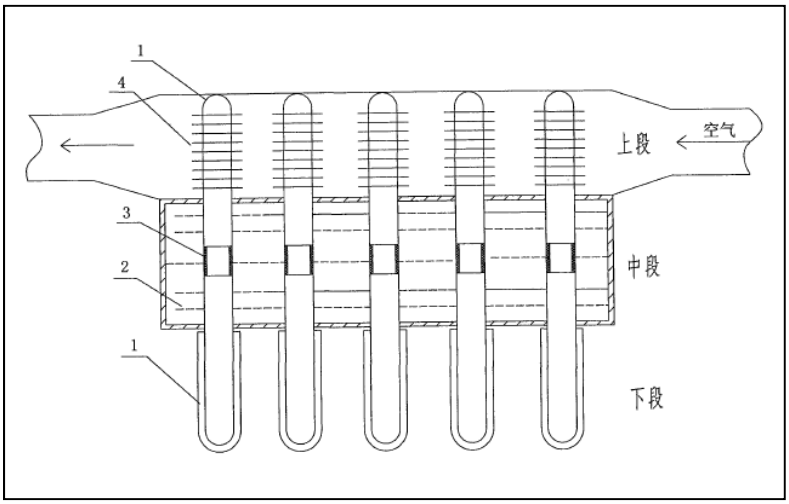


Figure 1.13 Collecteur à double fonction
breveté par Wang (2010a)

Dans ce collecteur, un plénum où circule de l'air se superpose à un plénum dans lequel circule de l'eau. De même, des ailettes sont ajoutées dans le plénum où circule l'air afin d'augmenter l'échange thermique. En effet, les coefficients de convection obtenus dans l'air sont généralement plus faibles que ceux obtenus dans un liquide.

1.4 La modélisation thermique de collecteurs solaires

Finalement, différents modèles sont élaborés dans la littérature afin d'optimiser le design des collecteurs solaires et de juger l'impact de différents paramètres. On distingue deux types de modèles : les modèles unidimensionnels (1-D) et les modèles CFD. Chacun d'eux possède des limitations et répond à un besoin particulier.

1.4.1 Les modèles thermiques 1-D

Les modèles thermiques 1-D des collecteurs solaires à tubes sous vide permettent de modéliser l'impact des paramètres environnementaux tels que le rayonnement solaire, la vitesse du vent et la température de l'air ambiant sur les performances du tube sous vide. Eberlein (1976) dans son mémoire de maîtrise présente dans un premier temps une analyse du rayonnement solaire reçu sur un collecteur solaire à tubes sous vide. Le collecteur étudié est le collecteur de la compagnie Owens-Illinois. Il effectue une analyse géométrique du rayonnement solaire incident et réfléchi sur une matrice de tubes afin d'obtenir le rayonnement moyen sur un seul tube en divisant simplement le rayonnement solaire sur la matrice de tubes par le nombre de tubes. Eberlein est donc en mesure d'analyser l'impact de l'espacement des tubes, de l'éloignement du réflecteur, du diamètre de l'absorbeur et des angles solaires. Par la suite, il poursuit l'analyse sur un seul tube à l'aide d'un modèle axisymétrique en 1-D basé sur des résistances thermiques. Le modèle développé permet finalement d'évaluer les performances du collecteur solaire en fonction du rayonnement solaire de la température à l'entrée du collecteur et de la température ambiante.

Kumar, Kaushik et Garg (1994) ont pour leur part développé deux modèles transitoires de tube sous vide ouvert aux deux extrémités pour quatre configurations de tubes. C'est-à-dire avec ou sans revêtement sélectif de l'absorbeur (agissant sur les pertes par rayonnement) et avec ou sans vide entre les parois (agissant sur les pertes par convection). Le premier modèle représente un tube en stagnation (c'est-à-dire sans débit à l'intérieur). Les auteurs écrivent donc le bilan d'énergie en régime transitoire sur l'absorbeur et sur le tube extérieur en négligeant la conduction dans les parois. Le second modèle tient en compte le débit d'écoulement à l'intérieur du tube. Une équation de bilan supplémentaire est alors écrite pour le fluide. Finalement, les équations sont résolues par la méthode des différences finies. Le modèle se base sur les équations développées par Pyrko (1984) qui donne des expressions permettant d'évaluer le rayonnement solaire reçu par un tube sous vide orienté selon un axe nord-sud et selon un axe est-ouest. En effet, selon Pyrko (1984) le rayonnement solaire reçu sur un absorbeur de forme cylindrique diffère du rayonnement reçu par un collecteur plan.

Bansal et Sharma (1984) ont aussi développé un modèle transitoire d'un tube sous vide pour les mêmes configurations que Kumar, Kaushik et Garg (1994), c'est-à-dire avec ou sans revêtement sélectif et avec ou sans vide dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et le cylindre de verre extérieur. Les équations utilisées par Bansal et Sharma sont très semblables à celle de Kumar, Kaushik et Garg (1994), mais elles sont cette fois résolues à l'aide de la transformée de Laplace. Une fois le modèle établi, et validé à l'aide de mesures expérimentales des températures de stagnation provenant de la littérature, le modèle est utilisé pour analyser le comportement transitoire des quatre configurations pour différents débits. Mentionnons en terminant que le fluide utilisé est de l'eau. Dans le cas des deux études précédentes (Bansal et Sharma, 1984; Kumar, Kaushik et Garg, 1994), le but était de comparer les avantages apportés par l'utilisation d'un revêtement sélectif de l'absorbeur et de l'isolation par le vide.

Kim et al. (2007) présentent plus de trente ans plus tard, un modèle 1-D inspiré du modèle donné par Eberlein (1976). Les auteurs valident en effet leur modèle grâce aux résultats obtenus par Eberlein (1976). La géométrie du collecteur est donnée à la Figure 1.4 et repose

sur un tube coaxial inséré dans un tube sous vide. Le tube sous vide est ensuite rempli d'un mélange antigel et agit à titre d'ailette liquide et de stockage au niveau du collecteur solaire. Dans cette étude, on néglige les phénomènes de convection/conduction dans l'espace annulaire de vide entre les deux éprouvettes du tube sous vide. Finalement, une analyse montre l'impact du débit et de l'absorptivité sur les performances du collecteur solaire.

Finalement, Liang et al. (2011) présentent un modèle thermique basé sur des résistances thermiques validé expérimentalement à partir de mesures effectuées sur un collecteur solaire à tubes sous vide. La géométrie du collecteur présenté se base sur des tubes sous vide en forme d'éprouvette dans lesquels un tube en forme de « U » est inséré (de la même façon que dans un puits géothermique). Le tube est ensuite rempli d'un matériau conducteur qui selon les auteurs améliore l'extraction de chaleur du tube. En effet, Liang et al. (2011) soulignent que beaucoup d'auteurs négligent les résistances de contact entre l'ailette et le tube sous vide et entre l'ailette et le tube en « U ». Or, selon les auteurs, cette résistance n'est pas négligeable en réalité. Ils présentent aussi un montage expérimental muni d'un débitmètre conçu par les auteurs afin de mesurer le faible débit dans le tube sur lequel ils effectuent les tests. Finalement, l'incertitude expérimentale a été adressée par la méthode de propagation des erreurs.

1.4.2 Les modèles CFD

Très peu d'études CFD sont présentes dans la littérature. En effet, ce qui intéresse les chercheurs concerne surtout l'évaluation des performances thermiques des collecteurs solaires en fonction des conditions climatiques. Or, il est difficile d'élaborer un modèle dans un code CFD qui permettra de tenir en compte l'influence du rayonnement solaire et de la température ambiante extérieure qui varie dans le temps. De même, à l'origine, les capacités de calculs des ordinateurs n'étaient pas ce qu'elles sont aujourd'hui. C'est pourquoi on retrouve en grande quantité des modèles 1-D basés sur des bilans thermiques. Néanmoins, Yadav et Bhagoria (2013) présentent une revue des études CFD qui ont été faites sur des chauffes air solaires. Le premier constat des auteurs porte sur le choix du modèle de

turbulence qui est très important dans ce genre d'étude. À la lumière de la revue faite, beaucoup de travaux portent sur l'augmentation de l'échange thermique par l'utilisation de promoteurs créant de la turbulence, mais peu de travaux sont spécifiquement réalisés sur des collecteurs solaires à air (l'utilisation de promoteurs pouvant très bien être utilisés dans des échangeurs de chaleurs à plaques). Les simulations CFD effectuées par les auteurs permettent généralement de quantifier soit l'augmentation du taux de transfert de chaleur, l'augmentation des pertes de charge ou les deux. Yadav et Bhagoria (2013) terminent leur étude par la présentation d'une simulation CFD faite en 2-D sur un collecteur solaire à air à l'aide du logiciel Fluent. Avec cette simulation, une analyse des différents modèles de turbulence disponibles dans le logiciel est réalisée. Les résultats sont ensuite comparés à la corrélation de Dittus-Boelter (pour l'échange thermique) et à la corrélation de Blasius (pour les pertes de charge). Selon les auteurs, le modèle de turbulence ayant la meilleure correspondance au niveau des deux corrélations est le modèle RNG k-ε. Finalement, Yadav et Bhagoria (2013) mentionnent l'énorme potentiel qui réside dans l'utilisation des outils de CFD pour la conception de collecteur solaire à air notamment au niveau de l'uniformisation de l'écoulement dans tout le collecteur qui maximisera le transfert de chaleur.

De même, Han et al. (2008) présentent une analyse tridimensionnelle de l'écoulement fluide dans un tube sous vide dans lequel l'écoulement est coaxial. Dans ce collecteur solaire, un tube métallique est inséré dans le tube sous vide qui lui est rempli d'un mélange eau/glycol qui agit comme une ailette liquide et un stockage directement au niveau du tube. Le modèle développé est une extension d'un modèle unidimensionnel qu'il avait préalablement présenté (Kim et al., 2007) dont la géométrie est illustrée à la Figure 1.4. Les résultats du modèle 3-D résolu à l'aide d'un code CFD commercial qui résout les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont en accord avec le précédent modèle 1-D. On pourrait donc conclure qu'un modèle semi-analytique 1-D permet d'obtenir des résultats concluants tout en étant peu énergivore en ressource informatique pour les calculs.

CHAPITRE 2

CAHIER DES CHARGES

Dans leur livre sur le développement de produits, Ulrich et Eppinger (1995) présentent une méthodologie qui permet de générer des énoncés clairs et précis appelés besoins que le prototype doit combler. Ces besoins sont notamment formulés de façon à expliciter ce que le prototype doit faire et non comment il doit le faire. Par la suite, on génère des énoncés complémentaires permettant de qualifier et de quantifier les besoins précédemment déterminés. Ces derniers se nomment spécifications. Le concepteur génère ensuite des solutions répondant aux besoins et évalue les différentes solutions à l'aide d'une matrice décisionnelle basée sur les énoncés de besoins et spécifications et les concepts générés. À l'issue du processus, la solution la plus prometteuse est retenue. Les deux prochains chapitres se basent sur cette méthodologie afin de retenir le concept de panneau solaire le plus prometteur.

2.1 Schéma conceptuel

Afin d'éviter les pièges des idées préconçues, on peut réaliser un exercice d'abstraction. Dans cet exercice, on exprime les fonctions du prototype à construire et non la façon dont le prototype doit remplir ces fonctions. On représente le prototype comme une boîte noire qui agit sur les flux d'énergie et de masse. Dans le cadre de cette étude, le prototype représentant le collecteur solaire est conceptuellement illustré à la Figure 2.1.

Le collecteur solaire reçoit, d'une part, de l'énergie du soleil sous la forme de rayonnement à faible longueur d'onde et, d'autre part, un débit de fluide caloporteur froid possédant un certain niveau d'énergie (cinétique provenant de la vitesse de l'écoulement et thermique provenant de la température du fluide). Le collecteur aura des pertes représentées comme des flux sortants. En effet, seulement une partie de l'énergie solaire sera transmise au collecteur solaire puisqu'une certaine fraction nommée pertes optiques est perdue par réflexion. De

Rapport-Gratuit.com

même, seule une partie de l'énergie reçue par le collecteur solaire est transmise au fluide caloporteur puisque le prototype perd de l'énergie sous forme thermique due à son isolation imparfaite. Le passage du fluide dans le prototype entraînera aussi des pertes de charge entre l'entrée et la sortie. Finalement, un débit de fluide caloporteur chaud est récupéré à la sortie du prototype. Encore une fois, ce flux contient de l'énergie cinétique et thermique.

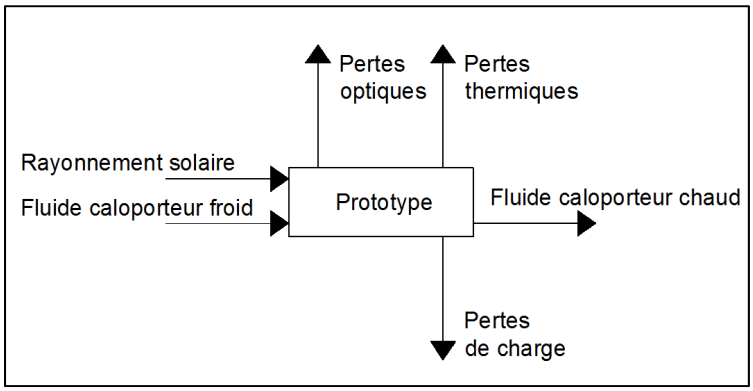


Figure 2.1 Schéma conceptuel du collecteur solaire

2.2 Objectif de coût

Le Québec possède une situation énergétique enviable comparativement à d'autres pays. Hydro-Québec fournit l'électricité à un coût d'environ 0,07 $/kWh d'énergie électrique si on considère la tarification domestique (Hydro-Québec, 2013). De même, Gaz Métro fournit le gaz naturel à un prix d'environ 0,45 $/m^3 soit l'équivalent 0,043 $/kWh en considérant un pouvoir calorifique de 10,5 kWh/m^3 (Gaz Métro, 2012). Prenant en considération qu'à Montréal un mètre carré de surface (orienté sud, incliné à un angle correspondant à la latitude du lieu) reçoit environ 1533 kWh/m^2/an (Ressources naturelles Canada, 2012), on peut calculer des économies potentielles liées à l'utilisation de l'énergie solaire pour réduire les coûts associés à l'achat d'énergie. Si on convertit cette quantité d'énergie solaire en dollars considérant qu'elle remplace de l'électricité, on obtient un peu plus de 100 $/m^2/an d'économies d'énergie potentielle. Si on fait le même exercice avec le prix du gaz naturel, on obtient à peine plus de 65 $/m^2/an. En d'autres termes, une installation solaire thermique

ayant un rendement de conversion du rayonnement solaire en chaleur de 100 % pour une application industrielle nécessitant de la chaleur tout au long de l'année, permettrait d'économiser environ 100 $/m^2/an si le combustible remplacé par le solaire était de l'électricité et 65 $/m^2/an si le combustible remplacé était du gaz naturel. Ces économies montrent une cible économique à atteindre afin de produire un collecteur solaire qui serait pertinent au strict point de vue économique.

Afin d'énumérer le plus exhaustivement possible tous les besoins que le collecteur solaire doit remplir, il importe de se mettre dans la peau des futurs clients, installateurs, et personnes effectuant l'entretien. La prochaine section présente la démarche de détermination des besoins.

2.3 Détermination des besoins

Le Tableau 2.1 présente une liste exhaustive des besoins que le collecteur solaire doit remplir. Les besoins ont été regroupés en 4 sections concernant soit le coût, la robustesse, les performances et l'esthétisme. Une pondération a été associée à chacune des catégories (pour un total de 100 %) et à chacun des sous-besoins des catégories (aussi pour un total de 100 % par catégorie).

Tableau 2.1 Liste des besoins

N°	Description du besoin	Pondération
1	**Le collecteur solaire est peu coûteux**	**33 %**
1.1	*Le collecteur solaire est facile à assembler*	*30 %*
1.2	*Le collecteur solaire est facile d'installation*	*25 %*
1.3	*Le collecteur solaire est facile d'entretien*	*20 %*
1.4	*Le collecteur solaire est fabriqué de matériaux standards*	*15 %*
1.5	*Le collecteur solaire comporte peu de pièces*	*10 %*
2	**Le collecteur solaire est robuste**	**32 %**
2.1	*Le collecteur solaire est immunisé contre le gel*	*25 %*
2.2	*Le collecteur solaire résiste à la surchauffe (stagnation)*	*15 %*
2.3	*Le collecteur solaire résiste aux chocs thermiques*	*20 %*

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

N°	Description du besoin	Pondération
2.4	*Le collecteur solaire résiste aux chocs (ex : chute de grêle)*	*15 %*
2.5	*Le collecteur solaire supporte un chargement mécanique (poids réparti ou non, ex : neige, vent, etc.)*	*5 %*
2.6	*Le collecteur solaire à une longue durée de vie*	*20 %*
3	**Le collecteur solaire est performant**	**30 %**
3.1	*Le collecteur solaire chauffe le fluide caloporteur à haute température*	*30 %*
3.2	*Le collecteur solaire cause peu de pertes de charge*	*25 %*
3.3	*Le collecteur solaire est étanche*	*20 %*
3.4	*Le collecteur solaire opère avec une grande plage de débit possible*	*15 %*
4	**Le collecteur solaire est un atout esthétique**	**5 %**
4.1	*Le collecteur solaire a un fini de qualité professionnel*	*60 %*
4.2	*Le collecteur solaire se combine à l'architecture de différents bâtiments*	*40 %*

Une pondération très proche a été attribuée aux trois premières catégories. La plus importante concerne le coût. En effet, l'objectif du projet est de développer un collecteur adapté aux conditions nordiques, mais aussi d'être en mesure de développer un collecteur pour lequel l'acquisition est d'abord justifiée du point de vue économique. En second lieu, on retrouve la robustesse. Ce critère est naturellement en lien avec les tests qu'un collecteur doit passer avec succès afin d'être certifié. La robustesse concerne surtout la durée de vie du collecteur plutôt que les aspects de sécurité. En effet, en ingénierie, la sécurité est généralement associée à la protection du public couverte par le code déontologique des ingénieurs qui empêche les ingénieurs de poser tout acte risquant mettre la vie d'autrui en péril. Les aspects de sécurité n'apparaissent donc pas de manière explicite dans la liste précédente, mais seront couverts plus loin par le biais d'une analyse de risque. Par la suite, il est question des performances. Dans tout produit, les performances sont importantes. C'est d'ailleurs pourquoi des tubes sous vide seront utilisés dans la conception (afin de procurer la meilleure isolation possible favorisant les performances du collecteur solaire). Finalement, l'esthétisme du collecteur est aussi important puisqu'avec tout projet concernant les énergies

renouvelables, la visibilité associée à ce type de projet rehausse l'image du propriétaire du système solaire auprès du public.

En conclusion, il y a deux types de critères résumés dans le Tableau 2.1. Certains représentent des objectifs qui peuvent être plus ou moins bien atteints en fonction du concept, d'autres sont plutôt associés à des restrictions que le concept doit absolument remplir pour être viable. Les spécifications présentées dans la section qui suit distinguent ces deux caractéristiques.

2.4 Spécifications

Le Tableau 2.2 présente les énoncés de spécifications qui quantifient de manière précise chacun des besoins préalablement présentés. En effet, chaque spécification est associée à un besoin particulier en y incluant un domaine de variation (valeur) et un système d'unités. Les spécifications sont écrites pour un collecteur de petite taille qui pourrait par exemple, être installé pour le chauffage résidentiel.

Tableau 2.2 Liste des spécifications

N°	N° Besoin	Description de la spécification	Valeur	Unité
1	**1**	**Coût du collecteur**	**< 1 000**	**$/m^2**
2	*1.1*	*Temps d'assemblage*	*< 1*	*Journée*
3	*1.1*	*Soudure*	*Non*	*Binaire*
4	*1.2*	*Temps d'installation*	*< 2,5*	*h*
5	*1.2*	*Coût d'installation*	*< 500*	*$/m^2*
6	*1.2*	*Nombre de personnes nécessaires*	*≤ 2*	*Personnes*
7	*1.2*	*Poids du collecteur*	*≤ 25*	*kg/m^2*
8	*1.3*	*Matériaux standard*	*Oui*	*Binaire*
9	*1.4*	*Temps d'entretien*	*< 1*	*h/mois*
10	*1.5*	*Nombre de pièces*	*Peu*	*Nombre*
11	**2**	**Norme CSA F378**	**Oui**	**Binaire**

N°	N° Besoin	Description de la spécification	Valeur	Unité
12	*2.1*	*Gel du fluide caloporteur*	*Non*	*Binaire*
13	*2.2*	*Température supportée par le collecteur*	*> 200*	*°C*
14	*2.2*	*Température supportée par le fluide caloporteur*	*> 200*	*°C*
15	*2.3*	*Résistance aux chocs thermiques*	*Oui*	*Binaire*
16	*2.4*	*Test de la bille d'acier*	*Oui*	*Binaire*
17	*2.5*	*Poids supporté sans déformation*	*> 50*	*%*
18	*2.6*	*Durée de vie du collecteur*	*> 15*	*ans*
19	**3**	**Performances**	**> 80**	**%**
20	*3.1*	*Température maximale produite*	*140*	*°C*
21	*3.2*	*Pertes de charge*	*< 500*	*Pa*
22	*3.3*	*Pression maximale d'étanchéité*	*1000*	*Pa*
23	*3.4*	*Plage de débit variable*	*Oui*	*Binaire*
24	**4**	**Fierté des utilisateurs**	**grande**	**Subj.**
25	*4.1*	*Qualité du fini*	*grande*	*Subj.*
26	*4.2*	*Flexibilité du montage (horizontal, vertical, incliné, axe nord-sud, est-ouest, oblique)*	*Oui*	*Binaire*
27	*4.3*	*Résiste à la corrosion*	*Oui*	*Binaire*

Le même découpage que pour les besoins a été utilisé. Certains besoins possèdent toutefois plusieurs spécifications. C'est le cas notamment du besoin 1.2 qui concerne la facilité d'installation qui est spécifié par le nombre de personnes nécessaires, le temps estimé d'installation, le coût et le poids du collecteur. Certaines des valeurs des spécifications précédentes sont obtenues en comparant avec des produits déjà sur le marché. Par exemple, l'entreprise québécoise MC2 energy (2013) qui commercialise un concept de collecteur solaire plan utilisant l'air comme fluide caloporteur pour un coût d'environ 1 000 $/m^2. Les autres valeurs sont plutôt à titre indicatif définissant un ordre de grandeur désiré qui pourra être ajusté suite à la fabrication d'un prototype et sa caractérisation.

En conclusion, les besoins et spécifications précédents permettront d'évaluer les concepts de solution générés d'une part, mais aussi d'évaluer à quel point le prototype répond aux attentes initiales.

CHAPITRE 3

CONCEPTS DE SOLUTIONS

3.1 Génération de concepts

Sur la base de la détermination des besoins réalisée précédemment, il est possible de générer différents concepts de collecteurs solaires utilisant des tubes sous vide en tant que composant et l'air comme fluide caloporteur. Trois concepts de solutions sont présentés dans ce qui suit : le collecteur classique à tubes de Sydney, le collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités et le collecteur à caloducs.

3.1.1 Le collecteur classique à tubes de Sydney

Le premier concept de collecteur solaire s'inspire du modèle développé à l'origine par la compagnie Owens-Illinois. Une vue globale du modèle et une vue en coupe d'un collecteur composé de 10 tubes sous vide sont présentées à la Figure 3.1.

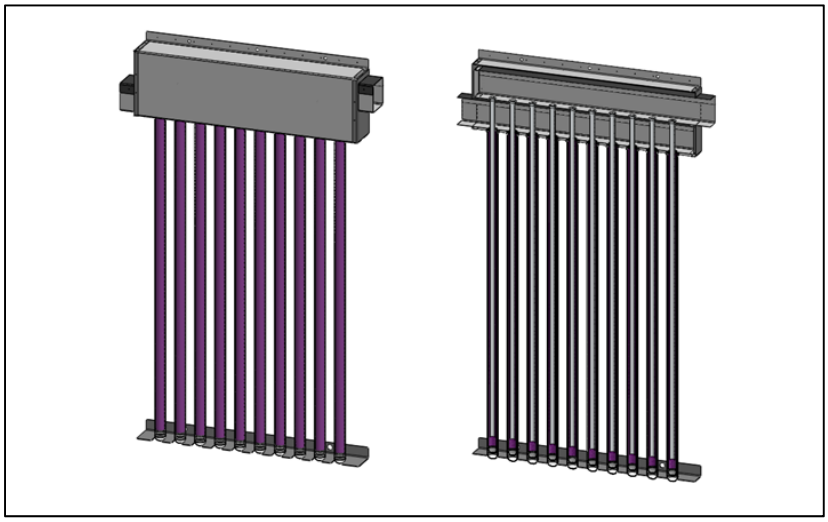


Figure 3.1 Vue globale (gauche) et vue en coupe (droite) du collecteur solaire classique à tubes de Sydney

Ce collecteur utilise les tubes sous vide originaux en forme d'éprouvette (tube de Sydney). L'air froid est admis via un plénum d'admission, descend ensuite le long de la paroi intérieure des tubes et se réchauffe au passage. L'air remonte ensuite dans un tube d'alimentation pour atteindre le plénum chaud. Dans ce concept, un réflecteur peut être ajouté à l'arrière du panneau pour récupérer le rayonnement solaire passant entre les tubes. De même, l'espacement entre les tubes peut être très petits dû au faible encombrement des tubes d'alimentation. Finalement, un montage à deux tubes placés en série peut aussi facilement être réalisé afin d'augmenter la température de sortie du fluide caloporteur.
La Figure 3.2 illustre les diverses parties du collecteur et le sens de l'écoulement de l'air.

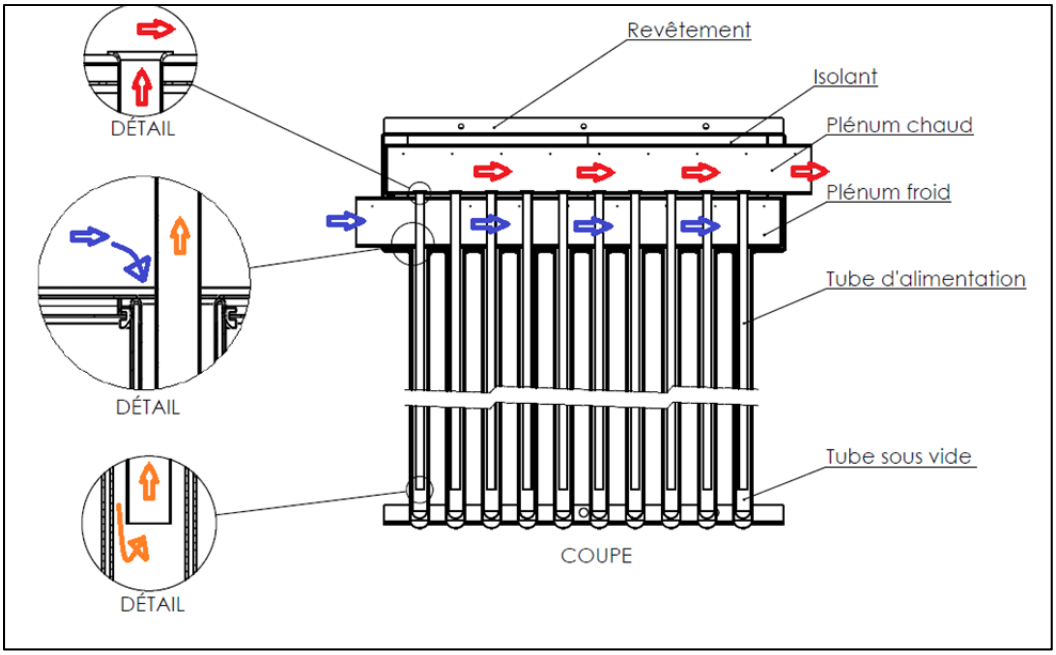


Figure 3.2 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire
à tubes de Sydney

Sur la Figure 3.2, les flèches représentent l'écoulement de l'air. Les couleurs représentent la température de l'air (froid en bleu, température intermédiaire en orange et chaud en rouge).

3.1.1.1 Avantages du collecteur classique à tubes de Sydney

Ce concept de solution utilise la vieille génération de tubes sous vide. En effet, ces tubes sont une technologie maintenant éprouvée, robuste et peu coûteuse. Ce concept de collecteur est simple, et possède peu de pièces. Il a aussi l'avantage de permettre un démontage des tubes sous vide advenant que le remplacement de ceux-ci soit nécessaire.

3.1.1.2 Inconvénients du collecteur classique à tubes de Sydney

Tout d'abord, l'inversion de l'écoulement à la base de l'éprouvette génère des pertes de charge singulières. De cette façon, le fonctionnement à grand débit nécessitera donc une grande puissance de ventilation et sera énergivore du point de vue électrique. Finalement, ce concept breveté à la fin des années 1970 est peu innovant et il est difficile de dire pourquoi son développement a été abandonné. Une jeune entreprise allemande utilise toutefois directement ce type de concept (Kollektorfabrik, 2012).

3.1.2 Le collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités

Ce concept s'inspire du modèle proposé par la « Start-up allemande » Airwasol. Une vue globale et une vue en coupe d'un collecteur composé de 10 tubes sous vide est présentée à la Figure 3.3.

Ce concept utilise de nouveaux tubes ouverts aux deux extrémités développés par les entreprises chinoises de fabrication de tubes. Dans ce collecteur, l'air entre par un plénum froid à la base, se réchauffe au passage dans les tubes et sort par le côté opposé du plénum chaud en haut. De nouveau, un réflecteur peut être ajouté à l'arrière du panneau pour récupérer une partie du rayonnement solaire passant entre les tubes. L'espacement entre les tubes est toutefois limité par le système d'attache des tubes au plénum.

Rapport-Gratuit.com

Figure 3.3 Vue globale (gauche) et vue en coupe (droite) du collecteur solaire à tubes ouverts aux deux extrémités

La Figure 3.4 illustre les diverses parties du collecteur et le sens de l'écoulement de l'air.

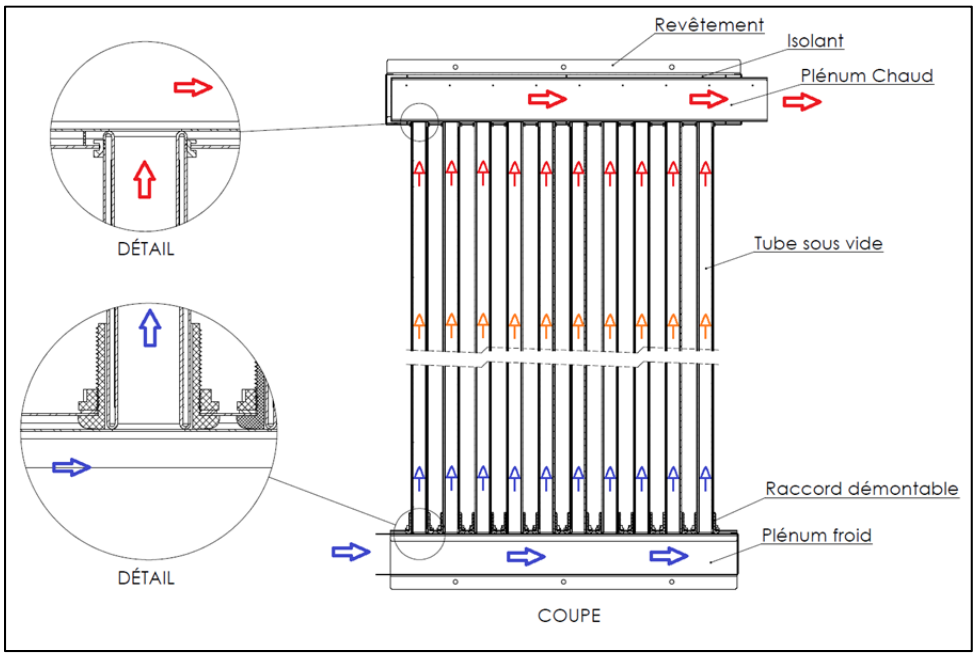


Figure 3.4 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire à tubes ouvert aux deux extrémités

Comme dans le premier cas, sur la Figure 3.4, les flèches représentent l'écoulement de l'air et les couleurs représentent la température de l'air.

3.1.2.1 Avantage du collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités

La configuration du collecteur utilisant les tubes ouverts des deux côtés permet un écoulement complètement réversible. En effet, ce concept est totalement symétrique, et permet une grande flexibilité de configuration et d'intégration à l'architecture des bâtiments. Plusieurs tubes peuvent être placés en série afin d'obtenir une température de sortie du collecteur plus élevée. De même, le collecteur peut aussi bien être installé en façade que sur un toit, vertical ou horizontal, les tubes orientés selon un axe nord-sud ou est-ouest. Finalement, les pertes de charge seront beaucoup moins élevées que dans le concept utilisant les tubes de Sydney.

3.1.2.2 Inconvénients du collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités

L'uniformité de l'écoulement dans le collecteur est difficile à prévoir. En effet, comme le plénum est de section constante, la variation de débit au long de celui-ci entraîne une variation de la vitesse de l'écoulement. De même, comme les tubes sous vide utilisés dans ce concept sont nouveaux, il est difficile de prédire leurs durées de vie et leurs résistances puisqu'aucun historique n'existe. Finalement, comme mentionnée précédemment, la façon dont les tubes seront fixés aux plénums pourrait limiter le nombre de tubes/m^2 de collecteur puisque le système d'ancrage pourrait nécessiter un grand espacement entre les tubes.

3.1.3 Le collecteur à caloducs

Ce concept s'inspire de modèles similaires développés pour l'eau. Une vue en coupe d'un collecteur composé de 10 tubes sous vide est présentée à la Figure 3.5.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Figure 3.5 Vue en coupe du collecteur solaire à caloducs

Ce collecteur est composé de tubes éprouvette et de tubes caloduc à ailettes qui permettent d'extraire la chaleur du tube sous vide via un fluide qui change de phase et se condense dans la pointe du caloduc qui, elle, est insérée dans un plénum où circule de l'air. On peut donc considérer que les pointes des caloducs sont à température plus ou moins constante supérieure à celle de l'écoulement d'air. Dans ce concept, le principe de fonctionnement des tubes caloducs limite l'orientation des collecteurs. En effet, les tubes devront être installés de façon à ce que la pointe du caloduc soit toujours plus élevée que le tube sous vide afin que le processus d'évaporation/condensation puisse se réaliser.

La Figure 3.6 illustre les diverses parties du collecteur, le sens de l'écoulement de l'air et schématise les températures de l'air.

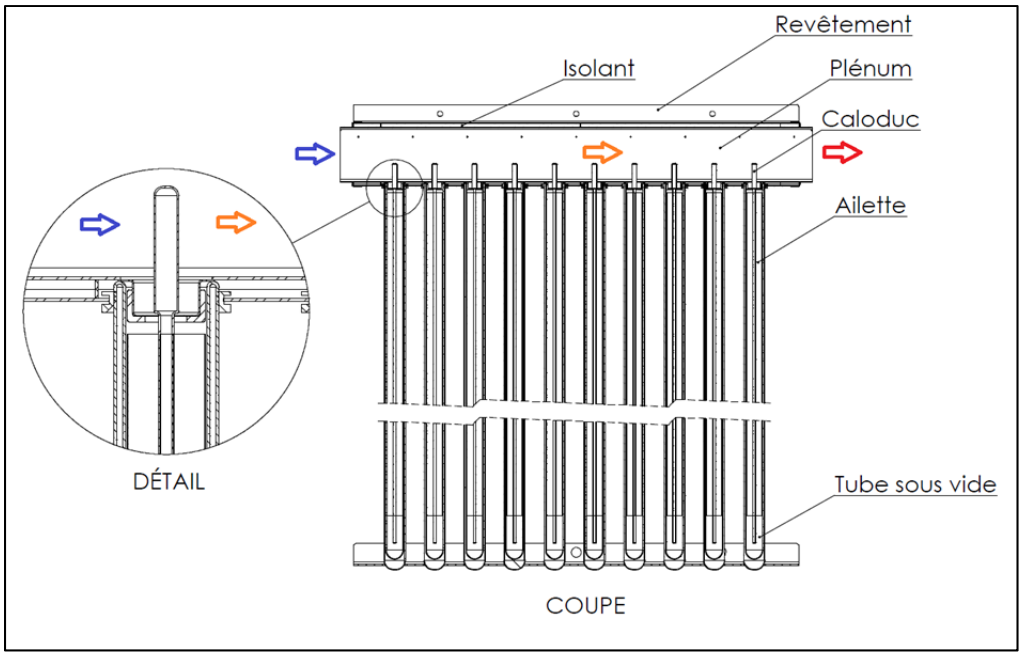


Figure 3.6 Schéma du fonctionnement du collecteur solaire à caloducs

3.1.3.1 Avantages du collecteur à caloducs

Ce concept génèrera le moins de pertes de charge. De même, il est composé de tubes sous vide et de caloducs disponibles à très faible coût. Comme il ne possède qu'un seul plénum, les coûts de fabrications anticipés sont aussi moins élevés.

3.1.3.2 Inconvénients du collecteur à caloducs

Dû à la faible surface d'échange et aux faibles coefficients de convection obtenus dans l'air, la performance de ce collecteur sera limitée. De même, le fonctionnement des caloducs empêche le montage à l'horizontal en façade (barreaux d'échelle).

3.2 Choix du meilleur concept

Le choix du concept le plus prometteur s'appuie sur une matrice de décision. Les critères de sélection du concept ont été élaborés sur la base des besoins et spécifications déterminés précédemment. Ainsi, les quatre sections concernant le coût, la robustesse, les performances et l'esthétisme présentés dans la détermination des besoins s'y retrouvent. Le Tableau 3.1 présente cette matrice.

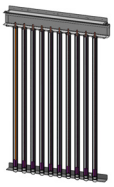
Le collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités a été choisi comme concept de référence. Une note de 0 lui a donc été attribuée pour chacun des critères de la matrice. Chacun des deux autres concepts a donc été évalué pour chacun des critères avec la symbolique suivante pour établir le score du concept pour chaque critère :

- Si le concept répond mieux au critère que le concept de référence, + correspond à 1 point;
- Si le concept répond beaucoup mieux au critère que le concept de référence, ++ correspond à 2 points;
- Si le concept répond moins bien au critère que le concept de référence, - correspond à -1 points;
- Si le concept répond beaucoup moins bien au critère que le concept de référence, -- correspond à -2 points.

La pondération des critères (établie suivant la pondération des besoins) est ensuite appliquée aux scores (-2, -1, 0, 1, 2) selon la formule suivante :

$$Total = \sum_{critère_i=1}^{n} score_{critère_i} * pondération_{critère_i} * pondération_{catégorie} \tag{3.1}$$

Tableau 3.1 Matrice de décision

	Concepts		
			
Critères de sélection	**Le collecteur classique à tube de Sydney**	**Le collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités (Référence)**	**Le collecteur à caloduc**
Coût total **(33%)**			
Facilité d'assemblage ***(35%)***	-	0	+
Facilité d'installation ***(25%)***	0	0	0
Facilité d'entretien ***(20%)***	-	0	0
Standardisation des matériaux ***(15%)***	0	0	0
Faible nombre de pièces ***(10%)***	-	0	0
Robustesse **(32%)**			
Résistance au gel ***(25%)***	0	0	-
Résistance à la surchauffe ***(15%)***	+	0	+
Résistance aux chocs thermiques ***(20%)***	+	0	+
Résistance aux impacts ***(15%)***	0	0	0
Supporte le chargement mécanique ***(5%)***	0	0	0
Durée de vie ***(20%)***	0	0	-
Performance **(30%)**			
Température de sortie ***(30%)***	0	0	--
Pertes de charge ***(25%)***	--	0	+
Étanchéité ***(20%)***	-	0	+
Variabilité du débit ***(15%)***	0	0	0
Esthétisme **(5%)**			
Esthétisme ***(100%)***	-	0	-
Total	-36,25%	0%	-1,15%
Classement	3	1	2

On obtient finalement le classement des trois concepts de solutions. Dans un premier temps, un regard critique est nécessaire. En effet, le premier concept (le collecteur solaire classique à tubes de Sydney) obtient un total nettement inférieur aux deux autres concepts. Il est donc facile de rejeter cette solution. Il est toutefois difficile de départager les deux autres solutions puisque leur score total est très proche. Un avantage penche toutefois vers le collecteur à

tubes ouverts aux deux extrémités. De même, puisque ce concept comporte un bon potentiel innovant puisqu'il utilise une nouvelle technologie de tubes sous vide, c'est ce concept qui a été retenu pour la suite du projet.

3.3 Incertitudes de la conception

Comme mentionné précédemment, bien que le choix du collecteur à tubes ouverts aux deux extrémités possède de bonnes aptitudes pour un projet de recherche, puisque ces tubes n'ont pas d'historique d'usage dans l'industrie, cet aspect apporte aussi des incertitudes en ce qui a trait à la robustesse d'un collecteur solaire basé sur ces tubes. En effet, dans un contexte de développement de produit à mettre en marché, il est difficile de prédire si ces tubes pourront soutenir les forts épisodes de stagnation nécessaires pour obtenir la certification du SRCC. Comme expliqué précédemment, le tube intérieur en verre qui soutient l'absorbeur chauffe lors de l'exposition au soleil alors que le tube extérieur qui sert de couverture vitrée demeure pratiquement à la température ambiante. La dilatation thermique du tube interne exercera donc des contraintes sur les soudures verre-verre (aux extrémités du tube) entre le tube intérieur et le tube extérieur.

3.4 Analyse de risque

Comme le collecteur solaire choisi est destiné à être mis en marché, il importe de réaliser une analyse des risques associés au concept sélectionné. L'analyse est dérivée d'une analyse par « Failure Mode and Effect Analysis (FMEA) » ou analyse des modes de défaillance et de leurs effets (Zio, 2007) et est présentée dans le Tableau 3.2.

Dans ce tableau, quatre risques sont ciblés de même que le degré de gravité et la probabilité d'occurrence de l'évènement. Pour chaque risque, les conséquences sont décrites de même que la solution envisageable afin d'éviter ou de mitiger le risque. Finalement, une note complète l'analyse pour chaque ligne. Cette note permet de déterminer l'incidence du risque sur le processus de conception. De cette façon, avant de lancer la fabrication d'un premier

collecteur, des essais doivent être faits sur les tubes afin de s'assurer de leur résistance à la stagnation et aux chocs thermiques.

Le chapitre suivant présentera le modèle thermique du collecteur solaire à tubes ouverts aux deux extrémités.

Tableau 3.2 Tableau récapitulatif de l'analyse des risques associés au collecteur

Risque	**Gravité**	**Probabilité**	**Conséquence**	**Solution**	**Note**
Perte du vide des tubes (défaut de fabrication, grêle, etc.)	Limité	Moyenne	Perte de performances	Remplacer le tube défectueux	Prévoir le remplacement aisé des tubes
Choc thermique	Grave	Élevée	Endommagement des tubes	Utiliser des tubes qui résistent aux chocs thermiques	Prévoir de tester la résistance des tubes aux chocs thermiques
Condensation à l'intérieur du collecteur et développement de moisissures	Grave	Faible	Respiration d'air souillé	Entretien préventif et nettoyage	Prévoir des perforations de drainage
Explosion des tubes lors d'épisode de stagnation	Critique	Faible	Blessure corporelle Destruction du collecteur	Utiliser des tubes qui résistent aux températures élevées	Prévoir de tester la résistance des tubes en stagnation

CHAPITRE 4

MODÈLE THERMIQUE

Dans le concept retenu, plusieurs paramètres sont à fixer afin de concevoir le collecteur optimal répondant le mieux possible aux besoins définis précédemment. En effet, les paramètres de conception suivants définissent la géométrie du collecteur solaire :

- Longueur des tubes sous vide [en mm];
- Diamètre des tubes sous vide (diamètre de l'absorbeur) [en mm];
- Espacement entre les tubes [en mm];
- Distance entre le réflecteur et les tubes sous vide [en mm];
- Largeur des plénums (chaud et froid) [en mm];
- Hauteur des plénums (chaud et froid) [en mm];
- Épaisseur d'isolant du plénum chaud [en mm].

De même, on désire quantifier l'impact sur les performances du collecteur des paramètres environnementaux tels que :

- Rayonnement solaire [en W/m^2];
- Température ambiante [en °C];
- Vitesse du vent [en m/s];
- Ombrage.

Et l'impact des paramètres d'opération tels que :

- Débit d'air [en m^3/h];
- Inclinaison du collecteur.

Les performances sont évaluées à l'aide de différents indicateurs tels que :

- Température de sortie [en °C];
- Pertes de charge [en Pa];
- Température de stagnation [en °C];
- La puissance utile [en W] définie par la formule suivante :

Rapport-Gratuit.com

$$\dot{Q}_{utile} = \dot{m}(c_{p/sortie}T_{sortie} - c_{p/entrée}T_{entrée}) \tag{4.1}$$

Où $\dot{m}$ représente le débit d'air, c_p la chaleur massique de l'air respectivement aux températures d'entrée et de sortie, $T_{entrée}$ et T_{sortie} représentent respectivement la température d'entrée de l'air dans le collecteur et la température de sortie.

- Le rendement [en %] est défini par la formule suivante :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{utile}}{G_T A} \times 100\% \tag{4.2}$$

Où $\dot{Q}_{utile}$ est la puissance utile définie précédemment G_T est le rayonnement solaire reçu sur le collecteur et A la superficie recevant le rayonnement solaire.

Afin d'évaluer les performances du collecteur solaire, il faut élaborer un modèle des échanges thermiques se produisant au niveau du collecteur solaire. On suppose que le débit se répartit de façon uniforme dans tout le collecteur. De même, on ne considère pas l'ombrage d'un tube sur l'autre ni la présence du réflecteur à l'arrière du tube. Un premier modèle du collecteur est donc élaboré en modélisant uniquement le transfert thermique qui a lieu au niveau du tube. La démarche adoptée consiste en la réalisation de quatre modèles représentant différents comportements du tube. Il est question de ces modèles dans ce qui suit.

4.1 Modèle du tube sous vide en stagnation

Les deux premiers modèles représentent le comportement du tube sous vide en stagnation c'est-à-dire sans écoulement à l'intérieur du tube ($\dot{V} = 0$).

4.1.1 Régime permanent

Le modèle est tout d'abord résolu en régime permanent. C'est-à-dire sous un rayonnement solaire, une température extérieure et une vitesse de vent constants. Ce modèle permet de trouver la température de stagnation maximale que peut atteindre le tube sous vide.

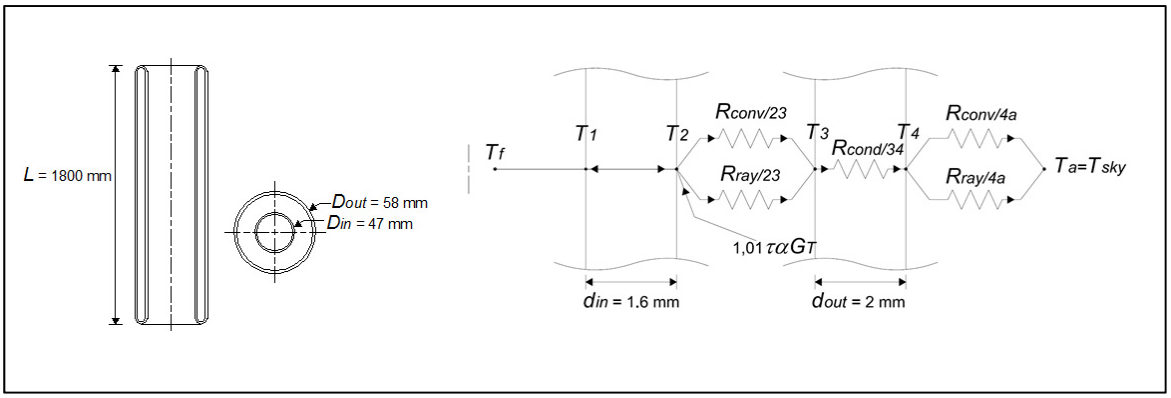


Figure 4.1 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique en stagnation et régime permanent (à droite)

La Figure 4.1 représente deux vues en coupe du tube sous vide et un modèle de résistances thermiques équivalent représentant le transfert de chaleur dans le tube. Puisque le modèle est établi en stagnation, il n'y a pas d'écoulement fluide à l'intérieur du tube et en régime permanent les températures T_f, T_1 et T_2 sont en fait une seule et même température uniforme sur toute la longueur du tube. On néglige alors les effets (transfert thermique) aux extrémités du tube. En effet, des approximations simples ont montré que le transfert longitudinal en bout de tube est de quelques ordres de grandeur inférieur au transfert radial. Le tube est donc considéré comme infiniment long. Le modèle de transfert de chaleur est unidimensionnel (radial) et axisymétrique. Le modèle comporte trois inconnues, soient $T_f = T_1 = T_2$, T_3 et T_4. La température radiative du ciel a été considérée comme égale à la température ambiante de l'air en première approximation. Afin de résoudre le problème, on doit donc développer un système comportant trois équations. La résolution du problème se basera sur le premier principe de la thermodynamique c'est-à-dire la conservation de l'énergie.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_{généré} = \dot{E}_{stocké} \tag{4.3}$$

Où $\dot{E}_{in}$ est le flux de chaleur entrant dans un volume de contrôle donné, $\dot{E}_{out}$ est le flux de chaleur sortant du volume de contrôle, $\dot{E}_{généré}$ est le flux de chaleur généré à l'intérieur du volume de contrôle et $\dot{E}_{stocké}$ est le flux de chaleur stocké à l'intérieur du volume de contrôle. En appliquant ce principe au nœud T_2, on en déduit que le flux d'énergie solaire entrant est équivalent au flux d'énergie sortant. En effet, lors d'un épisode de stagnation, en régime permanent, le tube atteint une température telle que les pertes sont équivalentes au flux solaire incident. Le flux d'énergie généré est égal à 0 et finalement, puisque la résolution se fait en régime permanent, le terme d'énergie stockée est égal à 0. On obtient donc :

$$I_T = q_{pertes} \tag{4.4}$$

Où :

$$I_T = (\tau\alpha) G_T D_{in} L \tag{4.5}$$

G_T est le rayonnement solaire incident dans le plan incliné à l'inclinaison du tube, D_{in} est le diamètre extérieur du tube intérieur soit le diamètre de l'absorbeur, L est la longueur du tube et $(\tau\alpha)$ est le produit effectif de la transmittance du tube clair extérieur par l'absorptance de la couche sélective de l'absorbeur à incidence normale du rayonnement solaire. Il est défini selon Duffie et Beckman (2006) :

$$(\tau\alpha) = 1.01\tau\alpha \tag{4.6}$$

Le traitement du rayonnement solaire a été simplifié ici en comparaison des traitements proposés par, Kumar, Kaushik et Garg (1994) qui ont utilisé le modèle de rayonnement incident sur un absorbeur cylindrique développé par Pyrko (1984) et Eberlein (1976) qui a

développé son propre modèle de rayonnement solaire. En fait, autant Pyrko (1984) qu'Eberlein (1976) ont séparé la composante diffuse de la composante directe du rayonnement solaire afin de la multiplier par la superficie appropriée (la composante directe doit être multipliée par la demie surface cylindrique projetée c'est-à-dire un rectangle et la composante diffuse du rayonnement est, elle, plutôt affectée sur le demi-cylindre en prenant garde d'affecter le bon facteur de vue entre le tube et le ciel considéré comme isotrope). En effet, dans l'Équation (4.5) la surface projetée du demi-cylindre de l'absorbeur est utilisée afin de calculer l'énergie entrante provenant du flux solaire. Dans cette étude, I_T représente donc une valeur simplifiée. Cela n'empêche toutefois pas une amélioration future du modèle.

Par ailleurs, on définit le flux de pertes de chaleur de la façon suivante :

$$q_{pertes} = U_L (T_2 - T_a) \tag{4.7}$$

Où U_L est un coefficient de pertes thermiques global (comprenant les trois modes de transfert thermique : la convection, la conduction et le rayonnement) pour le tube. T_2 est la température de l'absorbeur et T_a la température ambiante extérieure.

En effet, ce coefficient de pertes thermiques s'exprime comme :

$$U_L = \frac{1}{R_{tot}} \tag{4.8}$$

Où R_{tot} est la résistance équivalente du modèle de la Figure 4.1. On calcule cette résistance équivalente de la façon suivante :

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{R_{conv/23}} + \frac{1}{R_{ray/23}} \right)^{-1} + R_{cond/34} + \left(\frac{1}{R_{conv/4a}} + \frac{1}{R_{ray/4a}} \right)^{-1} \tag{4.9}$$

Selon la définition du transfert de chaleur par convection et la méthode des résistances thermiques (Incropera, Lavine et DeWitt, 2011), la résistance de convection entre les surfaces 2 et 3 (c'est-à-dire dans l'espace de vide entre les deux tubes) est donnée par :

$$R_{conv/23} = \frac{1}{h_{conv/23}\pi D_{in} L} \tag{4.10}$$

De même pour la résistance de rayonnement, entre les surfaces 2 et 3, on utilise l'approximation des deux cylindres concentriques, longs et infinis (Incropera, Lavine et DeWitt, 2011). Cette résistance s'exprime de la façon suivante :

$$R_{ray/23} = \frac{\dfrac{1}{e_2} + \dfrac{(1-e_{34})}{e_{34}} \times \left(\dfrac{D_{in}}{D_{out} - 2d_{out}} \right)}{\sigma \pi D_{in} L \left(T_2^2 + T_3^2 \right) \left(T_2 + T_3 \right)} \tag{4.11}$$

On a alors e_2, e_{34}, T_2, et T_3 qui représentent respectivement les émissivités et les températures respectives des surfaces 2 et 3. En ce qui concerne la résistance de conduction dans la lame de verre extérieure, Incropera, Lavine et DeWitt (2011) définissent la résistance de conduction pour une paroi cylindrique de la façon suivante :

$$R_{cond/34} = \frac{\ln\left(\dfrac{D_{out}}{D_{out} - 2d_{out}} \right)}{2\pi L k_{verre}} \tag{4.12}$$

Où, k_{verre} = 1,2 W/m×K est la conductivité thermique du verre. Comme précédemment la résistance de convection entre la paroi extérieure du tube et l'air ambiant s'exprime :

$$R_{conv/4a} = \frac{1}{h_{conv/4a}\pi D_{out} L} \tag{4.13}$$

Le coefficient de convection, $h_{conv/4a}$ est obtenu par la corrélation de Zukauskas reprise par Incropera, Lavine et DeWitt (2011) :

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{conv/4a} D_{out}}{k_{air}} = C \operatorname{Re}_D^m \operatorname{Pr}^n \left(\frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_s} \right)^{\frac{1}{4}} \tag{4.14}$$

Dans cette étude, la variation du nombre de Prandtl a été négligée. Ainsi, l'Équation (4.14) devient :

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{conv/4a} D_{out}}{k_{air}} = C \operatorname{Re}_D^m \operatorname{Pr}^n \tag{4.15}$$

Il est à noter que cette corrélation est valide pour les conditions suivantes :

$$\begin{cases} 0,7 \leq \operatorname{Pr} \leq 500 \\ 1 \leq \operatorname{Re} \leq 10^6 \end{cases}$$

Le nombre de Reynolds est calculé de la façon suivante :

$$\operatorname{Re}_D = \frac{\rho_{air} V_{vent} D_{out}}{\mu_{air}} \tag{4.16}$$

On a donc beaucoup de latitude pour faire varier la vitesse d'écoulement de l'air (vitesse du vent). Par contre, l'utilisation de cette corrélation sous-entend que le vent frappe toujours de façon perpendiculaire le tube ce qui n'est pas nécessairement le cas. De même, à de très faibles vitesses de vent, ou lors de journées calmes, le calcul des pertes convectives est faux. En effet, à ce moment il y aurait de la convection naturelle qui se produirait due à la variation de masse volumique de l'air en contact avec le tube extérieur légèrement plus chaud que l'environnement. En ce qui concerne l'équation précédente, k_{air} est le coefficient de

conductivité thermique de l'air. De même, toutes les propriétés de cette corrélation sont évaluées à T_a la température de l'air extérieur et les coefficients C et m sont donnés par Incropera, Lavine et DeWitt (2011) en fonction de Re_D, le nombre de Reynolds. Finalement, $n = 0{,}37$ puisque $\mathrm{Pr} \leq 10$ pour l'air.

En utilisant l'approximation d'un petit objet dans un grand environnement, la résistance de rayonnement extérieure s'exprime de la façon suivante (Incropera, Lavine et DeWitt, 2011) :

$$R_{ray/4a} = \frac{1}{e_{34}\sigma\pi D_{out} L\left(T_4^2 + T_{sky}^2\right)\left(T_4 + T_{sky}\right)} \tag{4.17}$$

Dans l'équation (4.17), e_{34} représente l'émissivité du verre, σ la constante de Stephan Boltzman, D_{out} et L respectivement le diamètre extérieur du tube et sa longueur. T_4 et T_{sky} représentent respectivement les températures en °C de la face extérieure du tube extérieur et la température du ciel (température de rayonnement). Comme mentionné précédemment, la température du ciel est considérée égale à la température ambiante, T_a, pour simplifier la résolution. Afin de résoudre les deux autres températures inconnues, d'autres équations de bilans doivent être résolues. Afin de résoudre la température T_3, le bilan d'énergie à ce nœud est effectué. On obtient alors :

$$U_L\left(T_2 - T_a\right) = \frac{\left(T_3 - T_a\right)}{R_{cond/34} + \dfrac{R_{conv/4a} R_{ray/4a}}{R_{conv/4a} + R_{ray/4a}}} \tag{4.18}$$

De même, le bilan au nœud 4 s'écrit tel que :

$$U_L\left(T_2 - T_a\right) = \frac{\left(T_3 - T_4\right)}{R_{cond/34}} \tag{4.19}$$

Pour prédire la température de stagnation $T_f = T_1 = T_2$ du tube en régime permanent, il faut donc résoudre les équations précédentes. Il s'agit toutefois d'un système non linéaire. En effet, pour calculer les températures il faut connaître les valeurs des résistances thermiques. Or, les résistances de rayonnement sont fonctions des températures de surfaces. Il faut donc supposer dans un premier temps les températures de surfaces. Connaissant ces températures, les résistances sont calculées et de nouvelles températures de surfaces sont obtenues en résolvant les équations de bilan. Ensuite les nouvelles températures obtenues sont comparées avec les précédentes. Lorsque l'erreur entre les températures supposées pour le calcul des résistances thermiques et les nouvelles températures calculées est suffisamment petite, le problème est résolu, sinon, les nouvelles températures sont utilisées comme base pour calculer les résistances de rayonnement. Un processus itératif est donc mis en œuvre jusqu'à convergence vers la vraie température de surface (le problème est généralement résolu en moins de 50 itérations).

Le Tableau 4.1 présente un récapitulatif des paramètres utilisées dans le modèle et leurs valeurs.

Tableau 4.1 Tableau récapitulatif des paramètres utilisés dans le modèle

Paramètre	**Valeur**	**Unité**	**Définition**
D_{in}	47	mm	Diamètre extérieur du tube interne (diamètre de l'absorbeur, paroi 2)
D_{out}	58	mm	Diamètre extérieur du tube externe (paroi 4)
d_{in}	1,6	mm	Épaisseur du tube interne
d_{out}	2	mm	Épaisseur du tube externe
L	1800	mm	Longueur du tube
τ	0,95	-	Transmissivité du tube externe
α	0,95	-	Absorptivité de l'absorbeur (paroi 2)
σ	$5{,}67*10^{-8}$	$W/m^2\ K^4$	Constante de Stefan-Boltzmann
k_{verre}	1,2	W/m K	Conductivité thermique du verre

Paramètre	Valeur	Unité	Définition
k_{air}	fonction de T_f	W/m K	interpolation linéaire des valeurs données dans Incropera, Lavine et DeWitt (2011)
e_2	fonction de T_2	-	0,04 si $0\ \text{K} \leq T_2 < 293\ \text{K}$ $0{,}0002T_2 - 0{,}024$ si $293\ \text{K} \leq T_2 < \infty$
e_{34}	0,9	-	Émissivité du tube externe (paroi 3 et 4)
ρ_{air}	fonction de T_f	kg/m^3	interpolation linéaire des valeurs données dans Incropera, Lavine et DeWitt (2011)
μ_{air}	fonction de T_f	W/m K	interpolation linéaire des valeurs données dans Incropera, Lavine et DeWitt (2011)
$h_{conv/23}$	0,12	W/m^2 K	Coefficient de convection effectif dans l'espace de vide entre le tube interne et externe

Dans le Tableau 4.1, certains paramètres ont été spécifiés et demeurent constants, peu importe la température ou l'angle d'incidence. C'est le cas notamment des propriétés optiques telles que l'absorptivité de l'absorbeur, la transmittance du tube externe ou l'émissivité du tube externe. En ce qui concerne l'émissivité du tube interne, elle a été considérée dépendante de la température de l'absorbeur comme l'indique la fiche technique de revêtement sélectif comparable à celui présent sur le tube de la compagnie ALMECO solar (2013). De même, les propriétés de l'air sont évaluées à l'aide d'une fonction d'interpolation linéaire calculant la valeur à partir de la table de propriétés de l'air à différentes températures fournie par Incropera, Lavine et DeWitt (2011). Les propriétés géométriques des tubes sont aussi présentées dans le tableau. Plus de détails sont fournis en annexe où apparaît un récapitulatif des propriétés des tubes. Ces données proviennent du manufacturier chinois et n'induisent pas nécessairement un fort niveau de confiance. C'est d'ailleurs pourquoi l'émissivité de l'absorbeur (paramètre très important puisqu'il gère les pertes par rayonnement du tube) a été évaluée à partir d'une source d'information externe. Finalement, un coefficient de convection dans le vide entre les tubes interne et externe a été considéré constant. Or, dans cet espace de vide, l'air ou toute substance gazeuse devrait être

absente de sorte qu'il n'y ait aucune convection. Toutefois, le vide idéal n'existe pas. Il faut donc tenter d'estimer ces pertes. Cependant, la loi de refroidissement de Newton implique le calcul d'un coefficient valide pour un milieu continu ce qui n'est pas le cas entre les parois de verre en raison de la faible densité de gaz. Néanmoins, pour compléter le modèle mathématique exprimé en termes de résistances thermiques, le choix est fait de considérer, ici comme dans d'autres études, un coefficient de transfert de chaleur effectif dans le vide partiel contenu entre les tubes interne et externe. Différentes méthodologies ont été utilisées dans la littérature. D'abord, Eberlein (1976) a complètement négligé la convection dans le vide dans son modèle la chaleur était transférée de l'absorbeur au tube extérieur uniquement par rayonnement. Pour leur part, Kumar, Kaushik et Garg (1994) tiennent en compte la convection en plus du rayonnement et utilisent une démarche basée sur une pondération du coefficient de conduction de l'air en fonction de la pression de vide et du libre parcours moyen afin de calculer ce coefficient de convection $h_{conv/23}$. Cette méthodologie conduit à des valeurs très faibles de $h_{conv/23}$ (autour de 0,01 W/m^2 K). D'autre part, Liang et al. (2011) assument plutôt un échange par rayonnement et conduction (tenant en compte la conduction dans le support métallique à la base du tube). Ils utilisent un coefficient constant de 0,2796 W/m^2 K pour représenter ses pertes. Cette résistance de conduction apparaît dans le réseau de résistance thermique au même endroit que notre résistance de convection dans le vide et son traitement est similaire. Il y a donc une disparité au niveau de l'ordre de grandeur des coefficients proposés par la littérature. Différentes valeurs du coefficient ont été testées dans le modèle et les résultats sont présentés dans la section qui suit. Dans cette étude, c'est un coefficient constant de 0,12 W/m^2 K qui a été retenu. Cette valeur a été déterminée lors de la validation expérimentale du modèle transitoire qui sera présentée plus loin.

4.1.1.1 Résultats

Le modèle permet de calculer la température de stagnation du tube pour un rayonnement solaire, une température ambiante extérieure et une vitesse de vent donnés. Dans un premier temps, l'influence de la variation du coefficient de convection dans le vide a été testée. Le

Rapport-Gratuit.com

Tableau 4.2 présente les résultats obtenus pour un rayonnement solaire de 1000 W/m^2, une température extérieure de 20 °C et une vitesse de vent de 5 km/h.

Les résultats obtenus sont en accord avec les spécifications techniques données par l'entreprise qui fabrique les tubes (disponible à l'ANNEXE I). En effet, elles indiquent que la température de stagnation est supérieure à 200 [°C]. De même, on note que les démarches de Kumar, Kaushik et Garg (1994) et d'Eberlein (1976) conduisent à des valeurs identiques de température de stagnation. De même, la variation considérée du coefficient de convection dans le vide conduit à un écart d'environ 7,2 % sur les températures de stagnation. On peut donc conclure qu'à cette température se sont les pertes par rayonnement qui dominent le transfert thermique et l'influence du coefficient de convection dans le vide est très faible.

Tableau 4.2 Température de stagnation pour différents $h_{conv/23}$, T_a=20 °C, G_T=1000 W/m^2 et V_{vent}=5 km/h

$h_{conv/23}$ [W/m^2 K]	T_f [°C]
~0,01 Selon Kumar, Kaushik et Garg (1994)	236,9
~0 Selon Eberlein (1976)	236,9
0,12	229,5
0,2796 Selon Liang et al. (2011)	219,8

Lorsque le modèle avec le coefficient de convection fixé à 0,12 W/m^2 K est employé, pour un rayonnement solaire de 1000 W/m^2, une température extérieure de 20 °C et une vitesse de vent de 5 km/h, les valeurs résumées dans le Tableau 4.3 sont obtenues.

Tableau 4.3 Résultats du modèle de stagnation en régime permanent

Variable	**Valeur**	**Unités**	**Description**
$T_f = T_1 = T_2$	229,5	°C	Température de stagnation
T_3	30,7	°C	Température de la face interne du tube externe (paroi 3)
T_4	30,3	°C	Température de la face externe du tube externe (paroi 4)
$R_{ray/23}$	2,8	K/W	Résistance de rayonnement dans le vide
$R_{conv/23}$	31,4	K/W	Résistance de convection dans le vide
$R_{cond/34}$	0,005	K/W	Résistance de conduction dans la paroi extérieure
$R_{ray/4a}$	0,6	K/W	Résistance de rayonnement avec le ciel
$R_{conv/4a}$	0,2	K/W	Résistance de convection avec l'air ambiant
R_{tot}	2,7	K/W	Résistance globale de pertes
U_L	0,37	W/K	Coefficient global de pertes

Le premier constat est le niveau d'isolation phénoménale qui permet au tube intérieur d'être à température très élevée et au tube extérieur d'être à une température légèrement plus chaude que l'air ambiant. De même, c'est le rayonnement dans le vide (entre les faces 2 et 3) qui contrôle l'échange thermique. En effet, la résistance $R_{ray/23}$ est pratiquement du même ordre de grandeur que la résistance globale (96,5 %) tenant compte du rayonnement, de la convection et de la conduction. Aussi, il est à noter que la résistance de conduction est très faible. Elle est environ 500 fois inférieure à la résistance globale. Cette résistance est notamment due à la faible épaisseur de la paroi de verre (2 mm). Cette résistance sera donc négligée dans les modèles subséquents.

4.1.2 Régime transitoire

En condition réelle à l'extérieur, le rayonnement solaire, la température ambiante et la vitesse de vent varient dans le temps. Afin de valider le modèle, il importe de faire la résolution à

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

l'aide d'un modèle transitoire. La Figure 4.2 présente le réseau de résistances thermiques utilisé pour représenter le phénomène transitoire.

Sur cette figure, la résistance de conduction dans les deux parois de verre a été volontairement négligée. De même, la température de l'absorbeur T_r sera considérée identique à la température du fluide (à l'intérieur du tube) et ce malgré que la résolution soit transitoire et qu'aucun mécanisme de mélange ne soit utilisé pour uniformiser la température à l'intérieur du tube dans l'air stagnant.

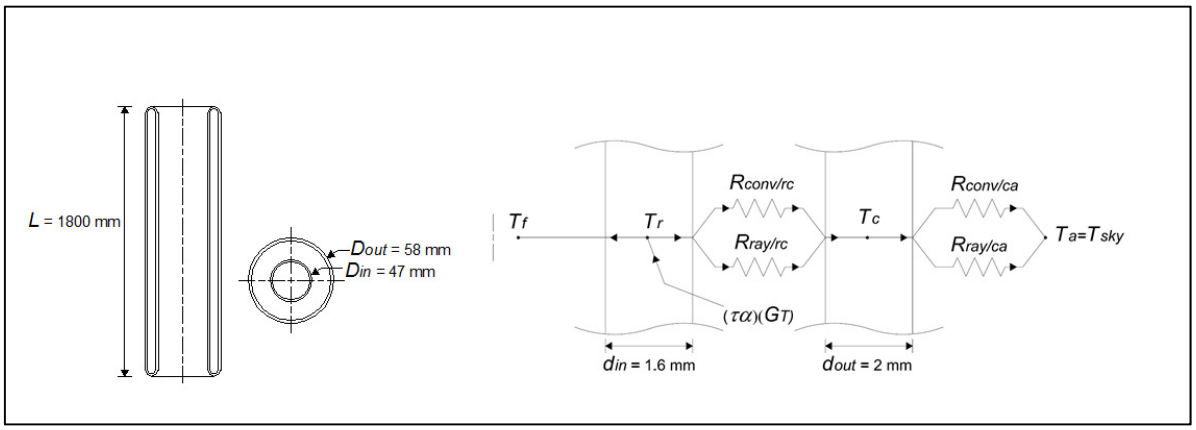


Figure 4.2 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique en stagnation régime transitoire (à droite)

Encore une fois, les effets (transfert thermique) en bout de tube sont négligés. Le tube est donc considéré comme infiniment long (ou encore ces extrémités comme adiabatiques). De même, le modèle de transfert de chaleur est unidimensionnel (radial) et axisymétrique. Il y a donc deux inconnus $T_f = T_r$ et T_c et deux équations sont requises pour résoudre. Comme précédemment, la résolution se base sur le premier principe de la thermodynamique (la conservation de l'énergie énoncée à l'équation (4.3)).Le bilan au nœud T_r s'écrit tel que :

$$\left(m_{g/in}c_{p/g} + m_f c_{p/f}\right)\frac{dT_r}{dt} = (\tau\alpha)G_T D_{in} L - \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc}R_{ray/rc}}\right](T_r - T_c) \qquad (4.20)$$

La différence entre l'énergie entrante (provenant du soleil) et l'énergie sortante (vers le tube externe) est stockée dans la paroi de verre du tube interne et le cylindre d'air à l'intérieur. On peut manipuler l'équation précédente afin d'isoler la dérivée temporelle :

$$\frac{dT_r}{dt} = \left((\tau\alpha) G_T D_{in} L - \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} \right] (T_r - T_c) \right) \Big/ \left(m_{g/in} c_{p/g} + m_f c_{p/f} \right) \tag{4.21}$$

De même, le bilan au nœud T_c, s'écrit tel que :

$$\left(m_{g/out} c_{p/g} \right) \frac{dT_c}{dt} = \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} \right] (T_r - T_c) - \left[\frac{R_{conv/ca} + R_{ray/ca}}{R_{conv/ca} R_{ray/ca}} \right] (T_c - T_a) \tag{4.22}$$

La différence entre l'énergie entrante (provenant du tube interne) et les pertes vers l'environnement est stockée dans la paroi de verre du tube externe. Comme précédemment :

$$\frac{dT_c}{dt} = \left(\left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} \right] (T_r - T_c) - \left[\frac{R_{conv/ca} + R_{ray/ca}}{R_{conv/ca} R_{ray/ca}} \right] (T_c - T_a) \right) \Big/ \left(m_{g/out} c_{p/g} \right) \tag{4.23}$$

À l'entrée du modèle, il suffit alors de préciser une température extérieure, un rayonnement solaire et une vitesse de vent variable en fonction du temps. Ces variables seront donc mesurées expérimentalement à une certaine fréquence afin d'alimenter le modèle.

Les résistances thermiques sont calculées de la même façon que précédemment. Or, le calcul des résistances de rayonnement repose sur la connaissance de la température des surfaces. Pour résoudre il n'est pas nécessaire d'itérer pour déterminer les températures de surfaces, car on connait toujours la température au pas de temps précédent (méthode de résolution explicite, au départ, le processus débute avec la condition initiale ensuite pour chaque pas de temps, les valeurs fraichement calculées des températures sont employées pour recalculer les résistances).

Afin de résoudre les équations précédentes, on approximera les dérivés à l'aide d'une méthode explicite de Runge-Kutta d'ordre quatre qui consiste à exprimer la température au pas de temps suivant comme la température au pas de temps précédent plus une moyenne pondérée de la dérivée temporelle évaluée à différentes fractions de pas de temps (Chapra, 2008). Ainsi, la température au pas de temps suivant pour le tube interne est donnée par :

$$T_r(t+\Delta t) = T_r(t) + \frac{\Delta t\left(f_1 + 2f_2 + 2f_3 + f_4\right)}{6} \tag{4.24}$$

Où

$$f_1 = \left.\frac{dT_r}{dt}\right|_{\left(t,T_r(t)\right)} \tag{4.25}$$

$$f_2 = \left.\frac{dT_r}{dt}\right|_{\left(t+\frac{\Delta t}{2},T_r(t)+\frac{f_1\Delta t}{2}\right)} \tag{4.26}$$

$$f_3 = \left.\frac{dT_r}{dt}\right|_{\left(t+\frac{\Delta t}{2},T_r(t)+\frac{f_2\Delta t}{2}\right)} \tag{4.27}$$

$$f_4 = \left.\frac{dT_r}{dt}\right|_{\left(t+\Delta t,T_r(t)+f_3\Delta t\right)} \tag{4.28}$$

Une équation similaire est obtenue pour la seconde équation de bilan écrite sur le tube externe. Ce modèle est explicite, c'est-à-dire qu'il repose uniquement sur de l'information provenant des pas de temps précédents.

Bien que cette méthode de résolution soit éprouvée depuis un demi-siècle, il importe d'en vérifier la correcte implantation, de déterminer si le modèle mathématique employé décrit adéquatement la physique du problème et si les hypothèses simplificatrices formulées n'altèrent pas la validité des prédictions numériques. En conséquence, il est requis d'effectuer une validation expérimentale de ce modèle numérique.

4.1.2.1 Validation du modèle

Afin de valider le modèle numérique, un tube a été placé à l'extérieur à une inclinaison d'environ 45°. Le tube utilisé est un tube éprouvette pour lequel on a isolé l'extrémité ouverte avec du polystyrène.

La Figure 4.3 présente une représentation globale du montage utilisé pour la validation.

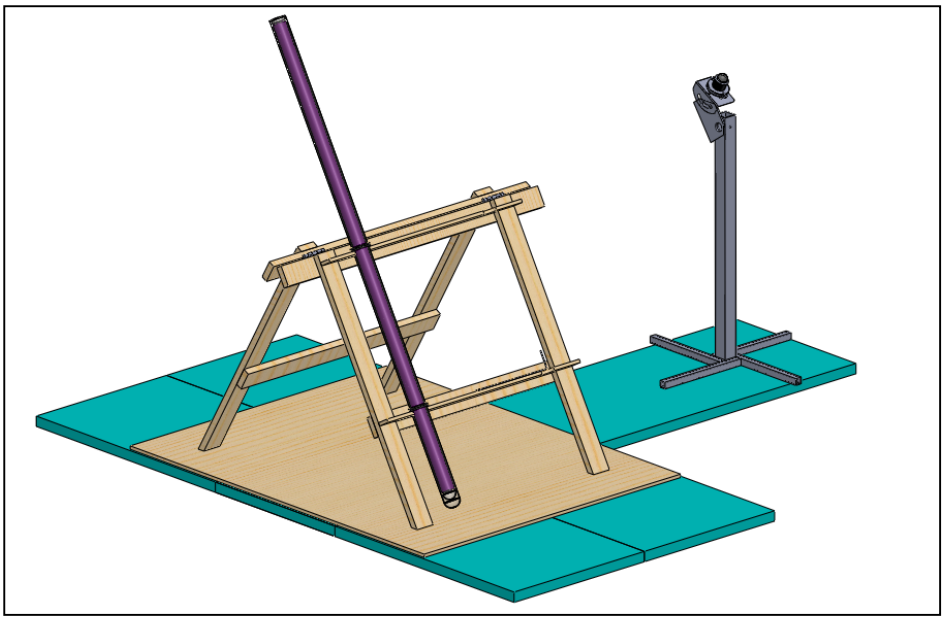


Figure 4.3 Montage expérimental pour la validation du modèle en stagnation

Dans ce montage, un pyranomètre CMP3 Kipp & Zonen ayant une incertitude inférieure à 10 % (Kipp & Zonen, 2013b) est utilisé pour mesurer le rayonnement solaire incident G_T dans le plan du montage (montré à droite sur la Figure 4.3). La valeur mesurée par le pyranomètre ne tient cependant pas compte de la forme circulaire du tube qui le rend insensible à la variation d'azimut du soleil. Il faudrait idéalement fixer le pyranomètre sur un suiveur à un axe afin d'améliorer la lecture. Par ailleurs, la température à l'intérieur du tube et la température du tube externe sont mesurées à l'aide de thermocouples type T classe 1 précis à ± 0,5°C. Finalement, la vitesse du vent et la température ambiante sont mesurées à l'aide d'une station météo conçue et construite en marge de ce projet afin de servir les

besoins du HÉLIOLAB (voir ANNEXE III). Les Figures 4.4 et 4.5 montrent respectivement les résultats de la validation expérimentale pour une journée ensoleillée et une journée nuageuse.

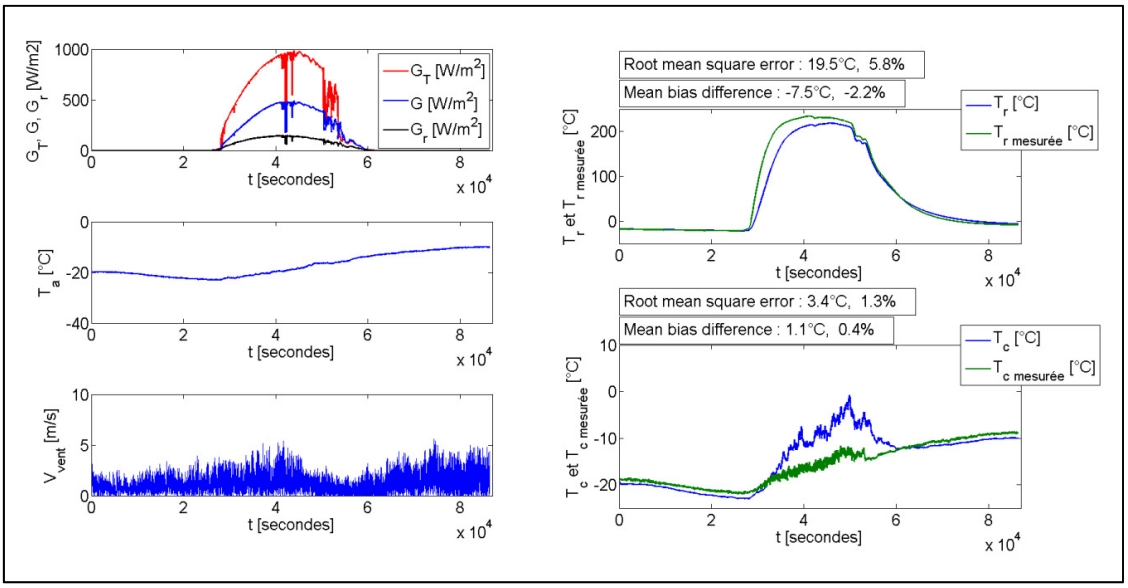


Figure 4.4 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée ensoleillée

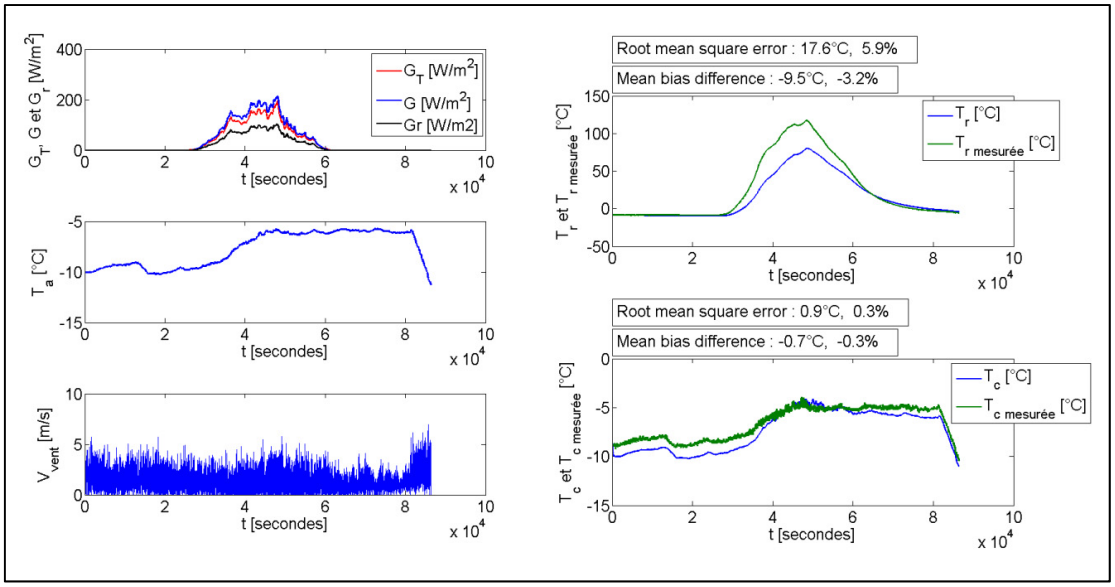


Figure 4.5 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée nuageuse

Les Figures 4.4 et 4.5, présentent à gauche les variations des trois paramètres transitoires à savoir l'irradiation G_T (en haut), la température ambiante T_a (au centre) et la vitesse du vent V_{vent} (en bas) en fonction du temps exprimés en secondes. À droite, ces figures présentent la comparaison des températures calculées et simulées pour l'absorbeur T_r (en haut) et pour le tube externe T_c (en bas) en fonction du temps en secondes. Pour chacune des deux températures T_r et T_c, l'erreur quadratique moyenne est calculée selon :

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(T - T_{mesurée}\right)^2} \tag{4.29}$$

Alors que l'erreur de justesse moyenne est calculée selon :

$$MBD = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(T - T_{mesurée}\right) \tag{4.30}$$

De façon générale, le modèle représente bien le comportement du tube. Lors d'une journée ensoleillée, une température d'environ 235 °C a été atteinte à l'intérieur du tube alors que cette température atteint 117 °C lors d'une journée nuageuse. De façon générale, le modèle sous-estime toutefois la température de stagnation d'environ 18 °C (ou 5,9 %) dans les deux cas (ensoleillé et nuageux) si on utilise l'erreur quadratique (Équation (4.29)) pour représenter la différence. De même, sur le graphique de la température du tube interne (température de stagnation), les différences atteignent environ 60 °C en matinée lors du chauffage du tube (Figure 4.4, T_r). Cela est explicable par le fait que le rayonnement solaire à l'entrée du modèle est sous-estimé par rapport au rayonnement solaire réellement reçu par le tube. En effet, la forme cylindrique du tube le rend insensible aux variations d'azimut du soleil. De même, le rayonnement réfléchi au sol peut être capté par la surface inférieure du tube. On utilise toutefois un modèle simplifié du rayonnement solaire (aucune distinction entre la composante directe et diffuse). Par ailleurs, la mesure provient d'un pyranomètre fixe incliné à l'inclinaison du tube et orienté face au sud (voir Figure 4.3) comme donnée d'entrée pour la simulation. Afin d'améliorer la représentativité du rayonnement solaire, il faudrait tel

qu'indiqué précédemment, fixer le pyranomètre sur un système de suivi à un axe permettant au pyranomètre de suivre l'azimut du soleil. De même, une composante provenant du rayonnement réfléchi au sol pourrait être ajoutée. Une autre solution consisterait à mesurer les différentes composantes du rayonnement solaire (directe, diffuse, et réfléchie) et d'utiliser un modèle séparant les différentes composantes tel que celui présenté par Pyrko (1984). Afin de valider cette hypothèse, deux ajustements ont été réalisés. Dans un premier temps, le rayonnement solaire à l'entrée du modèle a été ajusté (uniquement pour la journée ensoleillée, il n'y a que très peu d'impact en journée nuageuse puisque le rayonnement solaire est alors diffusé par la couche nuageuse) avec des mesures prises avec un suiveur un axe. Ce rayonnement est mesuré avec un pyranomètre SP2 LITE de Kipp & Zonen (precision ± 10 %) monté sur un suiveur solaire. De même, le rayonnement reçu sur le tube est corrigé afin qu'il tienne compte du rayonnement réfléchi au sol qui est reçu par la face inférieure du tube. Pour se faire, l'Équation (4.21) est modifiée telle que :

$$\frac{dT_r}{dt} = \left((\tau\alpha)(G_T + G_r) D_{in} L - \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} \right] (T_r - T_c) \right) \Big/ \left(m_{g/in} c_{p/g} + m_f c_{p/f} \right) \qquad (4.31)$$

Les résultats suivants sont alors obtenus pour la journée ensoleillée.

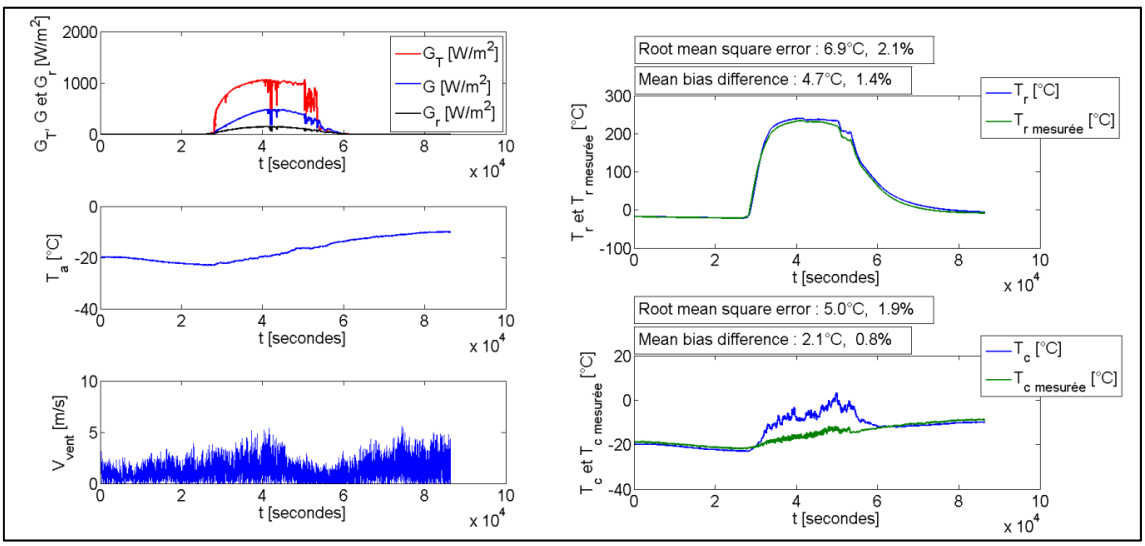


Figure 4.6 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée ensoleillée après correction du modèle et des données de rayonnement solaire

Lors d'une journée nuageuse, comme le rayonnement est diffusé par la couche nuageuse, il n'y a pas besoin d'utiliser les données de rayonnement provenant du suiveur solaire, mais on ajoute toutefois le rayonnement réfléchi au sol. On obtient les résultats suivants pour la journée nuageuse.

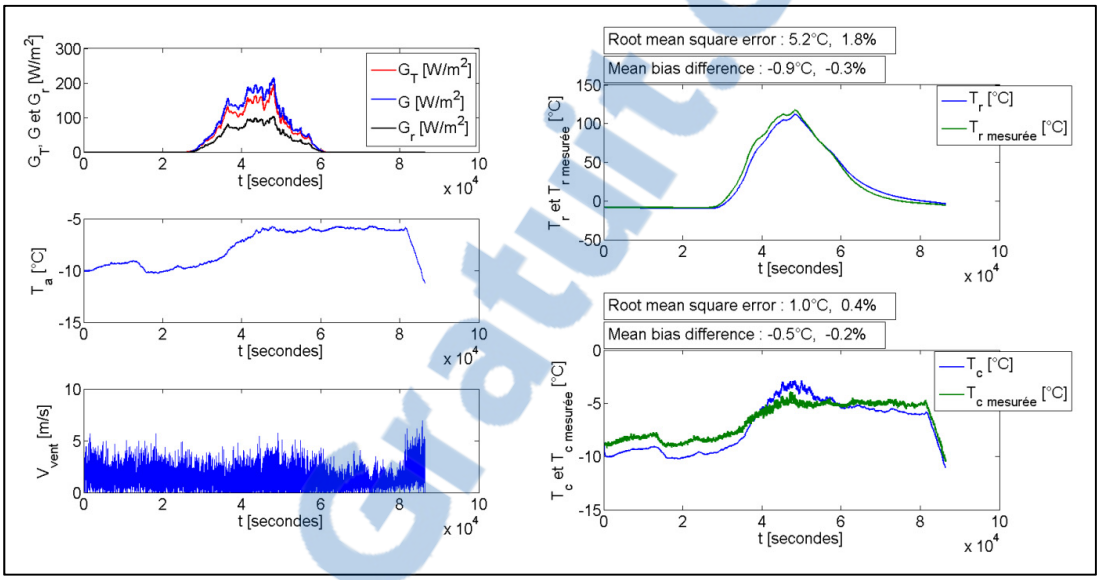


Figure 4.7 Résultats de la validation expérimentale du modèle en stagnation lors d'une journée nuageuse après correction du modèle

Les Figure 4.6 et Figure 4.74.7 témoignent d'une amélioration flagrante de la prédiction de T_r (l'erreur quadratique moyenne pour la journée ensoleillée passe de 19,5 °C à 6,9 °C). En journée ensoleillée un écart persiste toutefois pour la prédiction de T_c. Cela est dû à une hypothèse posée pour l'élaboration du modèle. On considère en effet que la température radiative (la température du ciel, T_{sky}) est égale à la température ambiante, T_a. En effet, lors d'une journée ensoleillée, l'échange radiatif se fait avec une atmosphère beaucoup plus transparente au rayonnement en provenance de la terre que lorsqu'il y a des nuages. Il en résulte alors un échange radiatif très important. Pour tenir compte de ce « temps clair », il faudrait alors employer une température « effective » de l'environnement, T_{sky}, inférieure à T_a. Le modèle sous-estime alors les pertes. En journée nuageuse par contre, l'hypothèse est beaucoup plus réaliste puisque l'échange se fait avec le couvert nuageux plus près de la température ambiante. C'est aussi ce que montrent les résultats sur la Figure 4.7 pour les prédictions de T_c. Finalement, il est à noter que le thermocouple mesure T_r au centre du tube

Rapport-Gratuit.com

c'est-à-dire dans le fluide et non à la paroi ce qui peut expliquer une surestimation de la température de stagnation simulée. Or, de façon rigoureuse, la température mesurée par le thermocouple n'est pas vraiment la température du fluide. En effet, comme le fluide est de l'air, on aura échange radiatif entre la paroi intérieure du tube sous vide (émissivité d'environ 0.9) ce qui compensera pour le faible effet convectif dans l'air autour du thermocouple. La présence d'erreurs expérimentales et la précision des instruments peuvent aussi être à l'origine d'une partie des écarts. Finalement, les paramètres, géométriques, optiques et thermiques entrées dans le modèle sont basés sur la meilleure estimation disponible et des incertitudes sont aussi attachées à ces valeurs.

Les simulations transitoires précédentes ont été effectuées avec un pas de temps égal à la fréquence d'échantillonnage de l'acquisition de données soit une seconde. Ce pas de temps est utilisé à l'intérieur des équations (4.24) à (4.28) pour la résolution des équations différentielles par une méthode Runge-Kutta d'ordre quatre.

Finalement, des essais ont été effectués sur le tube ouvert aux deux extrémités afin de valider sa résistance à la surchauffe qui pourrait survenir lors d'épisode intense de stagnation. Un risque concernant ce sujet avait notamment été établi lors de l'analyse de risques présentée précédemment. Les deux extrémités des tubes ont donc été bouchées avec des capuchons et une tige de bois insérée à l'intérieur afin de servir de support pour les thermocouples mesurant la température. Le tube à atteint une température de 115 °C avant d'exploser à la minute 162 de l'acquisition tel qu'illustré à la Figure 4.8.

Sur la Figure 4.8, le tube externe demeure pratiquement à la même température que la température ambiante, avant que le tube n'éclate. La Figure 4.9 illustre l'état du tube à la fin du test.

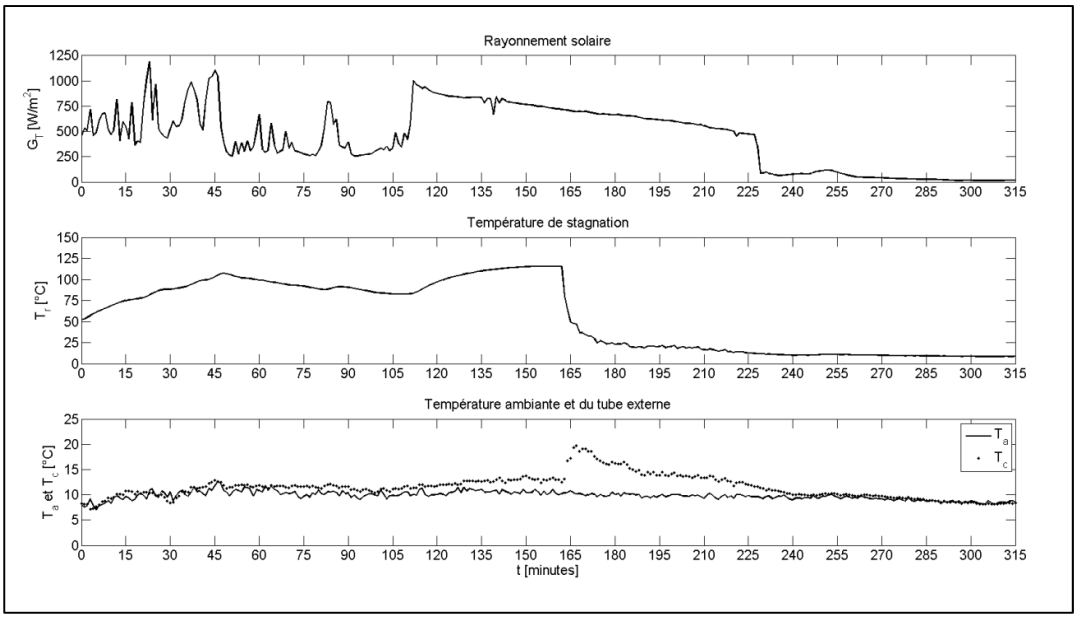


Figure 4.8 Mesures expérimentales en stagnation réalisées sur un tube ouvert aux deux extrémités

Figure 4.9 Résultats du test de stagnation d'un tube ouvert aux deux extrémités

Cette figure illustre les dommages causés par l'explosion du tube. En effet, des éclats de verre ont été retrouvés à plus de trois mètres du montage. Les tubes ouverts aux deux

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

extrémités échouent donc ce test de surchauffe puisqu'un danger réel de blesser les gens est présent.

4.2 Modèle du tube sous vide avec écoulement à l'intérieur

Les deux derniers modèles représentent le comportement du tube sous vide avec un débit d'air à l'intérieur. Les modèles seront développés sur la base d'un débit volumique imposé $(\dot{V} \neq 0)$.

4.2.1 Régime permanent

Dans ce scénario, il faut discrétiser le tube en petites tranches afin de pouvoir tenir compte de la variation des propriétés et du coefficient de convection à mesure que le fluide est chauffé par le tube le long de l'axe longitudinal. Le tube est discrétisé en *n* tranches qui représentent des volumes de contrôles pour l'établissement des équations de bilans d'énergie.

Le schéma de la Figure 4.10 représente la discrétisation longitudinale du tube ainsi que le réseau de résistances thermiques pour un élément *j*.

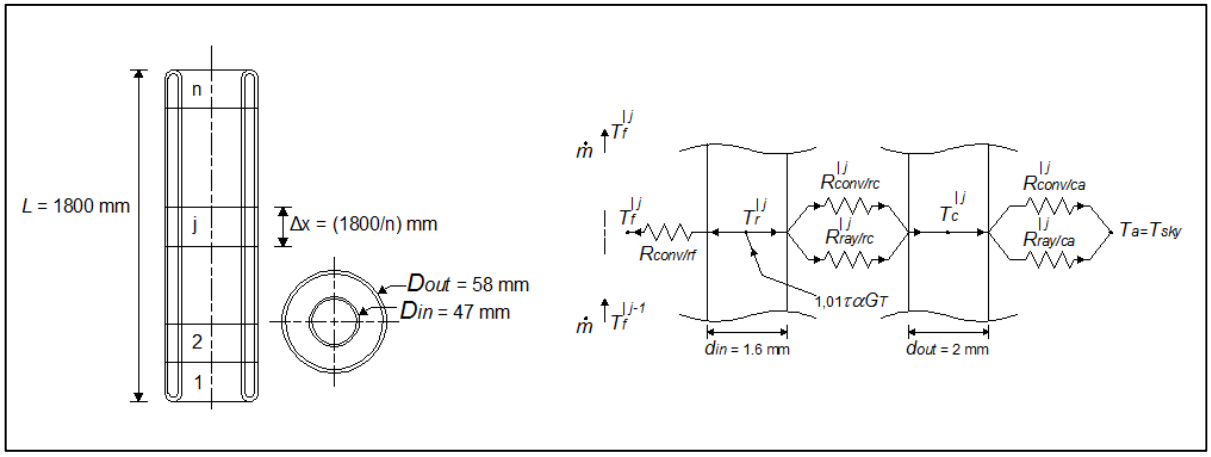


Figure 4.10 Schéma du tube sous vide (à gauche) et le modèle thermique avec écoulement en régime permanent (à droite)

Une résistance s'est ajoutée, $R_{conv/rf}$. En effet, de l'énergie sera dorénavant transférée à l'écoulement interne par convection. De même, on ne considérera pas ici la variation du facteur de vue d'une tranche à l'autre pour le rayonnement entre l'absorbeur et le tube externe.

Un bilan effectué au nœud *j* sur le tube externe donne :

$$\left[\frac{R_{conv/rc}^{|j}+R_{ray/rc}^{|j}}{R_{conv/rc}^{|j}R_{ray/rc}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_c^{|j}\right)-\left[\frac{R_{conv/ca}^{|j}+R_{ray/ca}^{|j}}{R_{conv/ca}^{|j}R_{ray/ca}^{|j}}\right]\left(T_c^{|j}-T_a\right)=0 \tag{4.32}$$

Et au nœud *j* sur l'absorbeur :

$$(\tau\alpha)G_T D_{in}\frac{L}{n}-\left[\frac{R_{conv/rc}^{|j}+R_{ray/rc}^{|j}}{R_{conv/rc}^{|j}R_{ray/rc}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_c^{|j}\right)-\left[\frac{1}{R_{conv/rf}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_f^{|j}\right)=0 \tag{4.33}$$

Finalement, au nœud *j* sur le fluide :

$$\rho_f^{|j-1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j-1}T_f^{|j-1}+\left[\frac{1}{R_{conv/rf}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_f^{|j}\right)-\rho_f^{|j}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j}T_f^{|j}=0 \tag{4.34}$$

Le modèle prévoit que les propriétés et les résistances soient calculées pour chacun des nœuds. Au contraire des deux cas précédents (en stagnation où la résolution s'effectuait sur un seul nœud c'est-à-dire toute la longueur du tube) *L* est remplacé par *L/n* dans les équations des résistances thermiques puisque ces-dernières comprennent la surface totale d'échange qui est maintenant divisée en *n* volumes de contrôle. De même, puisque la résolution s'effectue en régime permanent, les températures ne varient pas en fonction du temps. Le terme de stockage dans le bilan d'énergie est donc égal à 0.

La résistance de convection forcée à l'intérieur du tube se calcule comme suit :

$$R_{conv/rf} = \frac{1}{h_{conv/rf}\pi\left(D_{in} - 2d_{in}\right)\frac{L}{n}} \tag{4.35}$$

Et le coefficient de convection est évalué à l'aide du nombre de Nusselt :

$$\overline{Nu}_D^{|j} = \frac{h_{conv/rf}^{|j}\left(D_{in} - 2d_{in}\right)}{k_f^{|j}} \tag{4.36}$$

Ce nombre de Nusselt est lui-même obtenu de différentes corrélations en fonction du régime d'écoulement. Lorsque l'écoulement est à faible vitesse ($\mathrm{Re}_D \leq 2300$) un nombre de Nusselt constant pour une condition à la frontière de flux constant (Incropera, Lavine et DeWitt, 2011) :

$$Nu_D^{|j} = 4.36 \tag{4.37}$$

Par ailleurs, en régime de transition ($3000 \leq \mathrm{Re}_D \leq 10000$),la corrélation de Gnielinski, reprise par Incropera, Lavine et DeWitt (2011), pour un écoulement à l'intérieur d'un tube lisse, est utilisée :

$$Nu_D^{|j} = \frac{\left(f/8\right)\left(\mathrm{Re}_D - 1000\right)\mathrm{Pr}}{1 + 12,7\left(f/8\right)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} \tag{4.38}$$

Où f est le coefficient de friction dynamique obtenu lui aussi en fonction du régime d'écoulement. Si l'écoulement est à faible vitesse, $\mathrm{Re}_D \leq 2300$ l'équation suivante tirée d'Incropera, Lavine et DeWitt (2011), est exploitée :

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}_D} \tag{4.39}$$

Et pour un écoulement à vitesse plus élevé, $\mathrm{Re}_D \geq 4000$, la corrélation de Colebrook, reprise par Incropera, Lavine et DeWitt (2011), est ensuite employée :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[\frac{e/(D_{in}-2d_{in})}{3,7} + \frac{2,51}{\mathrm{Re}_D\sqrt{f}}\right] \tag{4.40}$$

Où $e/(D_{in}-2d_{in})$ représente la rugosité relative du tuyau. Comme le tube est en verre, une valeur de rugosité de 4,3 [µm] a été utilisée afin d'obtenir une rugosité relative inférieure à 0,000 001 correspondant au tuyau lisse tel que le verre (White, 2011).

Finalement, pour un écoulement à grande vitesse ($\mathrm{Re}_D \geq 10000$), la corrélation de Dittus-Boelter, elle aussi reprise par Incropera, Lavine et DeWitt (2011), est utilisée :

$$Nu_D^{|j} = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0.4} \tag{4.41}$$

L'équation (4.41) demeure valide pour un nombre de Prandlt $0,6 \leq \mathrm{Pr} \leq 160$. Toutes les corrélations précédentes sont valides pour un écoulement ayant des profils de vitesse et de température pleinement développés. Dans le cas présent, un écoulement d'air a un nombre de Prandtl autour de 0,7. Ainsi les couches limites thermique et hydrodynamique se développent pratiquement simultanément. De même, lorsque l'écoulement est turbulent, le développement de la couche limite est plus rapide que dans le cas laminaire et la longueur d'entrée (où les profils de température et de vitesse sont en développement) correspond à environ 10 fois le diamètre intérieur du tube. Dans le cas de cette étude, cela représente environ le tiers de la longueur du tube. Afin de tenir compte de ce phénomène au niveau thermique, les corrélations ont été ajustées en fonction de la position longitudinale dans le tube selon l'équation suivante tirée de Rohsenow, Hartnett et Cho (1998) :

$$\frac{\overline{Nu}_D^{|j}}{\overline{Nu}_{D,fd}^{|j}} = 1 + \frac{C}{(x/D)^m} \tag{4.42}$$

Où $C = 2{,}4254$ et $m = 0{,}676$ sont des constantes fonctions de la géométrie tirée de Rohsenow, Hartnett et Cho (1998). Il faut aussi remarquer que la correction proposée est utilisée normalement pour des nombres de Nusselt moyens alors qu'elle est utilisée ici pour corriger des nombres de Nusselt locaux obtenus des corrélations précédentes (équations : (4.37), (4.38), (4.41)).

Finalement, en observant attentivement les plages de validité des corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt ou du coefficient de friction, force est de constater qu'il y a des valeurs du nombre de Reynolds qui ne sont pas couvertes. Afin d'assurer une transition la plus lisse possible d'un cas à l'autre, les valeurs de f et de Nu_D sont interpolées lorsqu'on se trouve dans ces conditions. C'est le cas par exemple du calcul du nombre de Nusselt lorsque l'écoulement correspond à une valeur de Reynolds comprise entre 2300 et 3000. La valeur de Nusselt entre le cas laminaire (Nu_D=4,36) et transitionnel (corrélation de Gnielinski) est alors interpolée.

Finalement, le Tableau 4.4 présente un résumé des différentes corrélations pour l'obtention du nombre de Nusselt, Nu_D et du coefficient de friction, f utilisé pour le calcul des pertes de charges et de la corrélation thermique en régime de transition en fonction du régime d'écoulement, Re_D.

Tableau 4.4 Résumé des corrélations utilisées pour l'écoulement interne

Re_D	**Nu_D**	***f***
$\mathrm{Re}_D \le 2300$	$Nu_D^{\vert j} = 4.36$	$f = \dfrac{64}{\mathrm{Re}_D}$
$2300 \le \mathrm{Re}_D \le 3000$	Interpolation linéaire	Interpolation linéaire
$3000 \le \mathrm{Re}_D \le 4000$	$Nu_D^{\vert j} = \dfrac{(f/8)(\mathrm{Re}_D - 1000)\,\mathrm{Pr}}{1 + 12{,}7\,(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)}$	
$4000 \le \mathrm{Re}_D \le 10000$		$\dfrac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[\dfrac{e/(D_{in} - 2d_{in})}{3{,}7} + \dfrac{2{,}51}{\mathrm{Re}_D\sqrt{f}}\right]$
$\mathrm{Re}_D \ge 10000$	$Nu_D^{\vert j} = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0.4}$	

Afin de faciliter l'écriture, les coefficients d'échange équivalent suivant sont définis :

$$U_{rc}^{|j} = \left[\frac{R_{conv/rc}^{|j} + R_{ray/rc}^{|j}}{R_{conv/rc}^{|j} R_{ray/rc}^{|j}} \right] \tag{4.43}$$

$$U_{ca}^{|j} = \left[\frac{R_{conv/ca}^{|j} + R_{ray/ca}^{|j}}{R_{conv/ca}^{|j} R_{ray/ca}^{|j}} \right] \tag{4.44}$$

$$U_{rf}^{|j} = \left[\frac{1}{R_{conv/rf}^{|j}} \right] \tag{4.45}$$

Il est ensuite possible de manipuler les équations précédentes afin d'obtenir le système d'équations linéaires suivant (3 équations par nœud de calcul ou par tranche) où les variables dépendantes sont T_r, T_c et T_f pour chaque nœud. L'équation de bilan sur le tube externe au nœud j donne :

$$U_{rc}^{|j} T_r^{|j} - \left(U_{rc}^{|j} + U_{ca}^{|j} \right) T_c^{|j} = -U_{ca}^{|j} T_a \tag{4.46}$$

Alors que l'équation de bilan sur l'absorbeur au nœud j est :

$$-\left(U_{rc}^{|j} + U_{rf}^{|j} \right) T_r^{|j} + U_{rc}^{|j} T_c^{|j} + U_{rf}^{|j} T_f^{|j} = -\left(\tau\alpha \right) G_T D_{in} \frac{L}{n} \tag{4.47}$$

Et que l'équation de bilan sur le fluide au nœud j donne :

$$\rho_f^{|j-1} \dot{V}_f c_{p/f}^{|j-1} T_f^{|j-1} + U_{rf}^{|j} T_r^{|j} - \left(U_{rf}^{|j} + \rho_f^{|j} \dot{V}_f c_{p/f}^{|j} \right) T_f^{|j} = 0 \tag{4.48}$$

Pour cette dernière équation, le premier nœud sera un cas particulier puisque le fluide ne provient pas du nœud précédent mais plutôt de l'air extérieur à température ambiante :

$$U_{rf}^{|1}T_r^{|1} - \left(U_{rf}^{|1} + \rho_f^{|1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|1}\right)T_f^{|1} = -\rho_f^{|a}\dot{V}_f c_{p/f}^{|a}T_a \tag{4.49}$$

Ces équations peuvent donc s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$[A][T] = [B] \tag{4.50}$$

Le détail des matrices est explicité à l'ANNEXE II. De la même façon que pour le modèle de tube en stagnation en régime permanent, il faut itérer pour déterminer les températures. En effet, comme les coefficients de la matrice [A] dépendent de la température. Il faut dans un premier temps supposer les températures pour ensuite calculer les coefficients de la matrice [A] et résoudre le système d'équations. Ensuite, ces nouvelles températures sont utilisées afin de recalculer les coefficients. Le système d'équations est ainsi résolu de façon itérative jusqu'à ce que la température entre deux itérations consécutives soit inférieure à un critère spécifié. La Figure 4.1 présente l'algorithme de résolution.

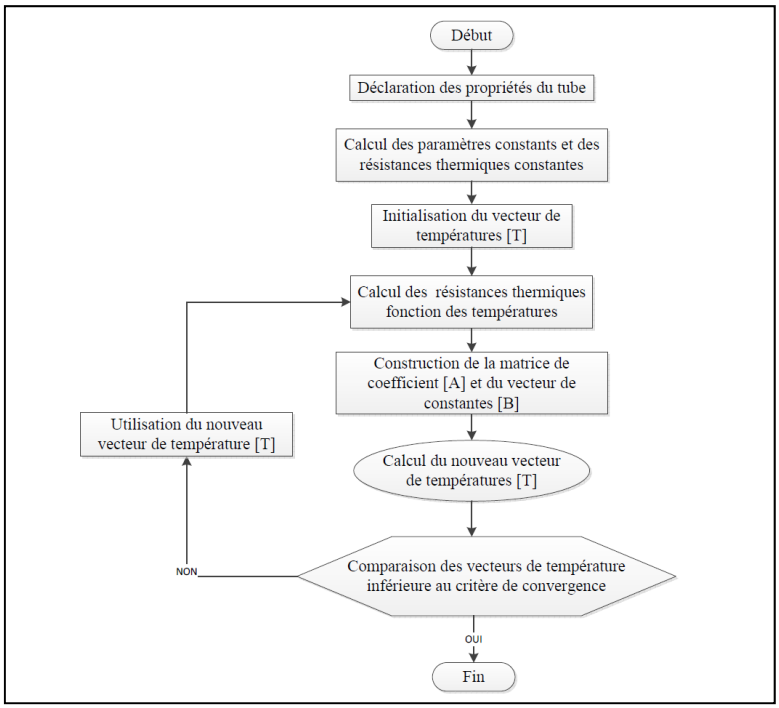


Figure 4.11 Algorithme de résolution du modèle avec écoulement en régime permanent

Le nouveau vecteur de température est calculé à l'aide des capacités d'inversion de matrices disponibles directement dans Matlab telle que la division à gauche.

$$[T] = [A]^{-1}[B] \tag{4.51}$$

Une estimation des pertes de charges est finalement obtenue à partir de l'équation suivante (White, 2011) :

$$\Delta P = \frac{fL\rho_f u_f^2}{2D_h} \tag{4.52}$$

Il est à noter que pour le calcul des pertes de charges, les propriétés sont évaluées à l'entrée du tube uniquement. Une meilleure estimation aurait pu être obtenue en utilisant un coefficient de friction, *f* moyen sur la longueur du tube mais tel n'était pas l'objectif.

4.2.1.1 Résultats

Le modèle précédent permet dans un premier temps d'obtenir la température produite par un tube pour un débit, un rayonnement solaire, une vitesse de vent et une température ambiante donnés. Si on effectue le calcul pour 100 nœuds, un débit de 30 m^3/h (Re_D=16 250), un rayonnement solaire de 1000 W/m^2, une température ambiante extérieure de 20 °C et une vitesse de vent de 5 km/h, la carte de température présentée à la Figure 4.12 est obtenue.

Cette carte de température représente une vue en coupe du tube. La première bande de couleur verticale en partant de la gauche représente la température ambiante extérieure. Celle immédiatement à sa droite représente la température du tube externe. On a ensuite une bande blanche représentant l'espace de vide. Finalement on a respectivement la température de la paroi du tube interne et la température du fluide.

Rapport-Gratuit.com

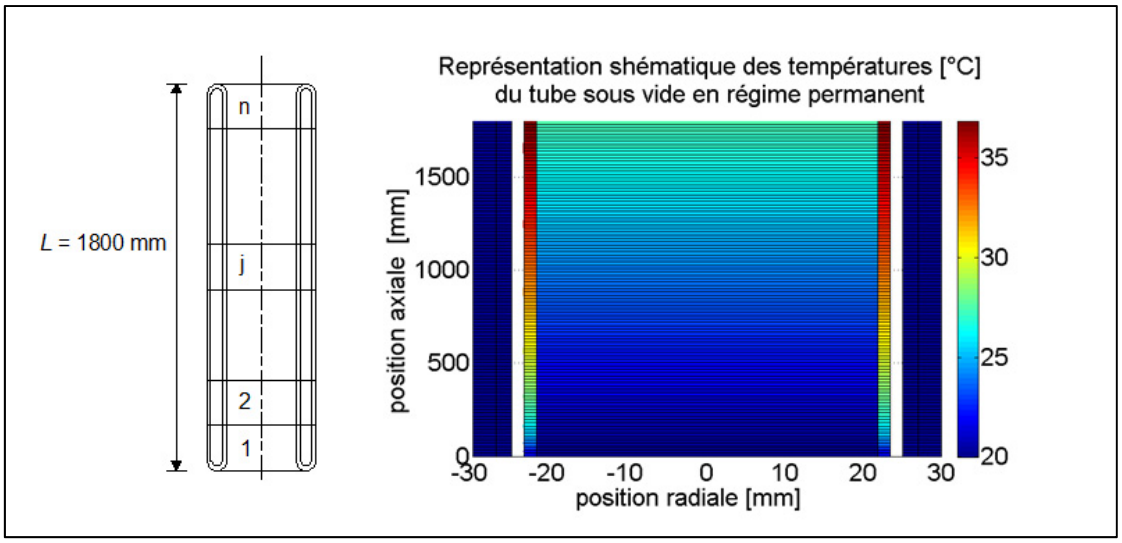


Figure 4.12 Carte des températures du tube sous vide

Le gain en température est d'environ 7,46 °C sur toute la longueur du tube. La température de sortie du tube est donc de 27,46 °C. Le graphique de la Figure 4.13 présente l'évolution des températures du fluide et de la paroi au long du tube en fonction de la position le long de l'axe. Cette représentation surprendra le lecteur habitué à visualiser des profils de vitesse et de température d'un écoulement fluide dans une conduite circulaire droite. En effet, le profil radial de l'un ou l'autre devrait être plus ou moins parabolique. Ici, dans le fluide, la température est constante radialement puisque ce modèle n'est pas bidimensionnel mais quasi 2D.

Sur la Figure 4.13, les profils correspondent aux profils décrits par Incropera, Lavine et DeWitt (2011) pour un écoulement interne dans un tube avec un flux de chaleur imposé comme condition à la frontière. De même, en consultant l'évolution du coefficient de convection à l'intérieur du tube, il est possible de constater l'impact de la correction utilisée afin de tenir compte de la longueur d'entrée.

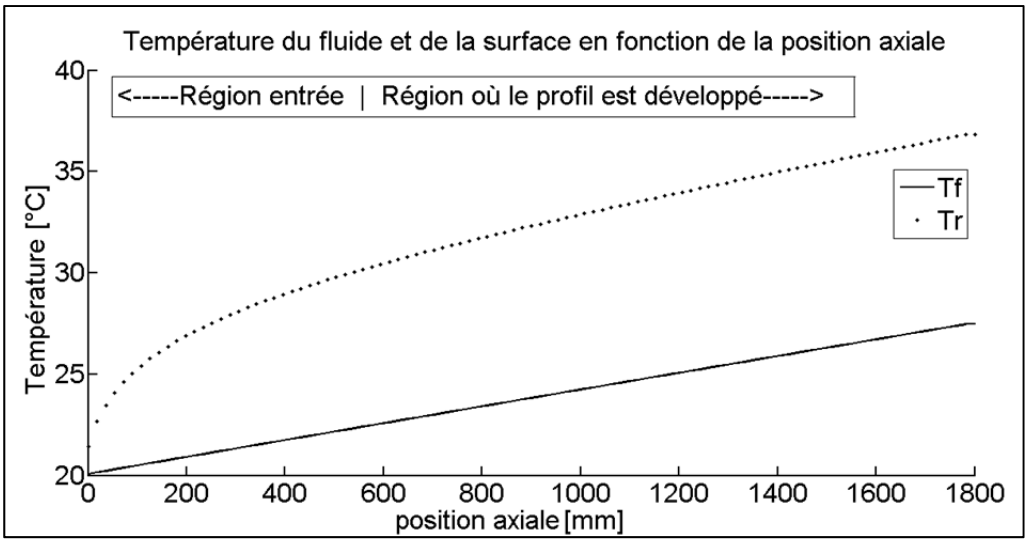


Figure 4.13 Évolution des températures du fluide et de la paroi au long du tube

La Figure 4.14 présente la variation du coefficient de convection en fonction de la position dans le tube.

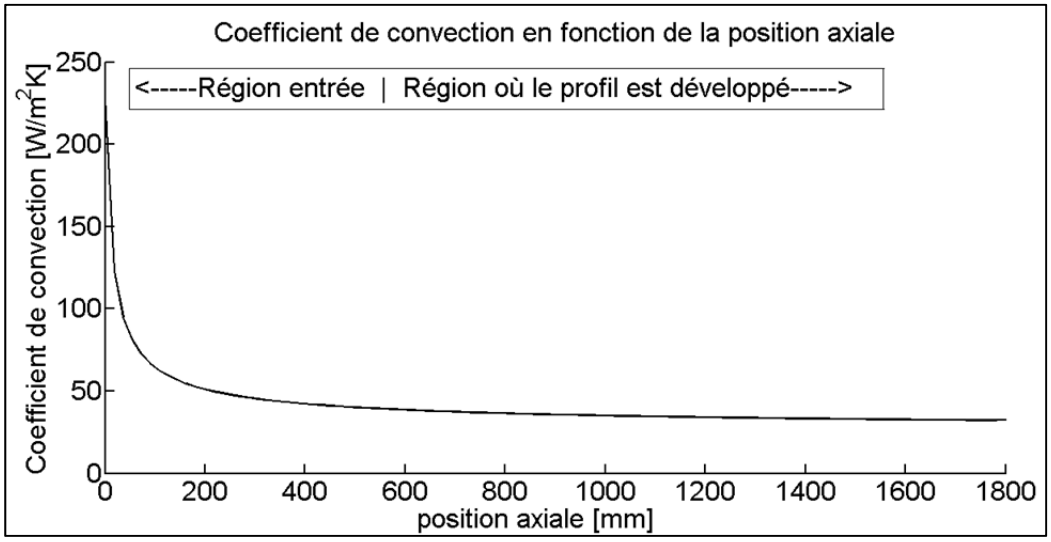


Figure 4.14 Évolution du coefficient de convection au long du tube

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Ce coefficient est très élevé à l'entrée et décroit rapidement vers la valeur du coefficient dans la région des profils complètement développés. Ce profil a aussi été présenté de façon qualitative dans Incropera, Lavine et DeWitt (2011)

À partir du modèle, il est possible d'évaluer l'impact des différents paramètres environnementaux sur les performances du tube traduit par le gain en température produit. Pour ce faire, il s'agit alors de fixer tous les paramètres et de faire varier alternativement le débit, le rayonnement solaire, la température ambiante et la vitesse du vent.

Dans un premier temps, T_a=20 °C, V_{vent}=5 km/h, G_T=1000 W/m^2 sont fixé et le débit varie de 1 à 30 m^3/h par pas de 1 m^3/h. La Figure 4.15 présente ces résultats. On obtient alors l'impact sur la température de sortie du tube (en haut à gauche), le coefficient de transfert de chaleur moyen (coefficient de convection forcée moyen à l'intérieur du tube) (en haut à droite), sur le rendement(en bas à gauche) et sur les pertes de charge (en bas à droite). La Figure 4.15 présente ces résultats.

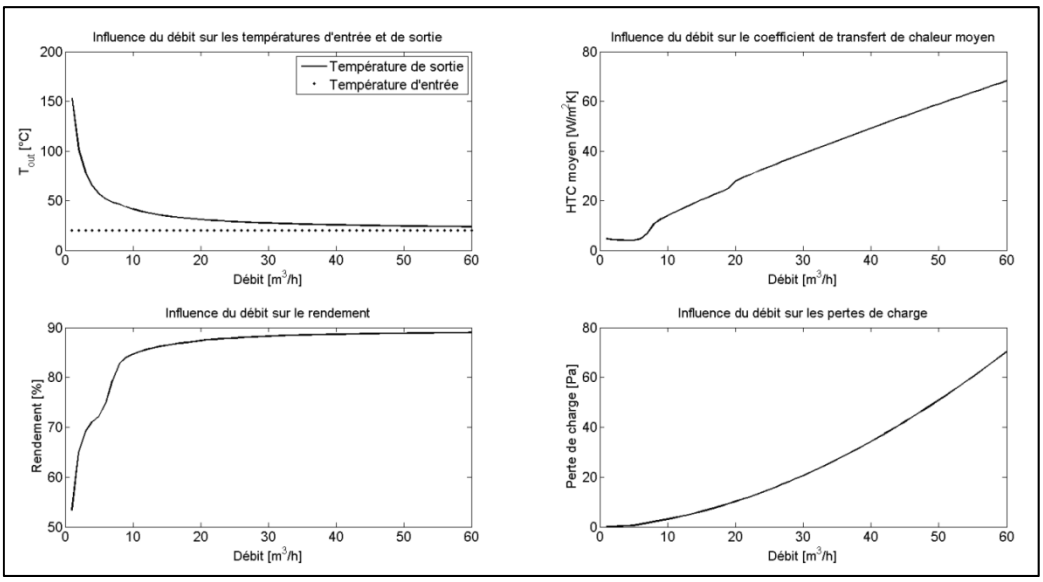


Figure 4.15 Influence du débit sur différents paramètres de sortie

Sur la Figure 4.15, fort est de constater que les quatre paramètres sont fortement dépendants du débit. En effet, le premier graphique illustre l'influence du débit sur la température de

sortie. La température d'entrée dans le tube est aussi représentée. Pour un débit infini, l'augmentation de température sera pratiquement nulle, mais pour un faible débit le gain en température dépasse les 100 °C. Il faut aussi noter l'impact sur le rendement, plus le débit est petit moins bon est le rendement. Des discontinuités sont présentes sur les courbes du rendement et du coefficient de transfert thermique moyen (coefficient de convection moyen à l'intérieur du tube). Cela résulte du fait que trois corrélations sont utilisées pour le calcul du coefficient de convection dans le tube comme présenté précédemment : la première pour le régime laminaire; la seconde en zone de transition; et la troisième pour un écoulement turbulent. Les transitions entre les différentes corrélations ne sont pas lisses ce qui se répercute sur le calcul du rendement. Finalement, les pertes de charge augmentent pratiquement selon un profil exponentiel à mesure que le débit augmente.

Dans un deuxième temps, T_a=20 °C, V_{vent}=5 km/h, $\dot{V} = 30\,\mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ et le rayonnement solaire varie de 0 à 1000 W/m^2 par pas de 50 W/m^2. L'impact sur la température de sortie du tube, le coefficient de transfert de chaleur moyen (coefficient de convection forcée moyen à l'intérieur du tube), le rendement et les pertes de charge est présenté à la Figure 4.16 dans un ordre similaire à la Figure 4.15.

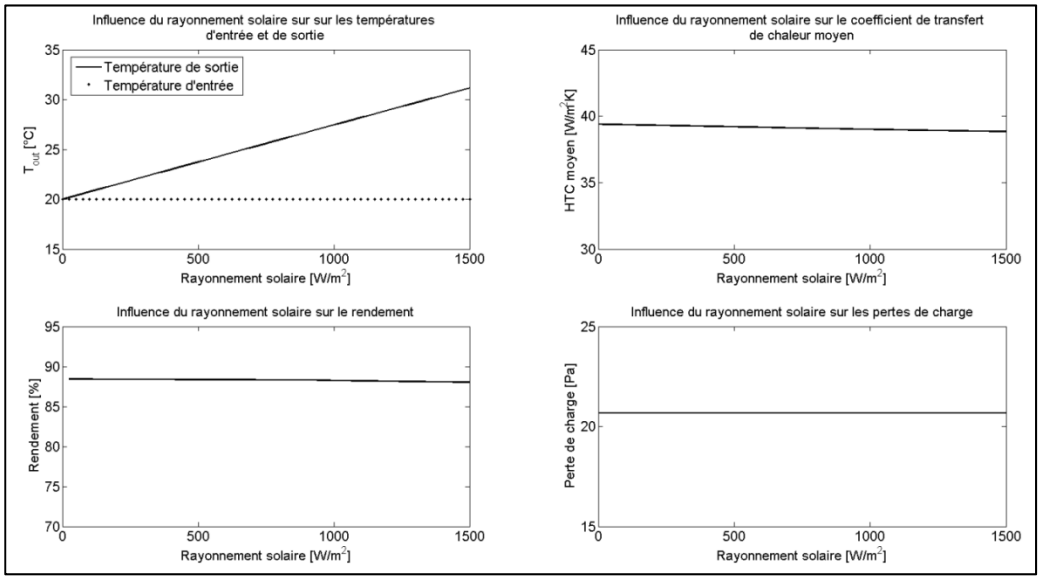


Figure 4.16 Influence du rayonnement solaire sur différents paramètres de sortie

La Figure 4.16 indique tout d'abord que le gain en température augmente avec l'augmentation de rayonnement solaire et qu'un rayonnement solaire nul ne produit naturellement aucun chauffage. Le rayonnement solaire n'a aucun impact apparent sur les pertes de charge. De même, l'impact sur le rendement et le coefficient de convection forcé à l'intérieur du tube (coefficient de transfert de chaleur moyen) est très faible. Pourquoi? Parce que si les températures sont plus élevées cet effet se traduit par une variation des propriétés de l'air qui, pour une assez grande variation de température varient relativement peu pour un fluide comme l'air dans l'intervalle 20 °C à 50 °C. Un rayonnement plus élevé réduira le rendement du tube puisque ce dernier aura plus de pertes vers l'ambiant à mesure que la température augmente. Finalement, on assiste à une faible réduction du coefficient de convection moyen, car l'augmentation de température fait varier les paramètres thermophysiques du fluide (viscosité, nombre de Prandtl, etc.)

Dans un troisième temps, G_T=1000 W/m^2, V_{vent}=5 km/h, $\dot{V}=30$ m^3/h et la température ambiante varie de -20 à 30 °C par pas de 2 °C. L'impact sur la température de sortie du tube, le coefficient de transfert de chaleur moyen (coefficient de convection forcée moyen à l'intérieur du tube), le rendement et les pertes de charge est ainsi obtenu. La Figure 4.17 présente ces résultats dans un ordre similaire aux deux figures précédentes.

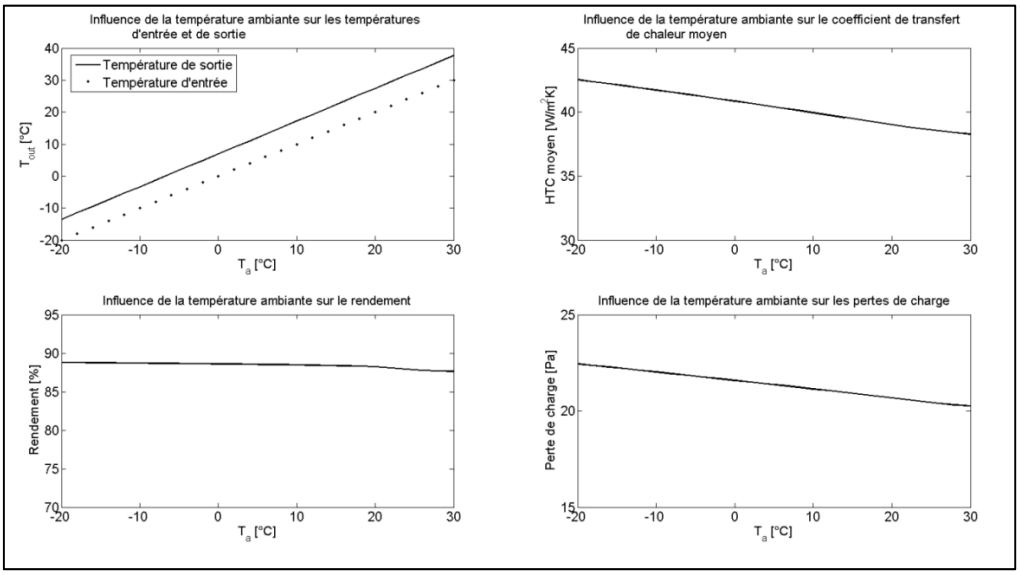


Figure 4.17 Influence de la température ambiante sur différents paramètres de sortie

La Figure 4.17 indique tout d'abord que le gain en température est pratiquement constant. Une augmentation d'environ 7 °C sur la longueur du tube est observée. De même, l'augmentation de température réduit le coefficient d'échange à l'intérieur du tube. Cela est compatible avec le comportement observé lors de l'augmentation de rayonnement solaire. En effet, la température ambiante qui constitue la température d'entrée dans le tube fait varier les paramètres thermophysiques de l'air et affecte le coefficient de convection. De même, les pertes de charge diminuent avec l'augmentation de température. Cela peut s'expliquer avec la viscosité plus faible de l'air à plus grande température. Finalement, le rendement est plus élevé lorsque la température est plus faible à l'extérieur. Typiquement, il est permis de croire qu'à mesure que la température diminue à l'extérieur les pertes du collecteur sont intuitivement plus grandes et ainsi le rendement devrait diminuer. Or, dans le cas présent, le gain de température sur le tube est pratiquement toujours le même, la température d'entrée du tube étant la température de l'air ambiant. Cet effet n'est donc pas présent. C'est plutôt une réduction du rendement avec l'augmentation de température qui est observée. Une hypothèse expliquant ce comportement provient du fait que la résolution se fait à débit volumique constant. Or, le rendement provient de l'énergie utile récupérée qui dépend du débit massique et la masse volumique de l'air varie de façon relativement significative entre l'hiver et l'été.

Finalement, G_T=1000 W/m^2, $\dot{V} = 30$ m^3/h, T_a=20 °C sont fixés et la vitesse du vent varie de 5 à 40 km/h par pas de 1 km/h. La Figure 4.18 montre l'impact de cette variation sur les quatre paramètres présentés antérieurement.

Le vent n'a pratiquement aucun effet sur les performances du tube. En effet, une très légère baisse du rendement est présente avec l'augmentation de la vitesse du vent, mais sans plus. Cela peut s'expliquer par une augmentation du refroidissement convectif du tube externe qui va diminuer la température du tube externe et augmenter les pertes du tube. Toutefois, cette température est toujours voisine de T_a ce qui explique l'indépendance relative des quatre paramètres par rapport à la vitesse du vent.

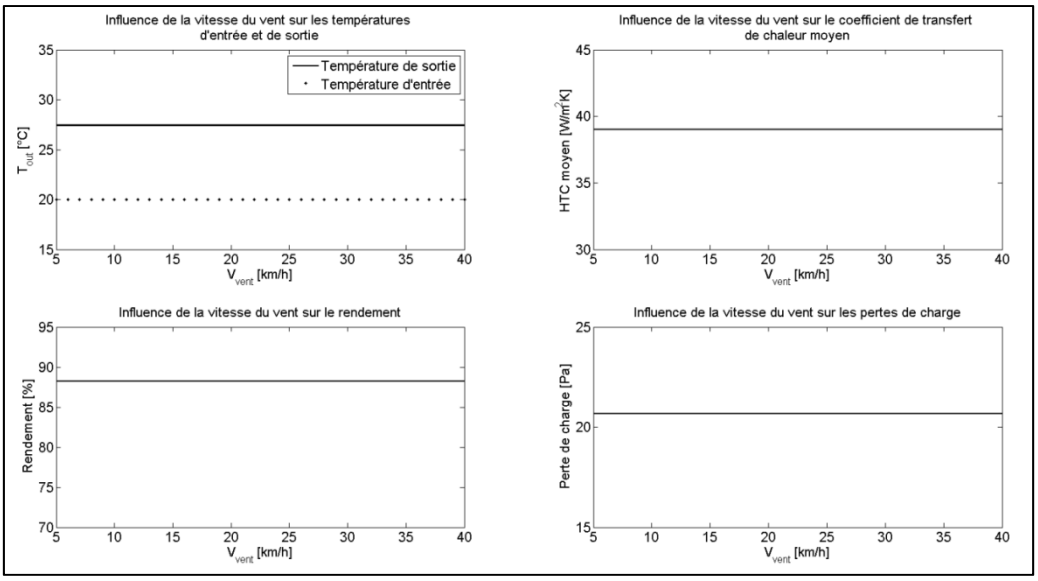


Figure 4.18 Influence de la vitesse du vent sur différents paramètres de sortie

4.2.2 Régime transitoire

Dans le cas du modèle transitoire avec écoulement dans le tube, la même analogie thermique/électrique que celle présentée en régime permanent à la Figure 4.10 précédente est employée.

En effectuant un bilan au nœud *j* sur le tube externe, l'équation suivante est obtenu :

$$\left(\frac{m_{g/out}c_{p/g}}{n}\right)\frac{dT_c^{|j}}{dt}=\left[\frac{R_{conv/rc}^{|j}+R_{ray/rc}^{|j}}{R_{conv/rc}^{|j}R_{ray/rc}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_c^{|j}\right)-\left[\frac{R_{conv/ca}^{|j}+R_{ray/ca}^{|j}}{R_{conv/ca}^{|j}R_{ray/ca}^{|j}}\right]\left(T_c^{|j}-T_a\right) \quad (4.53)$$

Alors que l'équation de bilan au nœud *j* sur le tube interne (absorbeur) est :

$$\left(\frac{m_{g/in}c_{p/g}}{n}\right)\frac{dT_r^{|j}}{dt}=(\tau\alpha)\left(G_T+G_r\right)D_{in}\frac{L}{n}-\left[\frac{R_{conv/rc}^{|j}+R_{ray/rc}^{|j}}{R_{conv/rc}^{|j}R_{ray/rc}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_c^{|j}\right)-\left[\frac{1}{R_{conv/rf}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_f^{|j}\right) \quad (4.54)$$

Finalement, au nœud j sur le fluide l'équation donne :

$$\left(\frac{m_{g/f}c_{p/f}^{|j}}{n}\right)\frac{dT_f^{|j}}{dt}=\rho_f^{|j-1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j-1}T_f^{|j-1}+\left[\frac{1}{R_{conv/rf}^{|j}}\right]\left(T_r^{|j}-T_f^{|j}\right)-\rho_f^{|j}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j}T_f^{|j} \tag{4.55}$$

Ce sont presque les mêmes équations que présentées précédemment à la différence près que le terme différentiel associé au stockage d'énergie est désormais non nul et que le rayonnement solaire à l'entrée du modèle inclus le rayonnement solaire réfléchi. Afin de résoudre, une méthode de Runge-Kutta d'ordre quatre est de nouveau utilisée. Les mêmes équations que pour la résolution du modèle transitoire en stagnation sont obtenues mais elles doivent être appliquées pour chacun des nœuds de la manière suivante :

$$T_r^{|j}(t+\Delta t)=T_r^{|j}(t)+\frac{\Delta t\left(f_1^{|j}+2f_2^{|j}+2f_3^{|j}+f_4^{|j}\right)}{6} \tag{4.56}$$

Où

$$f_1^{|j}=\left.\frac{dT_r^{|j}}{dt}\right|_{\left(t,T_r^{|j}(t)\right)} \tag{4.57}$$

$$f_2^{|j}=\left.\frac{dT_r^{|j}}{dt}\right|_{\left(t+\frac{\Delta t}{2},T_r^{|j}(t)+\frac{f_1^{|j}\Delta t}{2}\right)} \tag{4.58}$$

$$f_3^{|j}=\left.\frac{dT_r^{|j}}{dt}\right|_{\left(t+\frac{\Delta t}{2},T_r^{|j}(t)+\frac{f_2^{|j}\Delta t}{2}\right)} \tag{4.59}$$

$$f_4^{|j}=\left.\frac{dT_r^{|j}}{dt}\right|_{\left(t+\Delta t,T_r^{|j}(t)+f_3^{|j}\Delta t\right)} \tag{4.60}$$

Au final, la solution de chacune des températures T_i (T_c, T_r, et T_f) se présente sous la forme d'une matrice telle que présentée à la Figure 4.19.

La résolution se fait de façon explicite. En effet, le calcul débute à partir des conditions initiales. Successivement, les calculs s'effectuent un nœud à la foi pour le premier pas de temps au long de l'axe du tube pour ensuite passer au pas de temps suivants et ainsi de suite. La Figure 4.20 présente l'algorithme de résolution implanté sous Matlab.

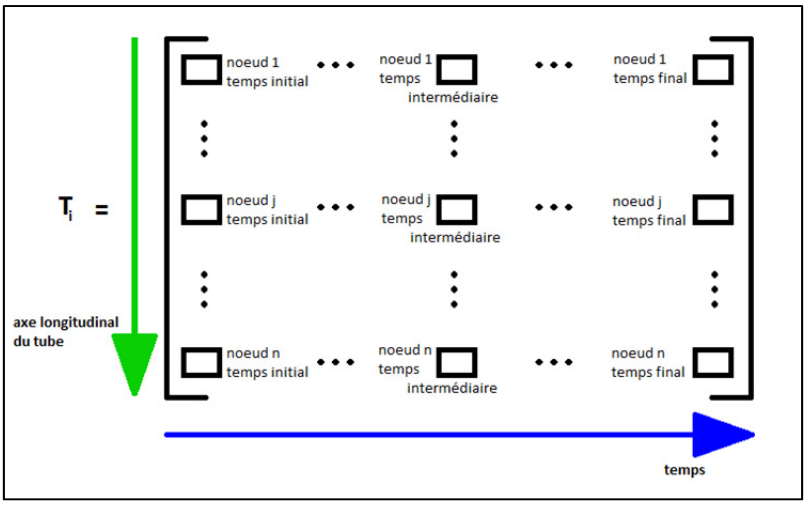


Figure 4.19 Représentation qualitative des matrices de températures recherchées

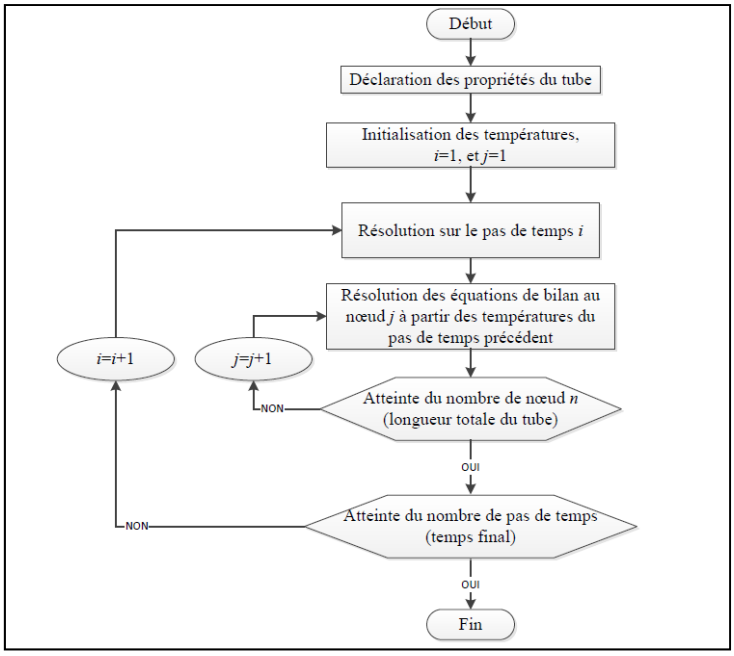


Figure 4.20 Algorithme de résolution du modèle avec écoulement en régime transitoire

4.2.2.1 Validation du modèle

Afin de valider le modèle présenté à la section précédente, un tube a été placé à l'extérieur à une inclinaison d'environ 45°. Le tube utilisé est un tube aux deux extrémités ouvertes dans lequel un débit d'air circule à l'aide d'un ventilateur centrifuge. La Figure 4.21 présente le montage utilisé pour la validation et ses composantes principales.

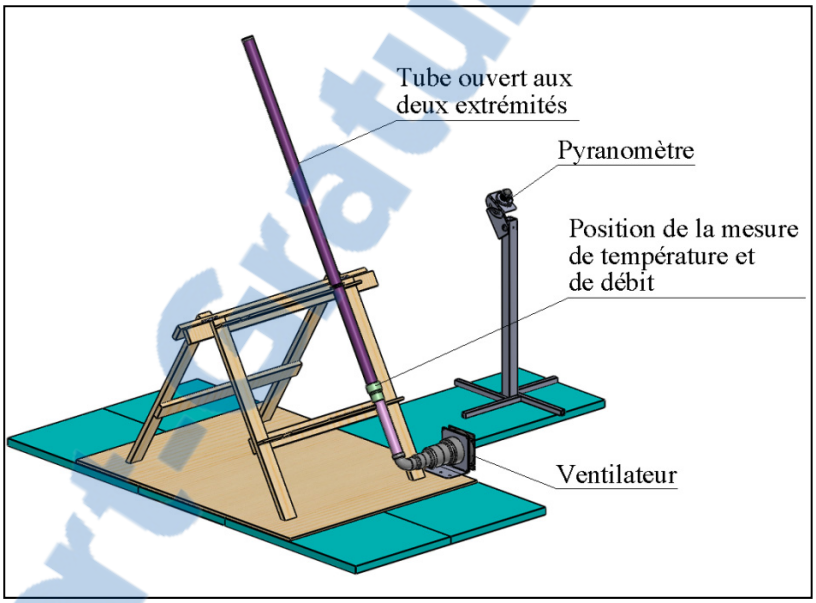


Figure 4.21 Montage expérimental pour la validation
du modèle avec écoulement

Comme précédemment, un pyranomètre CMP3 de Kipp & Zonen ayant une incertitude journalière inférieure à 10 % (Kipp & Zonen, 2013b) est utilisé pour mesurer le rayonnement solaire incident G_T dans le plan du tube. Pour contrecarrer l'effet de la distorsion induite par un pyranomètre fixe, les lectures assurant la validation des prédictions ont été effectuées près de midi solaire. Comme précédemment la température de l'air à la sortie du tube est mesurée à l'aide d'un thermocouple type T (Omega, modèle 5TC-TT-T-20-36) classe 1 précis à ± 0,5 °C. Le débit est mesuré à l'aide d'un tube de Pitot (Dwyers, modèle 166-12) ayant un diamètre de 1/8 po. Un transmetteur de pression (Omega, modèle PX655-0.25DI) est utilisé pour lire la pression différentielle. La précision de ce transmetteur est environ de 0,3 % de la

Rapport-Gratuit.com

pleine échelle qui est de 0,25 po H_2O (0,2 Pa). Il faut prendre en considération que le transmetteur de pression est utilisé à l'extérieur et dans une plage de température à l'extérieur de la plage de température compensée, cela pourra donc affecter la précision des mesures de débit. La mesure de pression sera ensuite convertie en vitesse à l'aide de la relation suivante :

$$P_{dynamique} = \frac{1}{2}\rho_{air}u_f^2 \tag{4.61}$$

La lecture de vitesse, u_f est corrigée à l'aide de la mesure de température prise avec le thermocouple puisque la température affecte la masse volumique de l'air ρ_{air} présente dans l'équation (4.55). Si les erreurs supplémentaires apportées par la variation de masse volumique et l'utilisation du transmetteur à l'extérieur en plein hiver sont négligées, on obtient une précision d'environ ±0.6 m/s. Cette incertitude se répercutera sur le débit volumique qu'on calcule à l'aide de la surface de la section du tuyau : la précision est d'environ ±0.3 m^3/h. Or, comme la conduite est très petite, la mesure de vitesse s'effectue au centre de la conduite et elle est multipliée par un facteur 0,9 selon les spécifications du manufacturier. Le manufacturier indique de plus que la mesure de vitesse moyenne (ou de débit) prise de cette façon est au mieux précise à 10 % (3 m^3/h). Finalement, la vitesse du vent et la température ambiante sont mesurées à l'aide de la station météo (voir ANNEXE III).

Le graphique de la Figure 4.22 montre les résultats de l'acquisition de données en journée ensoleillée de même que les conditions environnementales et d'opération présentent lors du test. En haut à gauche les mesures de températures de l'air ambiant (à l'entrée du tube) et les températures de sorties mesurée et simulée en fonction du temps en secondes sont présentées. En bas à gauche la vitesse du vent est illustrée, en haut à droite les mesures de rayonnement solaire, totale dans le plan (G_T), totale horizontale (G) et réfléchis (G_r) et finalement en bas à droite la mesure de débit en fonction du temps.

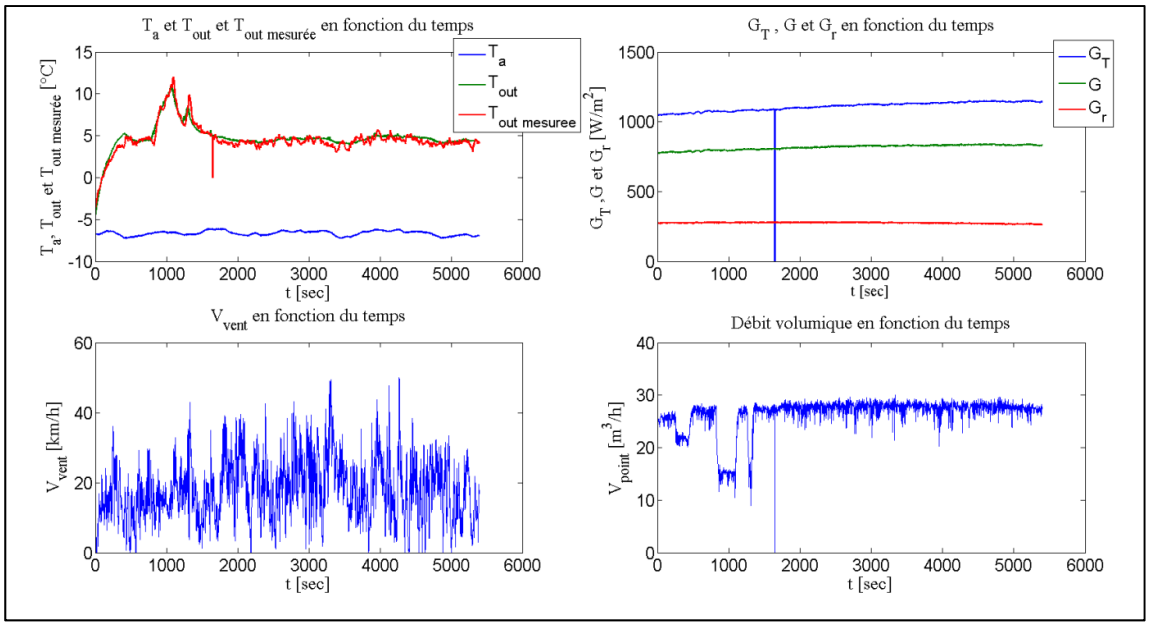


Figure 4.22 Résultats de la validation expérimentale du modèle avec écoulement d'air

Une comparaison de la température de l'air à la sortie du tube simulée par le modèle et de la température mesurée à l'aide du thermocouple est présentée à la Figure 4.23.

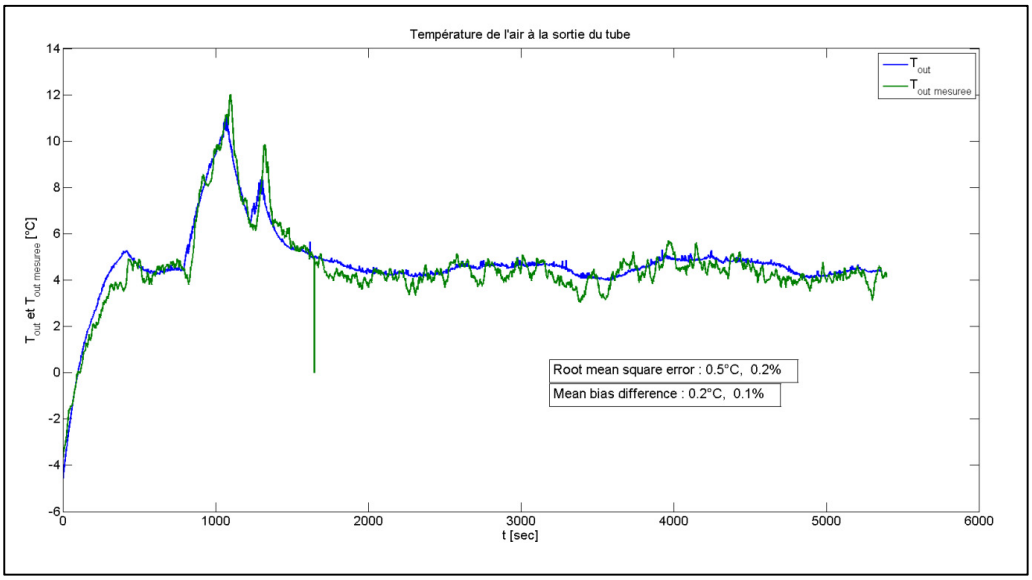


Figure 4.23 Comparaison des températures expérimentale et simulée de l'air à la sortie du tube

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

De la même façon que précédemment, l'erreur moyenne quadratique et l'erreur de justesse moyenne sont calculées à l'aide des Équations (4.29) et (4.30). Les Figure 4.22 et 4.23 montrent que le modèle suit très bien la dynamique du système. Il y a une erreur de la carte d'acquisition (autour de la seconde 1700) où la carte n'a renvoyé que des zéros. Cette erreur n'a toutefois pas affecté les valeurs simulées. Le débit a été varié au départ (30, 20 et 15 m^3/h) de l'acquisition afin de vérifier le comportement dynamique du modèle. Le débit a ensuite été fixé autour de 30 m^3/h afin d'atteindre un régime quasi permanent. Le gain en température était alors d'environ 8 °C pour une seule passe de l'air dans le tube. L'erreur moyenne quadratique calculée est de l'ordre de 0,5 °C. Cet écart est très faible en comparaison de l'incertitude sur les mesures expérimentales qui pourrait expliquer un décalage dans les mesures. Encore ici, trois corrélations (en fonction du débit) sont utilisées afin de calculer le coefficient de convection à l'intérieur du tube. La précision de ces corrélations peut aussi être une cause d'écart entre la simulation et les mesures expérimentales.

4.3 Modèle du plénum et influence de l'épaisseur d'isolant

Afin d'être en mesure de fixer les paramètres géométriques du collecteur, il importe d'évaluer l'impact de l'épaisseur d'isolant sur le plénum chaud. Seulement le plénum chaud est isolé puisque l'air d'alimentation est à température extérieure dans le plénum froid et en l'absence de gradient de température, il n'y a donc aucune perte thermique associée à ce plénum. Le seul avantage d'isoler le plénum froid serait de pouvoir renverser le sens d'écoulement dans le collecteur et ainsi pouvoir réaliser des assemblages série/parallèle de collecteur afin de répondre à une application particulière. La Figure 4.24 présente schématiquement un modèle simplifié (seulement l'isolant est représenté) des pertes thermiques dans le plénum.

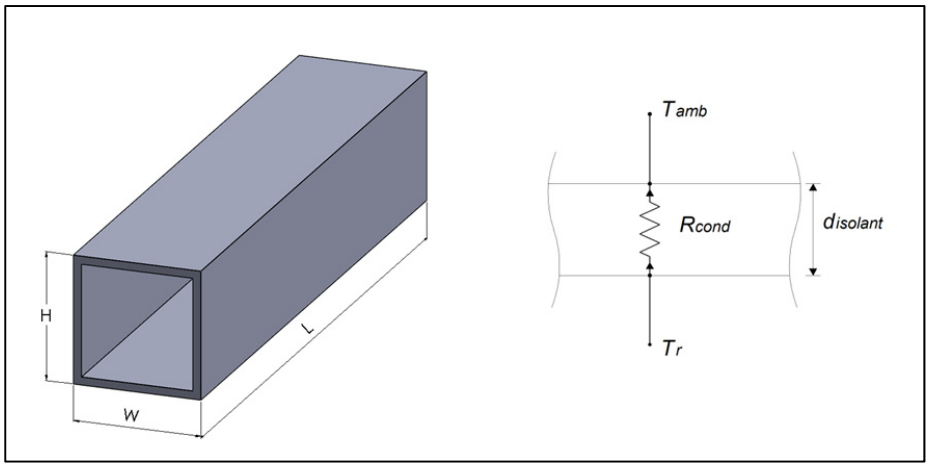


Figure 4.24 Modèle thermique du plénum

Dans ce modèle, on considère uniquement la résistance thermique de l'épaisseur d'isolant, la conductivité thermique des parois étant au moins 100 fois plus élevée que celle de l'isolant et les coefficients de convection interne et externe devraient induire des résistances faibles par rapport à l'isolant, $\frac{1}{h} < \frac{d_{isolant}}{k_{isolant}}$. Le transfert de chaleur est considéré unidimensionnel et les effets des coins sont négligés. Les pertes sont toutefois surestimées ce qui permet de rester conservateur sur les performances anticipées et l'épaisseur d'isolant nécessaire. Un gradient de température fixe est considéré entre l'intérieur du plénum et l'air ambiant. De même, l'isolant utilisé est de la mousse de polyuréthane dont la valeur de conductivité thermique est donnée par Incropera, Lavine et DeWitt (2011). Les coefficients de convection interne et externe sont infinis. Les températures de l'air à l'intérieur du plénum et de l'air ambiant sont donc utilisées comme température de surface. Les pertes thermiques s'expriment de la façon suivante :

$$Q_{pertes} = \frac{(T_r - T_a)}{R_{conv/in} + R_{cond} + R_{conv/out}} \tag{4.62}$$

Où les résistances de convection sont négligées et la résistance de conduction est fonction de l'épaisseur d'isolant $d_{isolant}$ de la conductivité thermique $k_{isolant}$ et de la surface d'échange A_{ple} comme suit :

$$R_{cond} = \frac{d_{isolant}}{k_{isolant} A_{ple}} \tag{4.63}$$

Où la surface d'échange est définie de la façon suivante (la superficie de la surface externe de l'isolant est utilisée) :

$$A_{ple/out} = 2\times\left(W_{ple} + 2d_{isolant}\right)\times L_{ple} + 2\times\left(H_{ple} + 2d_{isolant}\right)\times L_{ple} \tag{4.64}$$

Le Tableau 4.5 présente les paramètres utilisés dans le calcul.

Tableau 4.5 Paramètres utilisés dans le modèle de plénum

Variable	**Valeur**	**Unités**	**Description**
$k_{isolant}$	0,026	W/m K	Conductivité thermique du polyuréthane à 300 K
T_r	variable	°C	Température de sortie des tubes sous vide
T_a	variable	°C	Température ambiante extérieure
L_{ple}	1 200	mm	Longueur du plénum
H_{ple}	140	mm	Hauteur du plénum
W_{ple}	140	mm	Largeur du plénum
$d_{isolant}$	variable	mm	Épaisseur d'isolant

À partir de ce modèle simple en régime permanent, il est possible d'évaluer l'impact de l'épaisseur d'isolant sur les pertes thermiques. La Figure 4.25 présente les résultats pour différentes différences de température entre l'intérieur du plénum et l'air ambiant, T_r-T_a.

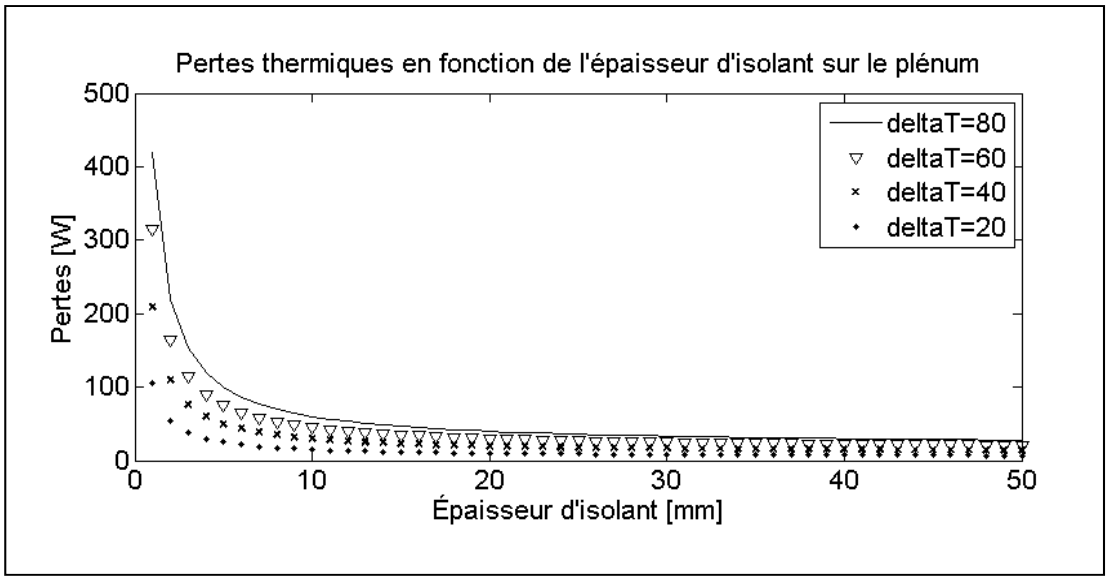


Figure 4.25 Influence de l'épaisseur d'isolant sur
les pertes thermiques du plénum

La Figure 4.25 montre que pour une épaisseur supérieure à 10 mm une augmentation de l'épaisseur d'isolant n'apporte qu'une très faible diminution des pertes et ce peu importe le différentiel de température. Il y aurait toutefois intérêt à mettre une épaisseur d'isolant d'environ 30 mm pour laquelle l'augmentation du delta de température à moins d'influence que pour une épaisseur de 10 mm. Toutefois, pour des raisons de coûts et d'encombrement, une épaisseur de 10 mm a été retenue (pratiquement, en Amérique du Nord, ce sera 12 mm ou ½ po). La Figure 4.26 montre un zoom sur la Figure 4.25 afin d'être en mesure d'apprécier les valeurs numériques.

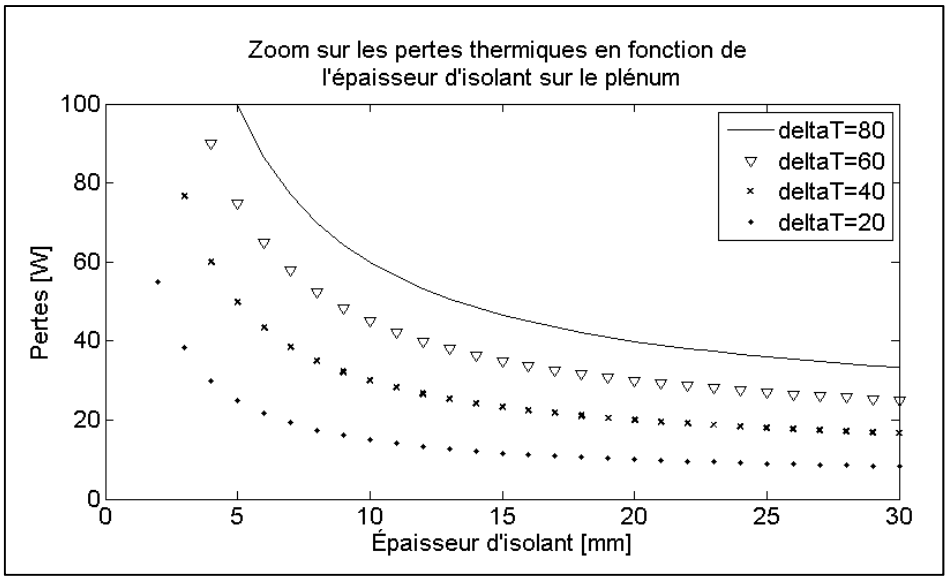


Figure 4.26 Zoom sur l'influence de l'épaisseur d'isolant sur les pertes thermiques du plénum

La Figure 4.26 montre qu'une épaisseur de 10 mm engendrera des pertes de l'ordre de 60 W pour un différentiel de température de 80 °C en comparaison de l'isolation de 30 mm plus performante qui aurait plutôt des pertes de l'ordre de 40 W.

CHAPITRE 5

CONCEPTION FINALE

Les modèles développés au chapitre 4 ont montré que les performances des collecteurs sont dépendantes du rayonnement solaire et du débit. L'impact d'une variation de longueur ou de diamètre du tube n'a toutefois pas été analysé. En effet, les tubes sont fabriqués en Chine et seulement un nombre fini de longueurs et de diamètres sont disponibles. Il serait toutefois possible de placer plusieurs tubes en séries afin d'augmenter le gain en température du fluide caloporteur traversant le collecteur. Ces aspects de même que l'arrangement de plusieurs collecteurs ensemble n'ont pas été étudiés dans le cadre de cette étude.

5.1 Caractéristiques du collecteur

Cette section présente les caractéristiques d'un prototype préindustriel de collecteur conçu pour opérer en boucle ouverte (c'est-à-dire pour préchauffer l'air neuf d'un bâtiment). Le collecteur est donc composé de 10 tubes sous vide pour une puissance nominale d'environ 1,5 kW. Le modèle présenté se compose d'un plénum froid, d'un plénum chaud et de tubes sous vide tel que spécifié sur la Figure 5.1.

La conception repose sur des tôles d'aluminium qui peuvent être fabriquées par un sous-traitant de découpe laser/pliage numérique. L'utilisation de l'aluminium repose à la fois sur des considérations ayant trait au poids, à la corrosion et aux subventions disponibles pour la valorisation de ce matériau. En effet, le Québec est producteur d'aluminium, le coût de l'électricité aidant à l'implantation des alumineries sur son territoire. Le fonctionnement général du collecteur ayant été présenté dans un chapitre antérieur, les sections suivantes s'attarderont plutôt à la description des parties du collecteur.

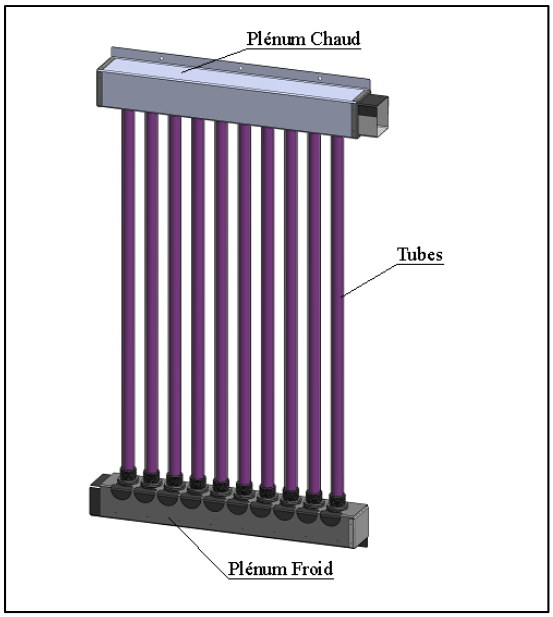


Figure 5.1 Identification des parties du collecteur

5.1.1 Plénum chaud

Le plénum chaud est formé d'un conduit en tôle d'aluminium 12 gages (épaisseur). Des cales en aluminium permettent de centrer le conduit intérieur dans lequel l'air circule. Les tôles sont pré percées et sont assemblées avec des rivets. L'espace d'air entre les deux conduits est rempli de polyuréthane expansé qui donnera une cohésion structurelle à l'assemblage. L'épaisseur d'isolant retenu est de 10 mm (comme mentionné précédemment pour des raisons de coût et d'encombrement), mais pourrait varier en fonction des performances désirées. La Figure 5.2 présente le plénum chaud.

Des anneaux de silicone (vendu avec les tubes) sont utilisés afin de faire l'étanchéité entre les tubes et le plénum. De même, l'assemblage du conduit intérieur doit se faire en premier. Les deux tôles en forme de « U » et le couvercle en bout sont fixés à l'aide de rivets. Par la suite, les cales sont insérées sur l'assemblage qu'on installe à l'intérieur de la tôle extérieure. Les couvercles sont ensuite ajoutés aux extrémités, les anneaux de silicone et les tubes sont alors installés. On passe ensuite à l'assemblage du plénum froid afin de maintenir les tubes en

place. Finalement, l'ensemble est retourné face contre terre et on coule le polyuréthane dans l'espace entre les deux conduits. L'excédent de mousse polyuréthane est retiré et la plaque refermant le plénum est rivetée en place.

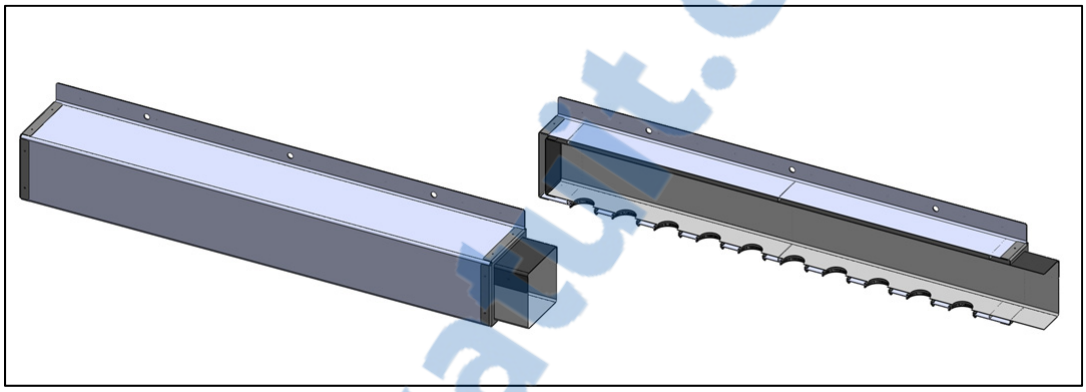


Figure 5.2 Plénum chaud modélisation en 3D (gauche) vue en coupe (droite)

5.1.2 Plénum froid

Le plénum froid n'est pas isolé. Il a été conçu à l'aide de tôles de la même façon que le plénum chaud. Une attention particulière a toutefois été portée afin de permettre le montage/démontage des tubes. En effet, comme il est question d'un prototype, d'une part la durabilité des tubes n'est pas assurée, d'autre part, le démontage aisé des tubes permettra de faire des tests en insérant par exemple des réseaux d'ailettes à l'intérieur des tubes tels que décrits par les brevets de Wang (2010b). La Figure 5.3 présente le plénum froid.

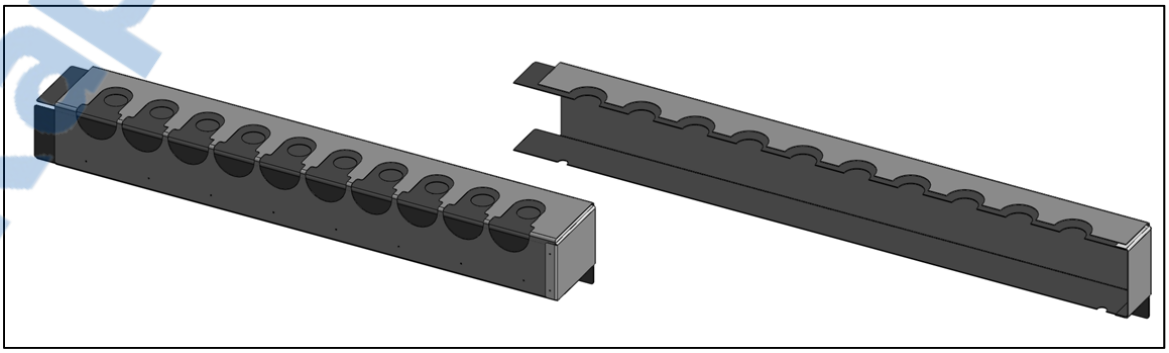


Figure 5.3 Plénum froid modélisation en 3D (gauche) vue en coupe (droite)

Rapport-Gratuit.com

Sur la vue en coupe, il est possible de noter que des perforations de drainages ont été pratiquées à la base du collecteur. En effet, comme le collecteur chauffe l'air, l'humidité relative diminue donc lorsque l'air le traverse. Toutefois, il pourrait y avoir infiltration d'eau lors de fortes pluies, ou l'humidité de l'air présent à l'intérieur du collecteur pourrait se condenser lorsque la température diminue la nuit. Ces perforations sont donc présentes afin d'éviter la présence d'eau stagnante au fond du plénum qui pourrait causer le développement de moisissures et contaminer l'air traversant le collecteur. Par ailleurs, le plénum froid est composé de trois tôles : deux tôles imbriquées l'une sur l'autre et un couvercle. Des glissières ont en effet été découpées sur l'une des tôles imbriquées afin de permettre le démontage aisé des tubes. Pour se faire, un raccord de plomberie standard qui sera collé sur le tube est utilisé. Le raccord vient ensuite se serrer sur la tôle extérieure. La Figure 5.4 illustre ce principe.

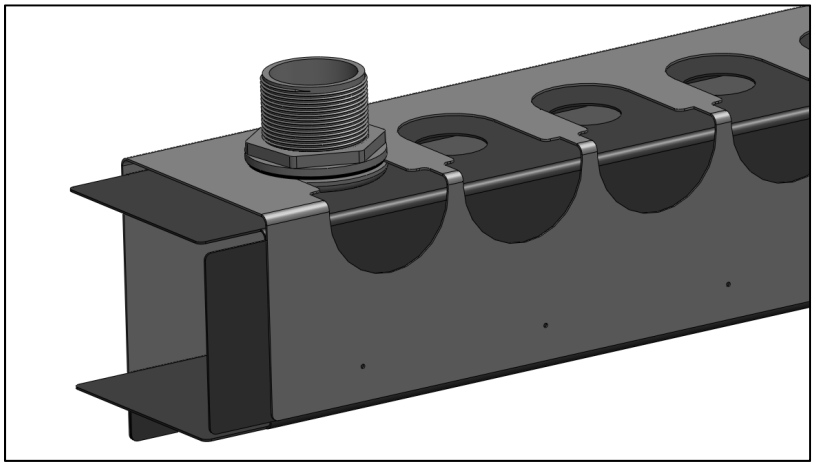


Figure 5.4 Montage des raccords de plomberie standard sur le plénum froid

La Figure 5.4 illustre aussi la présence de trous de positionnement sur la tôle externe du plénum. En effet, comme l'assemblage des tôles est prévu par rivetage, on pré perce une des deux tôles. Ces trous servent au positionnement et les trous sur l'autre tôle sont ultérieurement faits manuellement. Cela permet une certaine marge d'erreur. En effet, la position des trous pourrait légèrement varier lors du pliage et rendre l'assemblage impossible si tous les trous étaient faits sur toutes les tôles. La section suivante présente l'installation des tubes.

5.1.3 Installation des tubes

Il est très important de pouvoir démonter facilement les tubes. En effet, comme indiqué précédemment, l'ajout d'ailettes ou le remplacement des tubes pourraient s'avérer nécessaires. Un raccord de plomberie est collé de façon coaxiale sur chacun des tubes. La Figure 5.5 illustre schématiquement le montage.

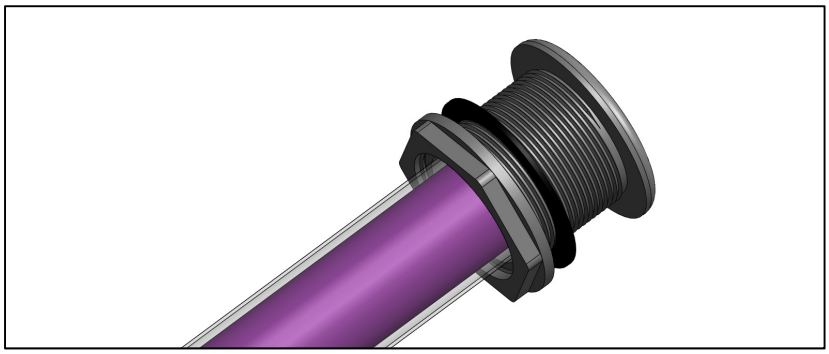


Figure 5.5 Montage du raccord de plomberie sur le tube

Par la suite, le tube est installé sur le collecteur. Pour se faire, ces tubes sont insérés de biais dans le plénum chaud et ils entrent en glissière sur le plénum froid. L'assemblage est illustré sur la Figure 5.6.

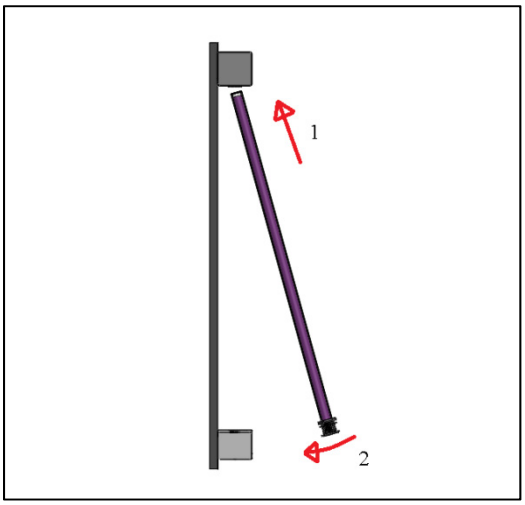


Figure 5.6 Installation des tubes
sur le collecteur

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Le raccord est ensuite serré sur la tôle externe du plénum froid comme illustré à la Figure 5.4.

5.2 Exemple de banc d'essai

Afin d'évaluer les performances réelles du collecteur et de vérifier s'il répond aux besoins et spécifications définies précédemment, un collecteur devrait être fabriqué et testé. Les procédures de test sont présentées dans la norme canadienne CSA F-378 (CSA, 2011). Un banc d'essai devrait alors être conçu et fabriqué. Différents travaux portant sur des collecteurs solaires à air comportent un volet expérimental (Delisle et Kummert, 2012; Liang, 2009; Xu et al., 2012). La Figure 5.7 illustre un exemple de banc d'essais tiré des travaux de Delisle et Kummert (2012).

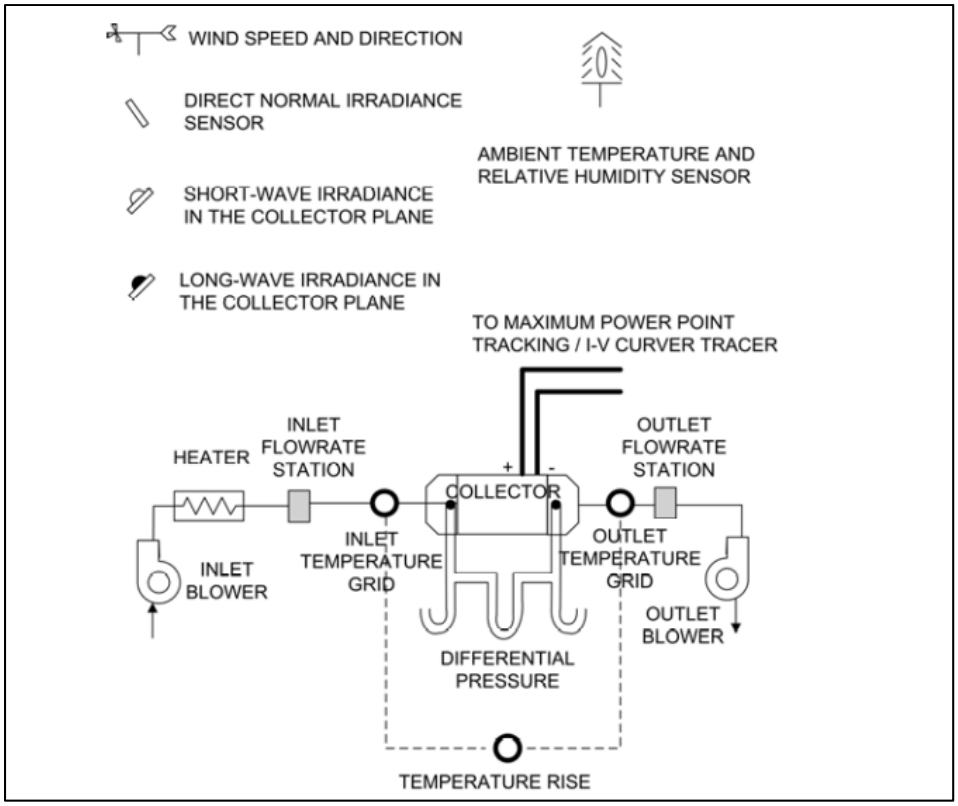


Figure 5.7 Exemple de banc d'essai pour le test des performances d'un collecteur à air tiré de Delisle et Kummert (2012)

Sur le schéma précédent, les instruments utilisés pour la mesure des paramètres météo sont indiqués dans la partie supérieure. Le banc d'essai présenté est situé à l'extérieur et est utilisé pour le test de capteurs hybride PVT, c'est-à-dire photovoltaïque/thermique. Les instruments météo peuvent donc légèrement différer. De même, un système de suivi solaire qui minimise l'angle d'incidence du soleil sur le collecteur (le collecteur est donc constamment orienté vers le soleil) est employé. Cela favorise notamment l'atteinte d'un maximum de captation du rayonnement. On remarque aussi la présence d'un serpentin électrique qui permet de préchauffer l'air à l'entrée du collecteur ce qui permet de voir l'impact des pertes thermiques du collecteur à différents points d'opération. En plus des habituelles mesures de température et de pression de part et d'autre du collecteur afin de déterminer les pertes de charge et le gain en température, on note aussi une double mesure du débit (en amont et en aval du collecteur). Cela permet de déterminer les fuites d'air dans le collecteur. Finalement, deux ventilateurs sont utilisés afin de jouer sur la pressurisation du collecteur. Il est donc possible de tester le collecteur en pression positive, négative et à pression quasi nulle.

5.3 Performances anticipées

Il n'est pas facile d'anticiper les performances globales du collecteur. D'une part, on peut toujours, pour des conditions données (rayonnement solaire, vitesse de vent, température ambiante), utiliser le modèle en régime permanent afin de prédire la température de sortie et l'énergie utile produite par un tube. On peut ensuite multiplier cette énergie par 10, le nombre de tubes du prototype de collecteur et finalement soustraire l'énergie perdue par le plénum en utilisant la courbe représentant les résultats pour 10 mm d'isolant. Cela ne donnera par contre qu'une évaluation sommaire. De façon générale, on représente les performances des collecteurs solaires sur un graphique du rendement en fonction de $\frac{T_x - T_{amb}}{G_T}$ où T_x est la température du fluide caloporteur à l'entrée du collecteur, à la sortie ou la température moyenne (entre l'entrée et la sortie). La Figure 5.8 tirée de la littérature représente les courbes typiques pour quatre types de collecteurs (les collecteurs solaires non

vitrés utilisés surtout pour le chauffage des piscines, les collecteurs solaires plans vitrés avec ou sans revêtement sélectif de l'absorbeur et les collecteurs solaires à tubes sous vide).

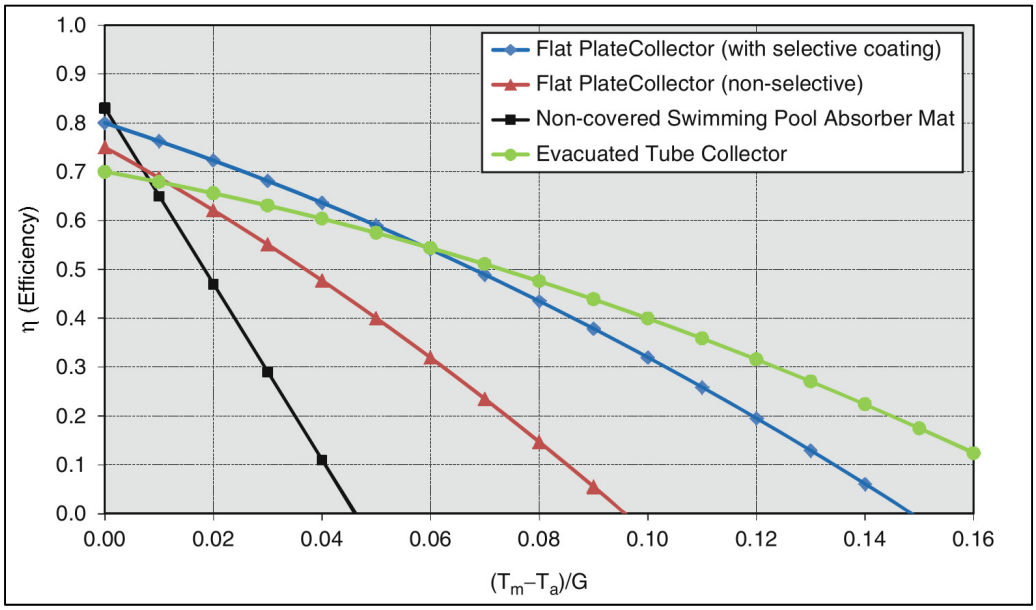


Figure 5.8 Courbes de performances typiques des collecteurs solaires tirées de Fortuin et Stryi-Hipp (2012)

Or, ces courbes permettent de tenir en compte l'influence de la température ambiante et du rayonnement solaire sur un même graphique. Dans le cas d'un collecteur solaire en boucle ouverte tel que celui proposé dans cette étude, un problème survient puisque la température d'entrée du fluide caloporteur dans le collecteur est la température ambiante. Ce qui cause un problème dans le cas où le T_x choisi serait la température d'entrée du fluide caloporteur dans le collecteur (le numérateur de la variable $\frac{T_x - T_{amb}}{G_T}$ serait alors toujours nul). De même, dans le cas d'un collecteur utilisant l'air comme fluide caloporteur, les performances sont très sensibles au débit d'air dans le collecteur comme le soulignent Delisle et Kummert (2012) et comme on le constate sur la Figure 4.15 qui présente l'influence du débit sur les performances du tube sous vide. La question d'évaluation des performances n'est donc pas simple et ne sera pas abordée plus en détail dans le présent travail. D'autant plus qu'une

certaine incertitude demeure quant à l'uniformité du débit dans le collecteur ce qui pourrait apporter des performances différentes d'un tube à l'autre à l'intérieur d'un même collecteur.

CONCLUSION

Le présent projet avait pour objectif de présenter la conception et d'un collecteur solaire à tube sous vide utilisant l'air comme fluide caloporteur adapté au climat nordique du Canada de même que la simulation de ses performances à travers l'élaboration d'un modèle thermique.

La pertinence du développement des technologies solaires thermiques a tout d'abord été présentée sur la base de diverses statistiques se rapportant à la consommation d'énergie au Québec et au Canada. Les défis associés au climat y ont d'ailleurs été soulignés. Les grandes variations de température entre l'été et l'hiver font généralement varier la demande de chaleur entre l'été (moment où la ressource solaire est plus grande) et l'hiver (moment où la ressource solaire est plus faible). Les besoins de chaleur ne sont donc pas en adéquation avec la disponibilité de celle-ci.

Par la suite, une revue de la littérature pertinente au projet a été présentée. Le but de ce chapitre était de présenter le cadre théorique indispensable à la réalisation du projet. Successivement, une description du fonctionnement des collecteurs solaires thermiques de même que les composants principaux ont été présentés. Le cadre normatif entourant le solaire thermique de même que les organismes de certifications ont ensuite été énumérés. Par la suite, un état de l'art concernant la recherche sur les collecteurs solaires thermiques à air de même que les différents brevets récents ont été mentionnés. Finalement, la modélisation thermique des collecteurs solaires thermiques a été présentée selon deux volets : les modèles thermiques unidimensionnels permettant d'évaluer l'impact des paramètres externes (rayonnement solaire, température ambiante, vitesse du vent, débit, ombrage) sur les performances du collecteur et les modèles CFD s'attardant à des aspects plus particuliers de la conception. Le choix du type de modèle sera donc fonction du besoin. Les modèles unidimensionnels permettent généralement plus de flexibilité tel que le jumelage avec des données météo réelles tandis que les modèles CFD seront plutôt limités par la précision de leurs conditions aux frontières. En effet, il sera difficile de produire un modèle à l'aide d'un

code commercial qui pourra tenir en compte des conditions de rayonnement solaire et de température extérieure variable dans le temps. Il sera toutefois possible d'analyser avec précision la répartition de l'écoulement dans le collecteur.

Le cahier des charges du projet de conception a ensuite été établi. Pour se faire, une démarche standard de conception a été utilisée. Les besoins auxquels le collecteur solaire devait répondre et les spécifications permettant d'évaluer ses performances ont été établies. Le collecteur devait répondre à quatre catégories de critères concernant le coût, la robustesse les performances thermiques et l'esthétisme. Le but étant d'obtenir un collecteur au fini esthétique, robuste c'est-à-dire capable d'opérer plusieurs années durant, et procurant de bonnes performances thermique. Le tout devait être fait en considérant la faible densité énergétique de l'énergie solaire au Canada (on parle de 1500 kWh/an/m^2 au Québec) afin de développer un collecteur pertinent au point de vue économique.

Trois concepts de collecteurs solaires utilisant des tubes standards, des tubes ouverts aux deux extrémités et des caloducs ont ensuite été présentés. Les avantages et inconvénients de chacun ont été établis. Les trois concepts ont ensuite été évalués sur la base des critères établis dans le cahier des charges et le concept utilisant les tubes ouvert aux deux extrémités a été retenu pour la suite du projet.

Afin d'évaluer les performances du concept retenu, un modèle thermique était nécessaire. Sur la base de différentes hypothèses, dont celle d'un débit uniforme, le problème a été réduit à la modélisation du comportement thermique d'un tube sous vide. Quatre modèles ont été élaborés chacun construisant sur les connaissances du précédent. Le premier modèle représentait le tube en régime permanent en état de stagnation (c'est-à-dire sans débit à l'intérieur). Dans le second modèle, toujours en stagnation, les équations de transfert de chaleur étaient résolues en régime transitoire. C'est ce qui a permis de valider le modèle en condition réelle à l'aide d'un banc d'essai situé à l'extérieur sur le toit de l'École de technologie supérieure. Un écart quadratique moyen entre les températures de l'absorbeur simulée et mesurée de 5.9 °C en journée ensoleillée et de 5,2 °C en journée nuageuse a été

constaté. Par la suite, un modèle en régime permanent, mais cette fois-ci avec un débit de fluide caloporteur à l'intérieur du tube a été développé. C'est le débit qui a été identifié comme paramètre le plus influent sur les critères de performances du tube analysé. Ce modèle a lui aussi été converti en régime transitoire dans le but de le valider à l'aide de mesures expérimentales. Un écart quadratique moyen entre les températures de sortie du fluide caloporteur simulée et mesurée de 0,5 °C en journée ensoleillée. Finalement, un modèle thermique simplifié du plénum chaud du collecteur nous a permis de conclure sur l'épaisseur d'isolation à utiliser dans la conception. Une épaisseur de 10 mm d'isolant semble un minimum alors qu'il semble inutile de dépasser les 30 mm d'épaisseur.

Dans le dernier chapitre, les résultats de la conception sont exposés. Les différentes parties d'un prototype préindustriel de collecteur solaire à tube sous vide utilisant l'air comme fluide caloporteur conçu pour opérer en boucle ouverte sont présentées. Le collecteur possède ainsi 10 tubes et seulement le plénum chaud est isolé puisque ce dernier opère en boucle ouverte c'est-à-dire en injectant directement l'air extérieur préchauffé par le collecteur dans le bâtiment.

Rapport-Gratuit.com

RECOMMANDATIONS

Différents aspects n'ont pas été traités dans le présent travail. D'une part, une analyse plus exhaustive de l'impact des différents paramètres pourrait être réalisée à l'aide du modèle validé. En effet, l'impact du diamètre des tubes, et de leur longueur n'a pas du tout été analysé. Cela pourrait être fait par le biais d'un plan d'expérience à trois niveaux défini et analysé à l'aide du logiciel StatGraphics Centurion V5. La Figure 5.9 présente un exemple de résultat pour la température de sortie du collecteur.

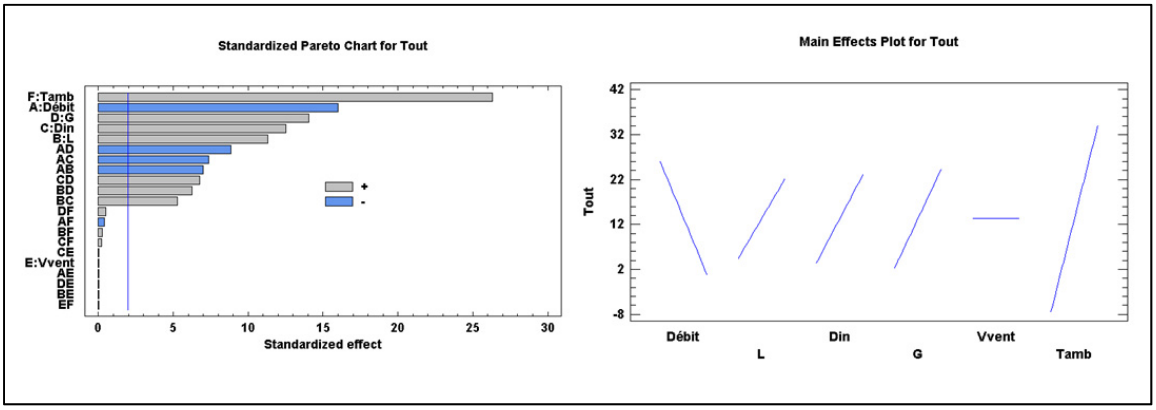


Figure 5.9 Exemple de résultats d'analyse de plan d'expérience avec StatGraphics

De plus, les modèles développés se basent sur une simplification du rayonnement solaire reçu par le collecteur. Or, des travaux sont présents dans la littérature notamment afin de tenir en compte l'ombrage d'un tube sur l'autre en fonction de l'espacement entre les tubes (Beekley et Mather Jr, 1978; Eberlein, 1976). De même, le traitement fait par ces auteurs permet aussi d'analyser l'impact de la distance du réflecteur derrière les tubes. Plusieurs travaux sont aussi réalisés sur le développement d'un réflecteur à l'arrière des tubes (Chow et Harding, 1985; Chow et al., 1984; Muschaweck et al., 2000). Le meilleur choix n'est toutefois pas évident puisque les collecteurs sont généralement placés dans des environnements ou la poussière, et la neige peuvent avoir un impact négatif sur l'utilisation d'un réflecteur. Des coûts de fabrication et de maintenance supplémentaires sont aussi associés à leur utilisation. Ces deux pistes constituent des améliorations qui pourraient être intégrées au modèle déjà développé.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Le collecteur ayant été modélisé en 3D utilisant le logiciel SolidWorks, des dessins de fabrications ont été produits. L'une des étapes suivant le présent projet consisterait à fabriquer le prototype conçu afin d'en évaluer les performances avec un banc d'essai similaire à celui suggéré au CHAPITRE 5. Les tests pourraient, par exemple, comprendre l'essai de différents réflecteurs et l'insertion d'une tôle en forme de « U » à l'intérieur des plénums afin de réduire la section du plénum en fonction du débit qui y circule. Un exemple de cette tôle est présenté sur la Figure 5.10.

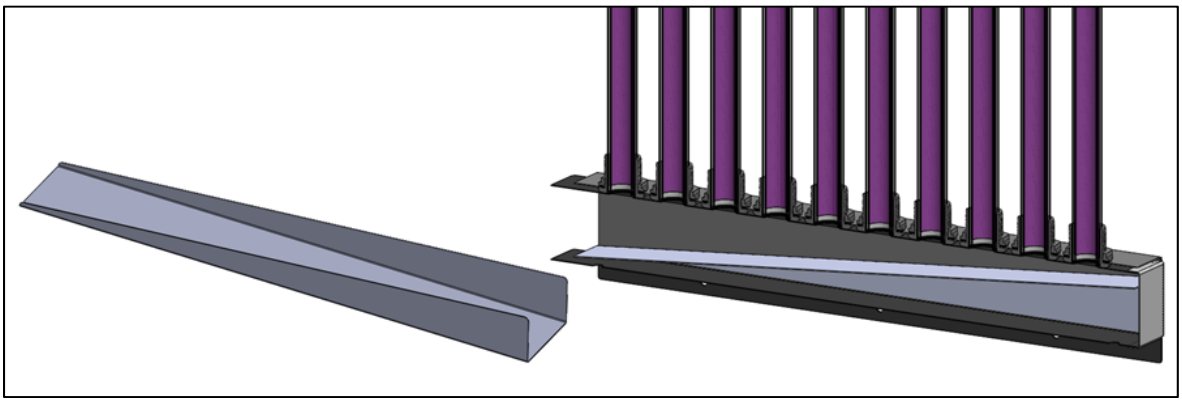


Figure 5.10 Tôle de réduction de section des plénums (gauche) et son montage dans le plénum (droite)

Cette solution a le potentiel d'équilibrer les débits dans les tubes à faible coût. En effet, à mesure que l'air s'écoule dans le plénum, le débit diminue (chacun des tubes retirant une partie du débit) et par conséquent la vitesse diminue aussi. Cette solution pourra en parallèle être étudiée par des simulations CFD de l'écoulement à l'intérieur du collecteur tel qu'il en est question un peu plus loin dans cette section. Finalement, un problème associé à la durabilité et à la sécurité des tubes sous vide ouverts aux deux extrémités doit toutefois être résolu avant de réaliser cette étape. En effet, l'un des essais réalisés tend à indiquer que les tubes peuvent exploser dû aux contraintes thermiques développées en conditions de stagnation.

Finalement, les performances ont été évaluées dans ce projet en formulant l'hypothèse que le débit se répartit de façon uniforme dans tout le collecteur. Une étude numérique faisant appel

à un code CFD commercial serait nécessaire afin de poursuivre avec les résultats préliminaires obtenus à l'aide de CFX dans le cadre de ce projet. La Figure 5.11 présente un exemple de résultat qui pourrait être obtenu.

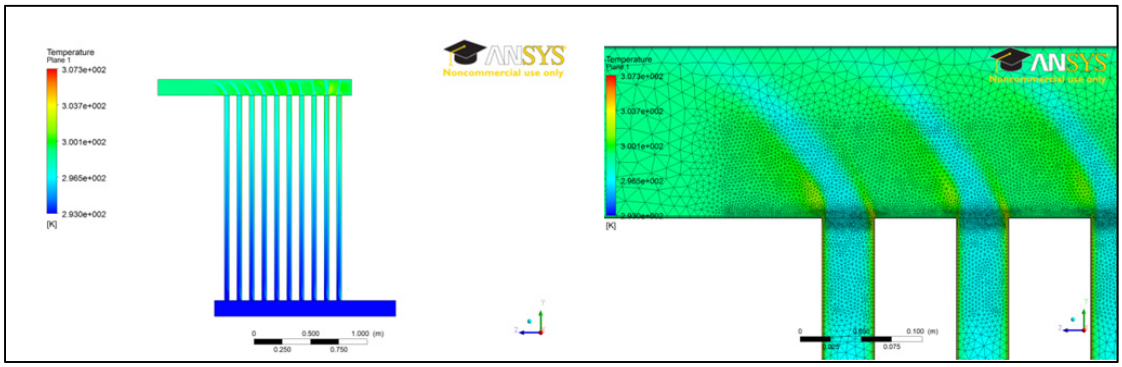


Figure 5.11 Exemple de résultats de simulation CFD réalisé sous ANSYS Workbench à l'aide du solveur CFX

La Figure 5.11 présente la distribution de température sur le plan milieu du collecteur de même qu'un zoom sur le maillage non structuré utilisé.

ANNEXE I

SPÉCIFICATIONS DES TUBES SOUS VIDE

Deux types de tubes sont utilisés dans ce projet. Les premiers tubes sont de l'ancienne technologie en forme d'éprouvette (Made-in-China, 2014). Les principales spécifications de ces tubes sont récapitulées dans le Tableau A I-1.

Tableau A I-1 Liste des spécifications des tubes éprouvette

Symbole	**Valeur**	**Définition et note**
$\mathbf{D_{o_ext}}$	58 [mm]	Diamètre extérieur du tube extérieur
$\mathbf{D_{o_int}}$	47 [mm]	Diamètre extérieur du tube intérieur
$\mathbf{D_{i_int}}$	44,66 [mm]	Diamètre intérieur du tube intérieur mesuré au pied à coulisse
t	1,6 [mm]	Épaisseur paroi de verre
$\mathbf{L_o}$	1800 [mm]	Longueur hors tout du tube extérieur
$\mathbf{L_{abs}}$	1725 [mm]	Longueur visible absorbeur
$\mathbf{L_i}$	1770 [mm]	Longueur interne du tube intérieur
$\mathbf{P_{vac}}$	$< 5 \times 10^{-3}$ [Pa]	Pression du vide entre les tubes
$\boldsymbol{\alpha_{abs}}$	> 93 [%]	Absorptivité de l'absorbeur (faible longueur d'onde)
$\boldsymbol{\varepsilon_{abs}}$	< 8 [%] (80 [°C])	Émissivité de l'absorbeur (grande longueur d'onde)
Verre	Borosilicate 3.3	Matériaux, le 3.3 indique faible expansion thermique
Absorbeur	Al-N/Al	Absorbeur sélectif
$\boldsymbol{\tau_{verre}}$	~ 90 [%]	Transmissivité du verre
$\mathbf{k_{verre}}$	1,2 [W/m K]	Conductivité thermique du verre
$\boldsymbol{\rho_{verre}}$	2,23 [g/cm^3]	Masse volumique du verre

Symbole	Valeur	Définition et note
n_d(λ=587.6 [nm])	1,473	Indice de réfraction du verre
T_{stag}	> 200 [°C]	Température de stagnation
U_L	0,8 [W/m^2°C]	Coefficient de pertes (80 [°C])
Force maximale	0,8 [MPa]	Pression maximale à l'intérieur du tube

Pour la seconde technologie de tubes (ouvert aux deux extrémités) (Linuo, 2014). Les principales spécifications sont présentées dans le Tableau A I-2.

Tableau A I-2 Liste des spécifications des tubes ouverts aux deux extrémités

Symbole	Valeur	Définition et note
D_{o_ext}	58 ±0,7[mm]	Diamètre extérieur tube extérieur
D_{o_int}	47 ±0,7[mm]	Diamètre extérieur tube intérieur
D_{i_int}	43,33 [mm]	Diamètre intérieur tube intérieur mesuré au pied à coulisse
t_i	1,6 [mm]	Épaisseur paroi de verre tube intérieur
t_o	2 [mm]	Épaisseur paroi de verre tube extérieur
L_o	1800 [mm]	Longueur hors tout du tube extérieur
L_{abs}	1765 [mm]	Longueur visible absorbeur
P_{vac}	< 5 x 10^{-3} [Pa]	Pression du vide entre les tubes
α_{abs}	90~93 [%]	Absorptivité de l'absorbeur (faible longueur d'onde) à AM 1,5
ε_{abs}	< 4 ~ 7,5 [%]	Émissivité de l'absorbeur (grande longueur d'onde) (80 ±5 [°C])
Verre	Borosilicate 3.3	Matériaux, le 3.3 indique faible expansion thermique
Absorbeur	Cu/SS-ALN(H)/SS-ALN(L)/ALN	Absorbeur sélectif appliqué par « 3 target magnetron sputtering plating »

Symbole	**Valeur**	**Définition et note**
τ_{verre}	93 ~ 96 [%]	Transmissivité du verre
k_{verre}	1,2 [W/m K]	Conductivité thermique du verre
ρ_{verre}	2,23 [g/cm^3]	Masse volumique du verre
$n_d(\lambda=587.6$ **[nm])**	1,473	Indice de réfraction du verre
U_L	0,4 ~ 0,6 [W/m^2°C]	Coefficient de pertes
T_{max}	-30 ~ 230 [°C]	Températures d'opération

Les tubes ont été achetés en Chine du même Manufacturier : Linuo Solar Thermal Group.

ANNEXE II

SYSTÈME D'ÉQUATION MATRICIELLE

Lors de la résolution du modèle avec écoulement de fluide caloporteur dans le tube en régime permanent, le modèle a été organisé sous la forme de matrices pour faciliter la résolution. Le système d'équation matricielle de l'équation (4.50) est explicité ci-après.

La matrice [T] est le vecteur d'inconnues.

$$[T] = \begin{bmatrix} T_r^{|1} \\ T_c^{|1} \\ T_f^{|1} \\ \vdots \\ T_r^{|j} \\ T_c^{|j} \\ T_f^{|j} \\ \vdots \\ T_r^{|n} \\ T_c^{|n} \\ T_f^{|n} \end{bmatrix} \qquad \text{(A II-1)}$$

Rapport-Gratuit.com

La matrice [B] est un vecteur de constantes.

$$[B]=\begin{bmatrix} -U_{ca}^{|1}T_a \\ -(\tau\alpha)\,G_T D_{in}\,\dfrac{L}{n} \\ -\rho_f^{|a}\dot{V}_f c_{p/f}^{|a}T_a \\ \vdots \\ -U_{ca}^{|j}T_a \\ -(\tau\alpha)\,G_T D_{in}\,\dfrac{L}{n} \\ 0 \\ \vdots \\ -U_{ca}^{|n}T_a \\ -(\tau\alpha)\,G_T D_{in}\,\dfrac{L}{n} \\ 0 \end{bmatrix} \qquad \text{(A II-2)}$$

Finalement, la matrice [A] est la matrice des coefficients.

$$[A]=\begin{bmatrix}
U_{rc}^{|1} & -\left(U_{rc}^{|1}+U_{ca}^{|1}\right) & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-\left(U_{rc}^{|1}+U_{rf}^{|1}\right) & U_{rc}^{|1} & U_{rf}^{|1} & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
U_{rf}^{|1} & 0 & -\left(U_{rf}^{|1}+\rho_f^{|1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|1}\right) & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \iddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\
0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & U_{rc}^{|j} & -\left(U_{rc}^{|j}+U_{ca}^{|j}\right) & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & -\left(U_{rc}^{|j}+U_{rf}^{|j}\right) & U_{rc}^{|j} & U_{rf}^{|j} & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & \cdots & \rho_f^{|j-1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j-1} & U_{rf}^{|j} & 0 & -\left(U_{rf}^{|j}+\rho_f^{|j}\dot{V}_f c_{p/f}^{|j}\right) & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\vdots & \vdots & \vdots & \iddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\
0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & U_{rc}^{|n} & -\left(U_{rc}^{|n}+U_{ca}^{|n}\right) & 0 \\
0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & -\left(U_{rc}^{|n}+U_{rf}^{|n}\right) & U_{rc}^{|n} & U_{rf}^{|n} \\
0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & \rho_f^{|n-1}\dot{V}_f c_{p/f}^{|n-1} & U_{rf}^{|n} & 0 & -\left(U_{rf}^{|n}+\rho_f^{|n}\dot{V}_f c_{p/f}^{|n}\right)
\end{bmatrix} \quad \text{(A II-3)}$$

ANNEXE III

STATION MÉTÉO

Afin de valider les modèles thermiques de tubes sous vide développés, une station météo était nécessaire pour la mesure des paramètres environnementaux :

- Température à l'intérieur du laboratoire;
- Température ambiante extérieure (température sèche);
- Humidité relative;
- Vitesse du vent;
- Direction du vent;
- Rayonnement solaire :
    - Composante directe;
    - Composante réfléchie;
    - Composante diffuse.

Cette station météo quoique ne faisant pas strictement partie du travail de maîtrise, fut réalisée en parallèle à celui-ci. La conception, l'installation et la mise en route de cette installation ont requis un effort considérable et c'est à ce titre que cette annexe est jointe au mémoire. Tout d'abord, la mesure de la température à l'intérieur du laboratoire est effectuée à l'aide d'un capteur à circuit intégré de précision : un LM35 (Figure A III-1). Ce capteur doit être alimenté par une source de tension continue de 5 V. Il fournit une sortie linéaire de 10 mV/°C. La précision de ce capteur est d'environ ±0,25 °C à la température de la pièce et de ±0,75 °C sur sa pleine échelle qui est de -55°C à +150°C. Malgré que l'échelle de mesure du LM35 permette la mesure de températures négatives, le montage utilisé sur la carte d'acquisition employée permet des lectures uniquement sur la gamme positive de +2 à +150 °C (Texas Instruments, 2013). Comme ce capteur est destiné à mesurer la température du local qui est déjà régulée par un chauffage par plinthe électrique (il oscille autour de 22°C), la précision de cette mesure est très bonne. De plus, l'utilisation d'un capteur mesurant la température dans laquelle est placée la carte d'acquisition apporte la flexibilité de

connecter des thermocouples pour des mesures de températures puisque cette température peut être utilisée comme température de jonction froide des thermocouples.

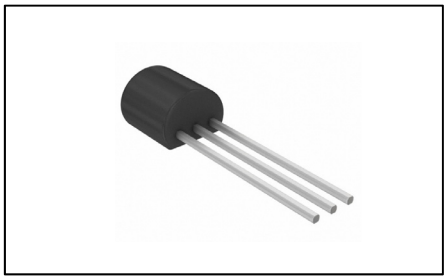


Figure A III-1 Capteur de température LM35

Afin de mesurer la température ambiante extérieure et l'humidité relative, une sonde QFA3171 de la compagnie Siemens illustrée à la Figure A III-2 est utilisée. Ce capteur donne deux sorties de 4 à 20 mA linéaires sur l'étendue de mesure. Pour l'humidité, la plage est de 0 à 100 % avec une précision d'environ ± 2,0 %. Une résistance de platine de 1 000 Ω est utilisée pour mesurer la température. Trois gammes de température sélectionnables sont disponibles. Celle utilisée est de - 35 °C à + 35 °C avec une précision inférieure à ± 1 °C (Siemens, 2014).

Figure A III-2 Sonde Siemens (à gauche) et le protecteur contre le rayonnement solaire (à droite) tiré de Siemens (2014)

Cette sonde est installée du côté nord du laboratoire, sur une tour triangulaire. Cet emplacement permet d'isoler la sonde des pertes de chaleur qui pourraient survenir à travers le mur du laboratoire, tout en la positionnant à l'ombre durant la majeure partie de la journée. Finalement, ce type de sonde nécessite une alimentation à même la boucle. Ainsi, une source de tension continue alimente chacun des deux capteurs. La tension aux bornes d'une résistance de 500 Ω est lu par la suite convertissant ainsi le signal des sondes de 4 à 20 mA en un signal de 2 à 10 V. Le principal avantage relié à ce système est la faible sensibilité au bruit (et ce même si les longueurs de câbles sont élevées). Comme le plus faible signal mesuré est de 2 V, une mesure inférieure à ce voltage (0 par exemple) permet de facilement détecter un problème au niveau des branchements ou de la sonde.

La vitesse et la direction du vent sont mesurées à l'aide d'un « Windmonitor RMY05103 » de la compagnie R. M. Young. La Figure A III-3 présente ce capteur qui combine un anémomètre et une girouette.

Figure A III-3 Capteur de vitesse et direction du vent RMY05103 tirée de(R. M. Young, 2008)

Avec cet instrument, la vitesse du vent est mesurée avec une précision de ± 0,3 m/s ou 1 % de la lecture et la direction avec une précision de ± 3°. Ces valeurs sont valides à partir de la vitesse de démarrage qui est de 1,1 m/s. en deçà de ces vitesses de vent, l'anémomètre et la

vanne de direction ne sont pas en fonction et l'instrument donne par conséquent une valeur erronée. Finalement, une zone morte est présente entre 355° et 360° en ce qui concerne la direction. En effet, l'élément sensible de la direction est un potentiomètre rotatif muni d'un balai. Le signal ne peut donc pas être complètement continu sur toute la circonférence. Comme pour la sonde de température/humidité de Siemens, le capteur comprend l'électronique de conditionnement du signal et donne en sortie un signal de 4 à 20 mA linéaire sur l'étendue de mesure de chacune des sorties. La plage pour la mesure de vitesse est de 0 à 100 m/s et de 0 à 360° pour la direction (R. M. Young, 2008). Finalement, l'anémomètre est placé sur le toit du laboratoire à environ 6 m au-dessus du toit. Il est important de noter ici que le but de cette mesure est de connaître la vitesse de vent locale au niveau des montages, et non la vitesse de vent qui serait non perturbée par les bâtiments adjacents au laboratoire. Le montage de panneaux solaires plans inclinés à 45 ° d'azimut sud juste en dessous de l'anémomètre affect les lectures en augmentant les vitesses de vent lorsque celui-ci arrive du sud, mais de façon générale, l'anémomètre est installé à l'endroit le plus flexible.

Le rayonnement solaire est mesuré à l'aide de pyranomètres d'Eppley CMP3 (Figure A III-4) de la compagnie Kipp & Zonen. Leur précision est inférieure à 10 % en moyenne sur une journée (Kipp & Zonen, 2013b).

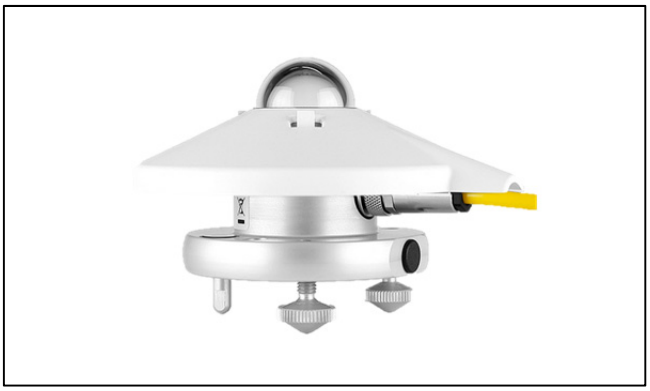


Figure A III-4 Capteur de rayonnement solaire tirée de Kipp & Zonen (2013b)

La sortie de ces capteurs est linéaire en µV. Le principe de fonctionnement se base sur l'effet Seebeck. Une thermopile est donc construite dans un boîtier isolé muni d'un double dôme procurant une bonne isolation. Un pyranomètre est orienté horizontalement face vers le haut et il mesure le rayonnement solaire total horizontal. Un second pyranomètre est orienté à 180 ° du premier, le dôme vers le sol, et il mesure le rayonnement solaire réfléchi par le toit du laboratoire. Ce dernier est fortement dépendant de l'albédo et donc de la couverture ou non de neige du toit. Finalement, un troisième pyranomètre a aussi été prévu afin de mesurer le rayonnement diffus lui aussi dans le plan horizontal. Le but visait alors à obtenir par soustraction le rayonnement solaire direct (rayonnement directionnel dont on aurait pu calculer la composante dans n'importe quel plan, peu importe l'inclinaison des collecteurs solaires). Plus de détails sur la mesure de rayonnement solaire diffus sont donnés à l'ANNEXE IV sur la conception d'un anneau d'ombrage.

Finalement, une carte d'acquisition USB6343 de la compagnie National Instrument est utilisée pour faire l'acquisition de données sur le logiciel Labview (Figure A III-5).

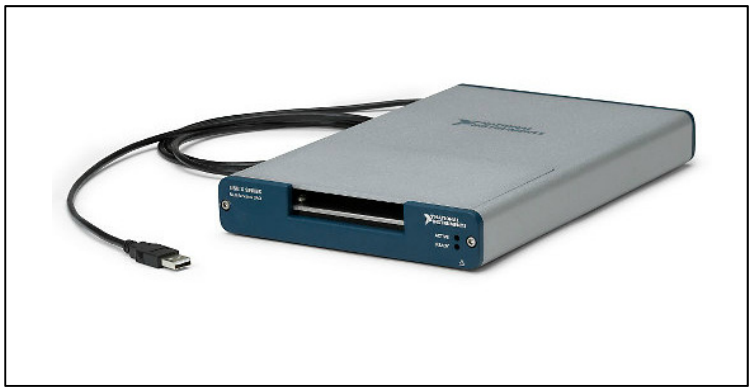


Figure A III-5 Carte d'acquisition USB6343 tirée de National Instrument (2014)

Cette carte comprend entre autres 32 entrées analogiques, une résolution de 16 bits et une vitesse d'échantillonnage de 500 k éch./s. Cette carte comprend donc plus d'entrées que nécessaire pour la quantité de capteurs actuelle de la station météo. De l'espace a en effet été laissé pour permettre de l'expansion. Par exemple, il serait possible d'ajouter la mesure de la

pression barométrique, et l'automatisation de l'anneau d'ombrage (ANNEXE IV) via les sorties analogiques disponibles sur cette carte.

Les Figure A III-6 @ A III-9 montrent les schémas des connexions électriques de la station météo.

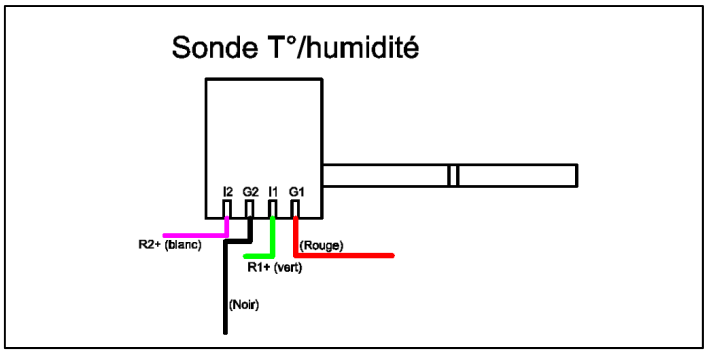


Figure A III-6 Schéma de branchement de la sonde température/humidité

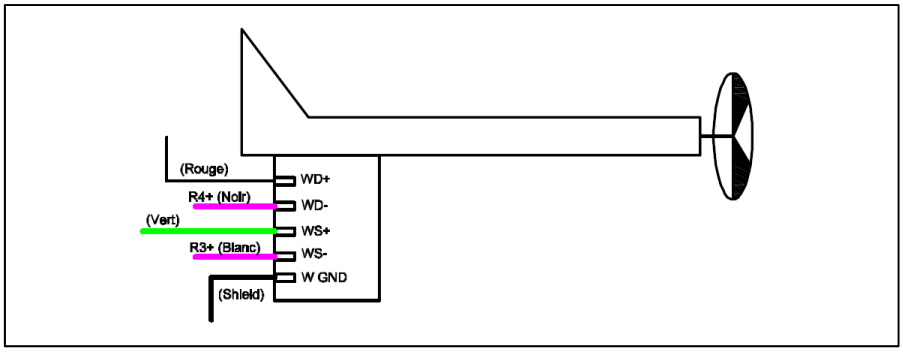


Figure A III-7 Schéma de branchement de l'anémomètre/girouette

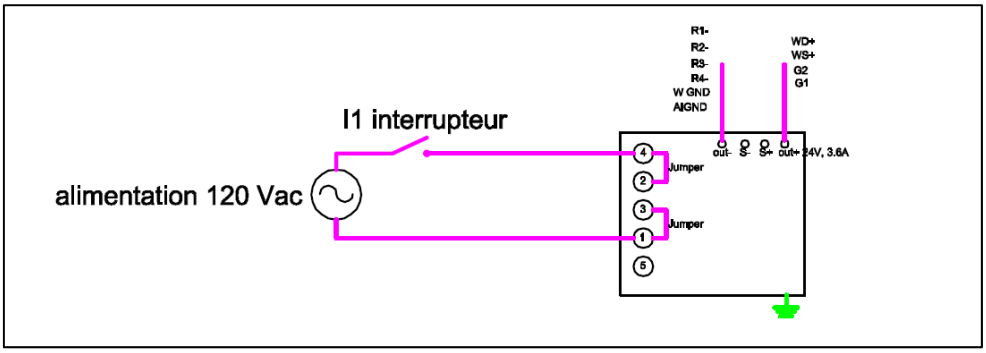


Figure A III-8 Schéma de branchement de la source de tension continue

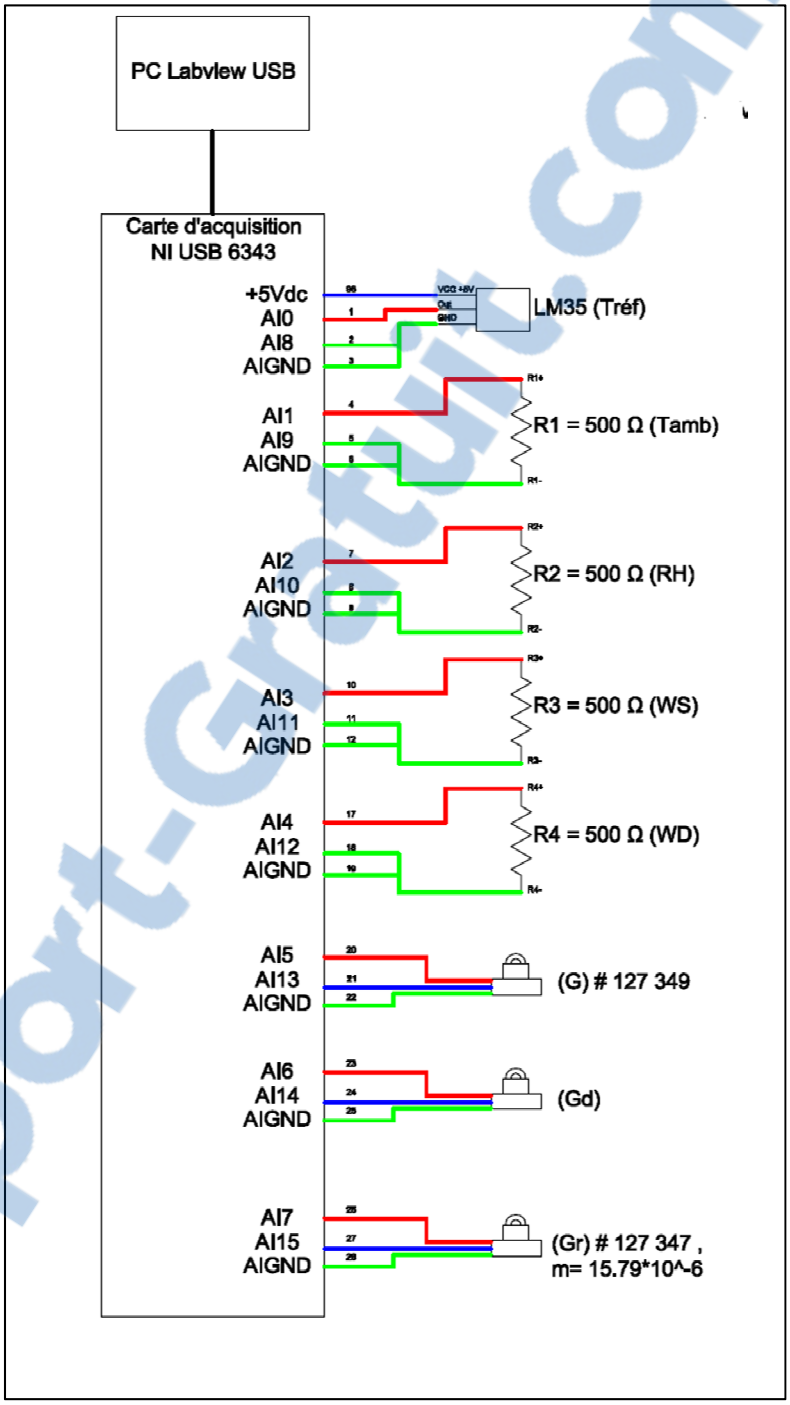


Figure A III-9 Schéma de branchement de la carte d'acquisition

La programmation est réalisée sous Labview. On obtient dans un premier temps, une valeur moyenne de 1 000 échantillons 10 fois par seconde pour chacun des paramètres. Ces valeurs

Rapport-Gratuit.com

sont définies comme des variables globales et elles sont partagées à travers tout le projet de Laboratoire solaire (c'est-à-dire qu'elles sont disponibles pour chacun des montages expérimentaux : Solaire photovoltaïque, système thermique autovidangeable, banc d'essai sur les tubes sous vide, etc.). De cette façon, chacune des interfaces pour chacun des projets peut réutiliser ces données et les moyenner selon ces propres besoins. Finalement, la programmation de la station météo enregistre aussi dans un fichier mensuel un historique météo de valeurs moyennes sur 15 minutes.

ANNEXE IV

ANNEAU D'OMBRAGE

Afin de mesurer le rayonnement solaire diffus, et d'obtenir la composante directe du rayonnement solaire, un anneau d'ombrage a été conçu sur le même principe que l'anneau CM121 vendu par le constructeur Kipp & Zonen (Kipp & Zonen, 2013a). La Figure A IV-1 présente l'anneau CM121 de Kipp & Zonen.

Figure A IV-1 Anneau d'ombrage CM121
tirée de (Kipp & Zonen, 2013a)

Les dimensions de la fiche technique du produit ont été utilisées pour réaliser une modélisation en 3 D de l'anneau. Le produit fabriqué sous la forme d'un projet clef en main par Pratiko, entreprise de la région de Sherbrooke, est présenté sur la Figure A IV-2.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Figure A IV-2 Anneau d'ombrage
livré par Pratiko

Dans cette conception, le système est entièrement fabriqué en aluminium sauf le bras circulaire central qui sert de pivot pour l'ajustement angulaire de l'anneau. Le pied est assemblé par procédée soudage. L'anneau, lui-même, est fabriqué à partir de tôle d'aluminium découpée au laser, roulée et soudée.

Différents problèmes ont toutefois été relevés lors de la mise en opération de l'anneau. Dans un premier temps, on remarque un coincement lors du mouvement en translation de l'anneau. Des manchons devraient être ajoutés pour aider l'ajustement de l'anneau en translation. De même, le pyranomètre n'est pas tout à fait au centre de l'anneau ce qui fait en sorte que l'anneau doit être ajusté plusieurs fois par jour pour assurer que le pyranomètre demeure dans l'ombre. Finalement, les tiges d'ajustement en translation sont trop courtes pour permettre l'ajustement tout au long de l'année. Autour du solstice d'été, l'anneau actuel sera incapable de produire de l'ombre sur le pyranomètre.

Comme nous avons fabriqué l'anneau d'ombrage, il faut produire les tables de l'ajustement journalier et du facteur de correction à utiliser pour exploiter la mesure du rayonnement

diffus prise par l'instrument. Le soleil se déplace de la façon illustrée sur la Figure A IV-3 au cours de l'année pour un lieu donné dans l'hémisphère nord.

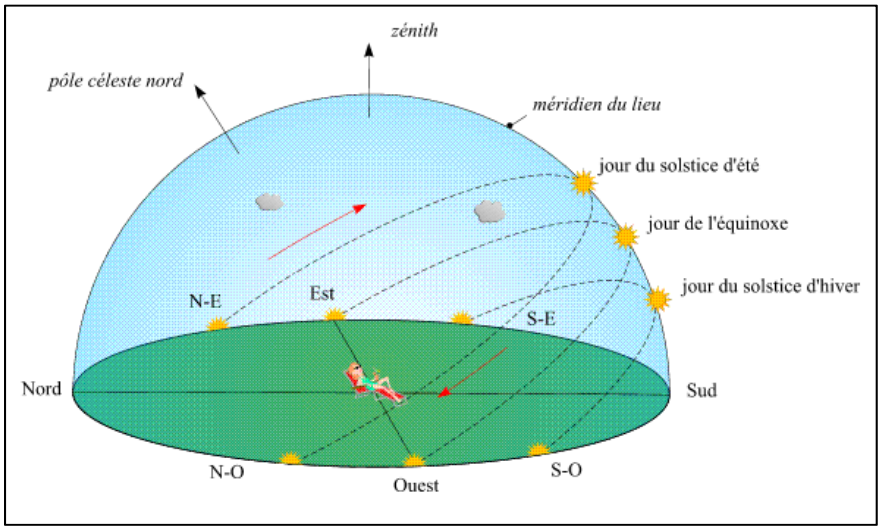


Figure A IV-3 Parcours du soleil au cours d'une année tirée d'Observatoire de Paris (2001)

Avec le parcours donné, on note qu'au cours d'une journée, le soleil demeure dans un plan qui est défini par la rotation de la terre sur elle-même. La hauteur de ce plan est toutefois définie par la rotation de la terre autour du soleil. Avec ces conclusions, il est possible de formuler le raisonnement illustré schématiquement à la Figure A IV-4 pour déduire une fonction pour l'ajustement de l'anneau d'ombrage. En fait, deux degrés de liberté sont disponibles sur l'anneau d'ombrage. Deux poignées permettent de libérer la rotation et deux poignées permettent de libérer la translation. La rotation doit être ajustée à un angle correspondant à l'altitude solaire à midi le jour de l'équinoxe soit $90-\phi$ où la ϕ est la latitude du lieu où est installé l'instrument en °. Une fois ce réglage réalisé, le pyranomètre doit être fixé de façon à ce que le dôme de mesure du pyranomètre soit au centre de l'anneau dans le plan formé par l'anneau. Finalement, l'ajustement journalier de l'anneau a doit se faire selon la règle suivante :

$$a = r\tan(\alpha_s - 90 - \phi) \qquad \text{(A IV-1)}$$

Où

r : représente le rayon de l'anneau en mm

ϕ : Représente la latitude en degré

α_s : Représente l'altitude solaire du soleil à midi pour chaque jour de l'année

Sur la Figure A IV-4 le principe de fonctionnement de l'anneau d'ombrage est présenté. Le soleil est représenté en jaune, et l'anneau est vu de côté et du dessus.

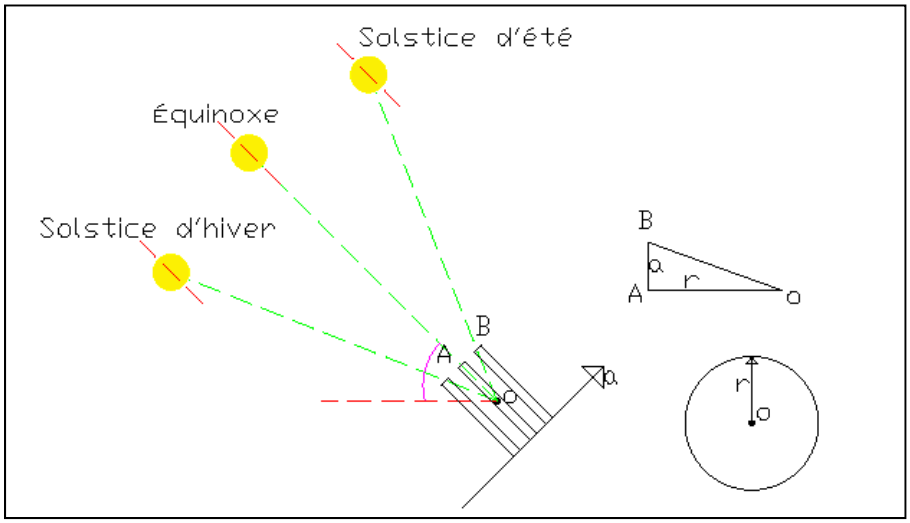


Figure A IV-4 Schéma de fonctionnement de l'anneau d'ombrage

En effet, la formule précédente est tirée du triangle OAB. L'angle AOB c'est-à-dire l'inclinaison de l'anneau est défini à midi solaire le jour de l'équinoxe puisque ce jour-là le soleil se lève exactement à l'est et se couche exactement à l'ouest (donc à gauche et à droite de l'anneau!). Par la suite, les autres jours de l'année, le soleil se couche et se lève de part et d'autre de l'est (ou de l'ouest) dépendant de la saison. On doit donc ajuster en translation (a) la hauteur de l'anneau pour suivre cette variation de hauteur du plan du soleil. À l'aide de la relation présentée et des relations permettant de calculer la position du soleil tirée de Duffie et Beckman (2006), il est possible de produire une charte pour la valeur de l'ajustement journalier de l'anneau. La Figure A IV-5 a été produite à l'aide d'un code Matlab et représente la valeur de l'ajustement de l'anneau pour tous les jours de l'année.

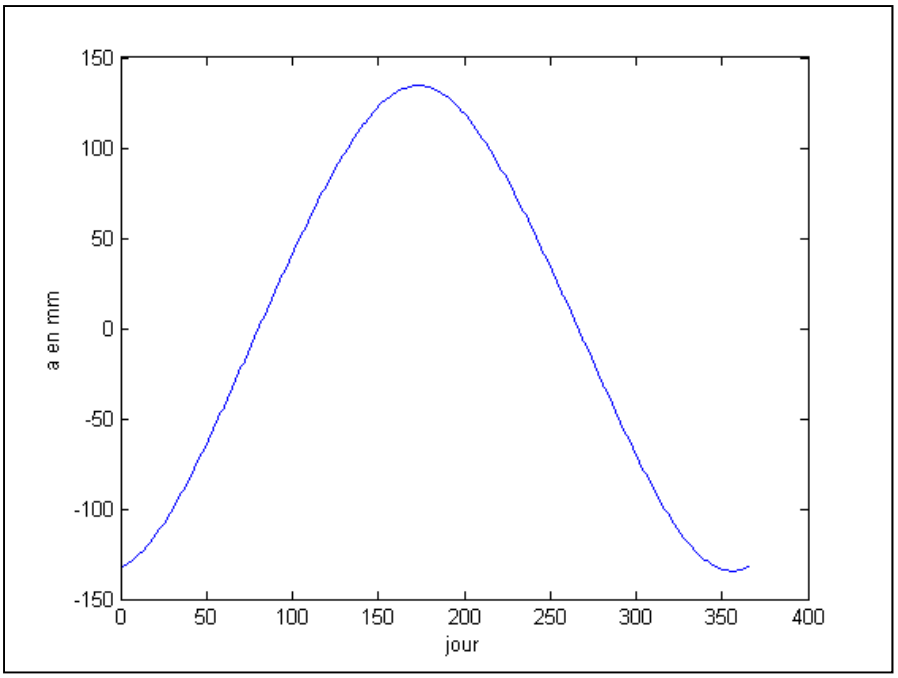


Figure A IV-5 Ajustement de l'anneau en fonction du jour

On note donc la course symétrique par rapport à la position zéro définie comme la position de l'anneau le jour de l'équinoxe (jours où le dôme du pyranomètre se retrouve dans le plan de l'anneau). La course en translation de l'anneau est d'environ 15 cm de part et d'autre du plan zéro définie à l'équinoxe.

L'anneau d'ombrage couvre toutefois une partie du ciel en plus du disque solaire. Il faut donc corriger les valeurs mesurées à l'aide d'un facteur de correction. Steven et Unsworth (1980) définissent la mesure du rayonnement diffus de la façon suivante :

$$S_d = g \times S_d^{'} \qquad \text{(A IV-2)}$$

Où

S_d : Rayonnement diffus réel ou corrigé

g : Facteur de correction du rayonnement diffus propre à l'anneau d'ombrage et au moment de la mesure

$S_d^{'}$: Rayonnement diffus brut mesuré par l'instrument

Ce facteur de correction considère que le ciel est isotrope. L'équation (A IV-3) tirée de Steven et Unsworth (1980), définie g en fonction d'un paramètre géométrique f :

$$g = \frac{1}{1-f} \tag{A IV-3}$$

Où f est donné par :

$$f = \frac{2b}{\pi r}\cos^3\delta\left(\omega_0 \sin\delta \sin\phi + \sin\omega_0 \cos\delta \cos\phi\right) \tag{A IV-4}$$

Où:

f : Facteur de correction géométrique

b : Largeur de l'anneau d'ombrage en mm

r : Rayon de l'anneau d'ombrage en mm

δ : Déclinaison solaire en °

ω_0 : Angle horaire du coucher du soleil en radian

ϕ : La latitude du lieu où les mesures sont effectuées

Ainsi, la Figure A IV-6 donne la représentation journalière du facteur de correction g en fonction du jour réalisé encore une fois avec Matlab.

Ce facteur de correction de même que l'ajustement de l'anneau peuvent être calculés directement dans Labview (directement à partir du code Matlab déjà produit). Finalement, il serait possible d'automatiser l'anneau à l'aide d'un actionneur linéaire commandé directement à partir de Labview et de la carte d'acquisition de la station météo puisqu'une carte possédant des sorties analogiques a été sélectionnée dans cette optique.

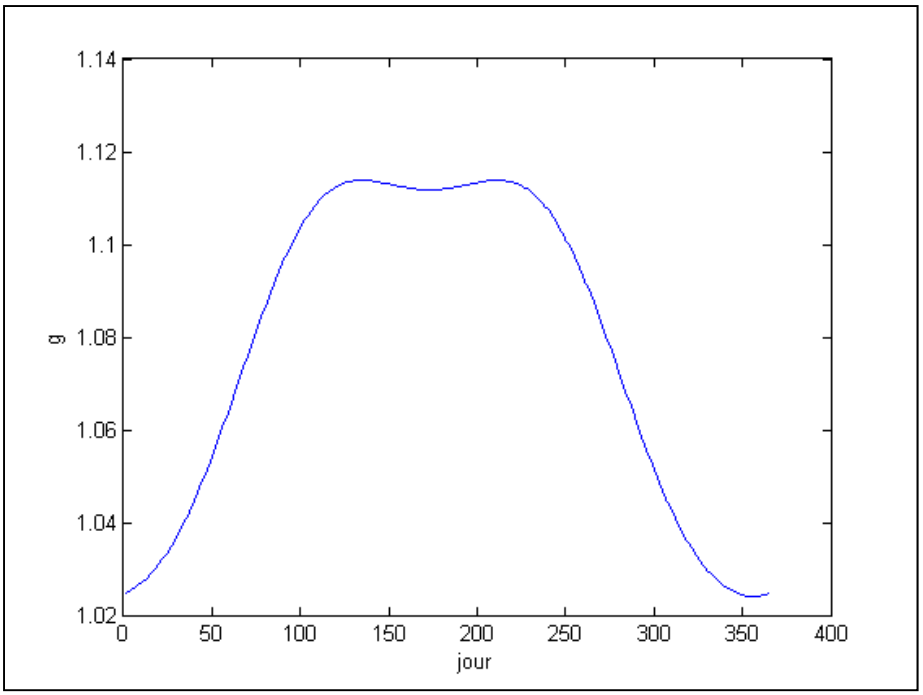


Figure A IV-6 Facteur de correction g en fonction du jour

ANNEXE V

LABORATOIRE SOLAIRE

Afin d'héberger les activités de l'axe solaire la chaire t3e, un local sur le toit de l'École de technologie supérieure a été mis à disponibilité par le service des équipements.

Figure A V-1 Modélisation en 3D du laboratoire solaire

La modélisation en 3D du HÉLIOLAB présentée sur la Figure A V-1 est pressentie pour devenir un environnement virtuel permettant de dispenser des cours à distances à l'aide du matériel disponible dans le laboratoire. Les prochaines étapes de développement concernent l'installation d'une caméra motorisée pouvant être contrôlée à distance, de même que la mise en place d'un portail permettant d'accéder aux données météo, et au contrôle des montages en temps réel via internet.

RapportGratuit.com

ANNEXE VI

PUBLICATIONS

Différentes publications ont été réalisées au cours de ce projet. La première est un article de vulgarisation s'adressant à un public d'industriels prenant la forme d'un article technique paru dans la revue Vecteur Environnement.

Pierre-Luc Paradis, Daniel R. Rousse, Des collecteurs solaires thermiques viables en milieu nordique, Vecteur Environnement, Éditrice: Nadège Picard, 6 pages.

Le second article, est un article qui a été présenté par ma collègue de la Chaire Mlle. Laura Guillon.

Pierre-Luc Paradis, Stéphane Hallé, Guillermo Quesada, Daniel R. Rousse, Laura Guillon, 2014, Modèle thermique d'un tube sous vide en stagnation, Présenté par affiche au 3ième Congrès International de Thermique (AMT2014), 21-22 avril 2014 à Agadir, Maroc par Mlle. Guillon, 5 pages.

Un article pour le séminaire interne de la chaire t3e a aussi été produit et présenté à l'oral.

Pierre-Luc Paradis, 2014, Heat transfer modeling of solar evacuated tubes, Présenté à l'oral au séminaire de la chaire industrielle en technologie de l'énergie et efficacité énergétique (t3e), 1 avril 2014 à Montréal, Canada par M. Paradis, 5 pages.

Pierre-Luc Paradis, Stéphane Hallé, Daniel R. Rousse, Guillermo Quesada, 2014, « Thermal modeling of evacuated tubes-solar air collectors », *Solar Energy*, à soumettre.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

3TIER. 2011. *Global Mean Solar Irradiance, solar map*.

AFNOR. 2006. *NF EN 12975-2 Installations solaires thermiques et leurs composants Capteurs solaires Partie 2 : Méthode d'essai*.

Airwasol. 2013. « Solar technologies ». < http://www.airwasol.de/ >. Consulté le 17 juillet 2013.

ALMECO solar. 2013. « Tinox tube 2.0 ». < http://www.almecosolar.com/Brochure/tinox_tube_en.pdf >. Consulté le 10 décembre 2013.

American Society of Heating Refrigeration, and Air Conditionning Engineers;. 2010. *ASHRAE Standard 93-2010, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors*.

Bansal, NK, et AK Sharma. 1984. « Transit theory of a tubular solar energy collector ». *Solar energy,* vol. 32, n° 1, p. 67-74.

Beekley, DC, et GR Mather Jr. 1978. *Analysis and experimental tests of a high-performance evacuated tubular collector*. National Aeronautics and Space Administration, Huntsville, AL (USA). George C. Marshall Space Flight Center.

Chapra, Steven C. 2008. *Applied Numerical Methods with MATLAB for Engineers and Scientists*. Wiley.

Chow, S. P., et G. L. Harding. 1985. « Angular dependence of optical efficiency of evacuated tubular collectors with antireflection coatings and stationary specular reflectors ». *Solar Energy,* vol. 34, n° 6, p. 489-496.

Chow, S. P., G. L. Harding, Yin Zhiqiang et G. L. Morrison. 1984. « Optimisation of evacuated tubular solar collector arrays with diffuse reflectors ». *Solar Energy,* vol. 33, n° 3–4, p. 277-282.

CSA. 2011. *CAN/CSA-F378 SÉRIE-F11 - Capteurs solaires*.

De Tricornot, Adrien. 2005. « Fribourg, capitale allemande de l'environnement ». *Le Monde.fr*.

Delisle, Véronique, et Michaël Kummert. 2012. « Experimental Study to Characterize the Performance of Combined Photovoltaic/Thermal Air Collectors ». *J. Sol. Energy Eng,* vol. 134, n° 3.

Duffie, John A, et William A Beckman. 2006. *Solar engineering of thermal processes*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 908 p.

Eberlein, M.B. 1976. *Analysis and Performance Predictions of Evacuated Tubular Solar Collectors Using Air as the Working Fluid*. University of Wisconsin.

Fortuin, Stephan, et Gerhard Stryi-Hipp. 2012. « Solar Collectors, Non-concentrating ». *Encyclopedia of sustainability Science and Technology*, p. 9449-9469.

Gaz Métro. 2012. « le gaz naturel, données techniques ». < http://www.gazmetropolitain.com/Data/Media/1495_fiche%20technique%20finale.pdf >. Consulté le 13 novembre 2013.

GIEC. 2007. « Bilan 2007 des changements climatiques : Rapport de synthèse ».

Han, Hyunjoo, Jeong Tai Kim, Hyun Tae Ahn et Sang Jin Lee. 2008. « A three-dimensional performance analysis of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit ». *International Communications in Heat and Mass Transfer,* vol. 35, n° 5, p. 589-596.

Hydro-Québec. 2013. « TARIF D, Tarif domestique (usage résidentiel ou agricole) ». < http://www.hydroquebec.com/residentiel/comprendre-la-facture/tarification/tarifs-residentiels-d-electricite/tarif-d/ >. Consulté le 2013-12-14.

Incropera, Frank P, Adrienne S Lavine et David P DeWitt. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons Incorporated.

International Energy Agency. 2012. *Key World Energy Statistic*.

ISO. 2010. *Solar energy — Test method for solar collectors — Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop*. ISO.

Kim, Jeong Tai, Hyun Tae Ahn, Hyunjoo Han, Hyung Taek Kim et Wongee Chun. 2007. « The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit ». *International Communications in Heat and Mass Transfer,* vol. 34, n° 5, p. 587-597.

Kipp & Zonen. 2013a. « CM 121 B/C Shadow Ring - Manual ». < http://www.kippzonen.com/Product/42/CM-121B-C-Shadow-Ring >. Consulté le 2014-02-23.

Kipp & Zonen. 2013b. « CMP 3, CMP 6, CMP10, CMP 11, CMP 21, CMP 22 Pyranometers - Manual ». < http://www.kippzonen.com/Product/11/CMP-3-Pyranometer >. Consulté le 2013-11-14.

Kollektorfabrik. 2012. « Sun Storm ». < http://www.kollektorfabrik.de/ >. Consulté le 17 juillet 2013.

Kumar, Rakesh, S. C. Kaushik et H. P. Garg. 1994. « Transient analysis of evacuated tubular solar collector with finite difference technique ». *Renewable Energy,* vol. 4, n° 8, p. 941-947.

L. Moan, Kenneth. 1976. *Tubular solar energy collection system utilizing air media*. Brevet américain: US4016860.

Liang, Hong. 2009. « Experimental research on the all-glass evacuated tube solar air collector ». In *Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol. I – Vol. V)*, sous la dir. de Goswami, D. Yogi, et Yuwen Zhao. p. 674-677. Springer Berlin Heidelberg.

Liang, Ruobing, Liangdong Ma, Jili Zhang et Dan Zhao. 2011. « Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube ». *Solar Energy,* vol. 85, n° 9, p. 1735-1744.

Linuo. 2014. « Linuo both sides open evacuated glass tube ». < http://solarsupplier.gmc.globalmarket.com/products/details/solar-air-both-side-open-all-glass-solar-vacuum-tube-600032.html >. Consulté le 1 mars 2014.

Made-in-China. 2014. « Vacuum Tubes (MICHER-V-58-18) ». < http://cnmicher.en.made-in-china.com/product/SqsnRxhYnBcN/China-Vacuum-Tubes-MICHER-V-58-18-.html >. Consulté le 1 mars 2014.

MC2 energy. 2013. < http://mc2energy.net/ >. Consulté le 2 février 2014.

Moreau, Alain, et François Laurencelle. 2012. *Performance des chauffe-eau solaires installés au Québec dans le cadre du projet pilote sur les chauffe-eau solaires domestiques du Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques – rapport final*. Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques.

Muschaweck, Julius, Wolfgang Spirkl, Andreas Timinger, Nikolaus Benz, Michael Dörfler, Martin Gut et Erwin Kose. 2000. « Optimized reflectors for non-tracking solar collectors with tubular absorbers ». *Solar Energy,* vol. 68, n° 2, p. 151-159.

National Instrument. 2014. « NI USB-6343 X Series Data Acquisition ». < http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/209070 >. Consulté le 23 février 2014.

Novinger, Harry E. 1980. *Low profile evacuated-bottle solar collector module*. Brevet américain: US4304222.

Observatoire de Paris. 2001. « Définition des saisons astronomiques ». < http://media4.obspm.fr/public/AMC/pages_saisons/definition-saisons_impression.html >. Consulté le 24 février 2014.

Pyrko, J. 1984. « A model of the average solar radiation for the tubular collector ». *Solar Energy,* vol. 32, n° 4, p. 563-5.

R. M. Young. 2008. « Mechanical Wind Sensors Wind Monitor Model 05103 ». < http://www.youngusa.com/products/7/5.html >. Consulté le 19 février 2014.

Ressources naturelles Canada. 2011. *Energy Efficiency Trends in Canada 1990 to 2009*.

Ressources naturelles Canada. 2012. « Potentiel photovoltaïque et ensoleillement ». < http://pv.rncan.gc.ca/pvmapper.php >. Consulté le 22 juillet 2013.

Rohsenow, Warren M, James P Hartnett et Young I Cho. 1998. *Handbook of heat transfer*, 3. McGraw-Hill New York.

Siemens. 2014. « Room Sensors QFA31... ». < http://www.buildingtechnologies/ >. Consulté le 23 février 2014.

SRCC. 2011. « Ratings Summary Page ». < https://secure.solar-rating.org/Certification /Ratings/RatingsSummaryPage.aspx >. Consulté le 2013-07-10.

Steven, MD, et Michael H Unsworth. 1980. « Shade-ring corrections for pyranometer measurements of diffuse solar radiation from cloudless skies ». *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society,* vol. 106, n° 450, p. 865-872.

Texas Instruments. 2013. « LM35 Precision Centigrade Temperature Sensors ». < http://www.ti.com/lit/ds/symlink/lm35.pdf >. Consulté le 19 février 2014.

Ulrich, Karl T, et Steven D Eppinger. 1995. *Product design and development*, 384. McGraw-Hill New York.

Hengyue Wang. 2010a. *Dual-purpose evacuated tube collector*. Brevet international.

Hengyue Wang. 2010b. *Solar evacuated collector tube capable of efficiently heating air*. Brevet international.

Laiyu Wang. 2009. *Straight pipe type evacuated tube solar collector*. Brevet international.

White, Frank M. 2011. *Fluid mechanics*, 7 th ed. New York: McGraw-Hill.

Xu, Li, Zhifeng Wang, Guofeng Yuan, Xing Li et Yi Ruan. 2012. « A new dynamic test method for thermal performance of all-glass evacuated solar air collectors ». *Solar Energy,* vol. 86, n° 5, p. 1222-1231.

Yadav, Anil Singh, et JL Bhagoria. 2013. « Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 23, p. 60-79.

Yadav, Avadhesh, et VK Bajpai. 2011. « An experimental study on evacuated tube solar collector for heating of air in India ». In *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*. Vol. 79, p. 81-86.

Liancai Zhang. 2009a. *Solar evacuated air collector tube*. Brevet international.

Liancai Zhang. 2009b. *Solar evacuated air collector tube*. Brevet international.

Zio, Enrico. 2007. *Introduction to the Basics of Reliability and Risk Analysis*. World Scientific