

Thèse

Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification

Présentée devant
L'institut national des sciences appliquées de Lyon

Pour obtenir
Le grade de docteur

École doctorale : Mécanique, Energétique, Génie civil, Acoustique
Spécialité : Génie civil

Par
David Blandin
(Ingénieur)

Soutenue le 29 juin 2010 devant la Commission d'examen

Jury MM.

Rapporteurs :

C. INARD Professeur Université de La Rochelle, LEPTAB
G. FRAISSE Maître de Conférences – HDR Université de Savoie, LOCIE

Directeurs de thèse :

J.-J. ROUX Professeur INSA de Lyon
G. KRAUSS Maître de Conférences INSA de Lyon

Examineurs :

H. BOUIA Ingénieur de Recherche EDF R&D
D. CACCAVELLI Ingénieur de Recherche CSTB

Président du jury :

A. TROMBE Professeur Université de Toulouse III, PHASE

Laboratoire universitaire : CETHIL (Centre de Thermique de Lyon, UMR 5008)
Thèse préparée au Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, Sophia-Antipolis

Résumé

L'eau chaude sanitaire (ECS) peut représenter jusqu'à 25% de la consommation énergétique d'un logement, voire devenir le premier poste de consommation dans un bâtiment basse consommation. Pour limiter cette part, l'énergie solaire apparaît comme une solution séduisante. Un stockage thermique, très souvent sous forme sensible, est alors essentiel pour faire le lien entre production et consommation. Dans un ballon solaire, la stratification thermique impacte fortement les performances du système. Différentes solutions technologiques sont ainsi mises en œuvre pour favoriser la stratification ou en limiter sa dégradation. Cependant, les modèles numériques existants ne reproduisent pas de façon satisfaisante cette influence dans une simulation annuelle. Un modèle zonal en température et en pression est alors développé dans l'environnement TRNSYS. Les écoulements de faibles quantités de mouvement y sont décrits par une loi en pression dans les zones courantes tandis que les écoulements dominants sont prédits par des lois spécifiques. Du fait du caractère dynamique des situations rencontrées (jet imposé par le puisage, panache dû à la charge par l'appoint résistif ou dû à la charge indirecte par l'échangeur solaire,...), une zone peut changer de nature au cours de la simulation. Le dispositif expérimental montre alors des couches du ballon à température non-uniforme, justifiant le découpage d'une couche en zones. Le modèle est finalement validé expérimentalement sur un ballon solaire.

Mots-clés :

Ballon solaire, stratification, modèle zonal, TRNSYS

Abstract

Domestic Hot Water (DHW) can represent 25% of the building energy consumption and can be the major part of a low energy building consumption. Solar energy is a suitable way to decrease the DHW energy demand. In most cases, sensible heat storage links the intermittent production from solar radiation to the energy demand. The performance of solar heating systems is strongly influenced by thermal stratification in a heat storage tank. Technologies tend to take up a double challenge: to provide a high level of stratification and to limit destratification. However, existing tank models don't consider with enough details this influence in annual simulation. A temperature and pressure zonal model is then developed in the TRNSYS environment to take into account flows inside the tank. Specific laws are applied for driving flows and a power-law pressure distribution is used everywhere else. Because of various situations (jet caused by draw-off, plumes due to electrical element charge or due to solar heating heat exchanger,...), the nature of a zone changes during simulation. The zonal model is then experimentally validated on a solar heating tank.

Keywords:

Solar tanks, stratification, zonal model, TRNSYS

Introduction générale

Le secteur du bâtiment et de la construction est dans l'Union Européenne le secteur qui consomme le plus d'énergie primaire (42 % de l'énergie totale consommée) devant les transports (32 %), l'industrie (24 %) et l'agriculture (2 %). En France, ce secteur représente 46 % de la consommation totale d'énergie (source ADEME 2007). Conséquence directe de l'envolée des prix du pétrole, la facture énergétique liée au seul secteur du bâtiment atteint 28,35 milliards d'Euros en France en 2007 (source ADEME). Les émissions de CO₂ du bâtiment, directement liées à cette très forte consommation, favorise le réchauffement climatique.

Dans le cadre de la loi dite Grenelle 1 (LOI n° 2009-967 du 3 août 2009), des objectifs forts en matière de lutte contre le changement climatique ont été fixés. Pour ce qui concerne le secteur du bâtiment, les mesures nationales de lutte contre le changement climatique portent en priorité sur la baisse de la consommation d'énergie des bâtiments. Dès 2011 pour le secteur tertiaire et 2013 pour le secteur résidentiel, la consommation d'énergie primaire sur les 5 postes réglementés de l'énergie (*chauffage, Eau Chaude Sanitaire (ECS), climatisation, ventilation et éclairage*) des bâtiments neufs devra être inférieure à 50 kWh/(m².an), soit 4 fois moins que les exigences actuelles fixées par la réglementation thermique en vigueur (RT2005). Dans la suite de ce texte, on désignera par BBC tous les bâtiments dits à basse consommation dont le niveau de consommation énergétique est de 50 kWh/(m².an) modulé en fonction de paramètres tels que l'altitude, la localisation géographique ou le type de bâtiment.

Pendant très longtemps, le poste ECS a représenté entre 10 et 20 % des consommations totales d'énergie primaire d'un bâtiment, loin derrière le poste chauffage - ventilation. Dans les BBC, ce poste est en passe de devenir le plus important en valeur relative et un effort important en R&D doit être entrepris pour limiter la consommation énergétique de ce poste.

L'énergie solaire est particulièrement bien adaptée à la production d'eau chaude sanitaire comme le montre la progression très forte du marché des chauffe-eau solaires en France et dans le monde. Si cette énergie présente l'avantage d'être renouvelable et abondante, elle est aussi intermittente, aléatoire et déphasée avec les besoins. Pour permettre la rencontre entre la production et la consommation, l'intégration d'un stockage thermique est essentielle.

Il existe différentes catégories de stockage thermique basées sur la chaleur sensible, la chaleur latente ou les réactions thermochimiques. Les deux derniers principes ne sont pas encore largement employés (*chaleur latente*) voire encore à l'état de prototype (*thermochimique*). Pour répondre aux objectifs à courts termes fixés par le Grenelle, le stockage par chaleur sensible s'affiche donc comme la solution technologique la plus séduisante.

Parmi les solutions existantes, les ballons solaires permettent de valoriser l'énergie solaire des SSC (*Système Solaire Combiné*) destinés à la production combinée de chauffage et d'ECS ou des CESI (*Chauffe Eau Solaire Individuel*) cantonnés uniquement à la production d'ECS. Pour faciliter l'intégration d'un ballon solaire dans une installation, des simulations de systèmes complets s'avèrent essentielles. La bonne modélisation du ballon est alors la clé de voûte de telles simulations. Parmi les phénomènes physiques majeurs se produisant dans le ballon, la stratification impacte fortement les performances annuelles d'un système. Une bonne description physique de ce phénomène permet alors un dimensionnement adéquat de l'installation et des performances en lien avec les objectifs $50 \text{ kWh}/(m^2.an)$ recherchés.

Le manuscrit est composé de trois parties distinctes. Dans une première partie, un état de l'art sur la modélisation des ballons solaires et sur les différentes technologies actuellement développées pour améliorer la stratification dans les ballons solaires conduit à définir les besoins en modèle. Une comparaison entre les différentes méthodes de modélisation existantes est réalisée afin de sélectionner la méthode à développer pour la création d'un nouveau modèle.

Une approche de modélisation zonale est ensuite présentée dans la seconde partie. La description choisie a pour objectif de prédire les écoulements au sein du ballon et ainsi de mieux représenter la stratification.

Enfin, une dernière partie est dédiée à la validation expérimentale du modèle zonal. Une comparaison entre le modèle développé et un ballon commercial instrumenté est réalisée. Les différents modes de fonctionnement du ballon sont testés.

Nomenclature

a	diffusivité thermique [m^2/s]
A	Section du ballon en contact avec l'ambiance (m^2)
B	propriété d'un fluide
Bi	nombre de Biot [-]
Co	nombre de Courant [-]
Cp	chaleur spécifique [$\text{J}/(\text{kg}.\text{K})$]
D	diamètre [m]
e	épaisseur [m]
E	Energie [J]
\vec{F}	Force [N]
Fo	nombre de Fourier [-]
g	accélération de pesanteur [m/s^2]
Gr	nombre de Grashof [-]
H	hauteur [m]
h	coefficient d'échange convectif [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]
L	longueur [m]
M	masse total du volume d'eau du ballon [kg]
m	masse [kg]
\dot{m}	débit [kg/s]
N	nombre de zones [-]
Nu	nombre de Nusselt [-]
p	pression [Pa]
P	puissance [W]
Pe	nombre de Peclet [-]
Pr	nombre de Prandtl [-]
q	débit enthalpique [W]
r	coordonnée radiale
R	résistance thermique [K/W]
Ra	nombre de Rayleigh [-]
Re	nombre de Reynolds [-]
Ri	nombre de Richardson [-]
S	surface [m^2]
T	température [K]
t	temps [s]
u	vitesse [m/s]
U	coefficient de transfert thermique [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]
x	abscisse
z	ordonnée

Symboles Grecs :

β	coefficient d'expansion thermique [1/K]
δ	distance [m]
ΔX	écart d'une quantité X
η	rendement
λ	Conductivité thermique [W/(m.K)]
μ	viscosité dynamique [Pa.s]
ν	viscosité cinématique [m ² /s]
θ	coordonnée angulaire
ρ	masse volumique [kg/m ³]
ξ	exergie

Indices inférieurs :

0	caractéristique de l'état initial
∞	caractéristique de l'état final
a	caractéristique de l'ambiance
adim	valeur adimensionnée
cond	caractéristique de la conduction
conv	caractéristique de la convection
cuve	cuve
down	caractéristique du bas du ballon
eff	effective
ext	extérieur
HX	échangeur
i	caractéristique de la zone i
ij	caractéristique du transfert entre i et j
in	caractéristique de l'entrée
int	intérieur
k	couche
out	caractéristique de la sortie
r	radial
res	résistance
s	secteur
side	caractéristique du côté du ballon
tot	caractéristique du ballon
up	caractéristique du haut du ballon

Indices supérieurs :

t	valeur au temps t
t+ Δt	valeur au temps t+ Δt

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
NOMENCLATURE.....	3
SOMMAIRE.....	5
CHAPITRE 1 : CONTEXTES ET OBJECTIFS.....	7
1 INTRODUCTION.....	8
2 PHENOMENES LIES A LA STRATIFICATION THERMIQUE.....	13
2.1 Mode dynamique.....	15
2.2 Mode statique.....	22
3 PRESENTATION DES DIFFERENTES TECHNOLOGIES EXISTANTES.....	24
3.1 Favoriser la stratification.....	26
3.1.1 Favoriser la stratification par électro-vanne.....	26
3.1.2 Favoriser la stratification par convection naturelle.....	28
3.2 Limiter la destratification.....	30
3.2.1 Le brassage des températures imposé par le jet.....	30
3.2.2 L'isolation du ballon.....	32
4 PRESENTATION DES MODELES DE SIMULATION THERMIQUE DES BALLONS SOLAIRES.....	35
4.1 Modèles à couches.....	35
4.1.1 Présentation des modèles idéaux.....	35
4.1.2 Autres types de modèles à couches.....	37
4.2 Méthode zonale.....	41
4.3 Modèles Neuronaux.....	44
4.4 Modélisation CFD.....	48
5 CONCLUSIONS ET OBJECTIFS.....	52
5.1 Besoin en modèle.....	52
5.2 Cahier des charges.....	54
CHAPITRE 2 : DEVELOPPEMENT DU MODELE ZONAL.....	57
1 INTRODUCTION.....	58
2 PRESENTATION DU MODELE ZONAL.....	58
2.1 Hypothèses sur les débits entre zones courantes.....	59
2.2 Résolution numérique.....	65
3 PREMIERES TENDANCES DU MODELE.....	72
3.1 Présentation du cas d'étude.....	72
3.2 Etude du comportement du modèle dans le cas d'un puisage.....	73
3.3 Etude du comportement du modèle à une source de chaleur.....	80
3.4 Présentation du comportement du ballon au repos.....	83
4 CONCLUSION.....	87
CHAPITRE 3 : PRISE EN COMPTE DES PHENOMENES PHYSIQUES LOCALISES.....	89
1 INTRODUCTION.....	90
2 PRISE EN COMPTE DU JET DANS LE MODELE ZONAL.....	91
2.1 Besoin en modèle.....	91
2.2 Ajout du modèle de jet dans le modèle zonale.....	91
3 PRISE EN COMPTE D'UN APPORT DE CHALEUR DANS LE MODELE ZONAL.....	95
3.1 Panache issu d'une zone.....	95
3.2 Intégration de l'échangeur de chaleur de type serpentin dans le modèle zonale.....	99
4 PRISE EN COMPTE DES DEPERDITIONS DU BALLON.....	105
5 CONCLUSION.....	110

CHAPITRE 4 : ETUDE EXPERIMENTALE	111
1 INTRODUCTION	112
2 PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL	112
2.1 Instrumentation du ballon.....	112
2.2 Présentation du banc semi Virtuel.....	117
2.2.1 Régulation des débits.....	118
2.2.2 Régulation de la température de sortie du banc.....	118
2.2.3 Adaptation du banc au cas étudié.....	119
3 RESULTATS EXPERIMENTAUX	121
3.1 Présentation de la norme 12977-3.....	121
3.2 Cas du puisage.....	122
3.3 Cas de la relaxation thermique.....	128
3.4 cas de la charge.....	133
4 CONCLUSION	136
CHAPITRE 5 : VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE ZONAL	137
1 INTRODUCTION	138
2 VALIDATION DE LA DECHARGE	138
2.1 Influence du volume en eau.....	139
2.2 Influence du nombre de couches.....	140
2.3 D'un point de vue énergétique.....	144
3 VALIDATION DE LA CHARGE	147
3.1 Charge par l'échangeur solaire.....	147
3.2 Charge par l'appoint électrique.....	150
4 VALIDATION DE LA RELAXATION THERMIQUE	153
4.1 Ballon initialement à température uniforme.....	153
4.2 Ballon initialement stratifié.....	156
5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES DU MODELE	157
CONCLUSION GENERALE	159
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	163
ANNEXE 1 :LES PROBLEMES DE LEGIONELLOSE DANS LES INSTALLATIONS D'ECS	171
1 ORIGINE	171
1.1 La légionellose ou maladie du légionnaire.....	171
1.2 Mode de contamination.....	171
2 ANALYSE ET TRAITEMENTS DES INSTALLATIONS D'ECS	172
ANNEXE 2 : DESCRIPTION DU CODE DE CALCUL	175
1 PARTIE MAILLAGE	175
2 PARTIE SOLVEUR	180
ANNEXE 3 :LA PRECISION DE LA MESURE EN VUE DE LA VALIDATION EXPERIMENTALE	185
1 PRECISION DE LA MESURE	185
1.1 Précision des thermocouples.....	185
1.2 Précision du débitmètre.....	186
1.3 Précision sur l'emplacement des thermocouples.....	186
2 ORDRE DE GRANDEUR DE L'INCERTITUDE MAXIMUM SUR UNE MESURE	186



Contextes et objectifs

1	INTRODUCTION	8
2	PHENOMENES LIES A LA STRATIFICATION THERMIQUE	13
2.1	Mode dynamique.....	15
2.2	Mode statique.....	22
3	PRESENTATION DES DIFFERENTES TECHNOLOGIES EXISTANTES	24
3.1	Favoriser la stratification	26
3.1.1	Favoriser la stratification par électro-vanne.....	26
3.1.2	Favoriser la stratification par convection naturelle	28
3.2	Limiter la destratification	30
3.2.1	Le brassage des températures imposé par le jet.....	30
3.2.2	L'isolation du ballon.....	32
4	PRESENTATION DES MODELES DE SIMULATION THERMIQUE DES BALLONS SOLAIRES	35
4.1	Modèles à couches	35
4.1.1	Présentation des modèles idéaux	35
4.1.2	Autres types de modèles à couches	37
4.2	Méthode zonale	41
4.3	Modèles Neuronaux	44
4.4	Modélisation CFD	48
5	CONCLUSIONS ET OBJECTIFS	52
5.1	Besoin en modèle.....	52
5.2	Cahier des charges	54

1 INTRODUCTION

Une installation solaire classique de Chauffe Eau Solaire Individuel (*CESI*) est présentée à la Figure 1.1. Typiquement, un fluide caloporteur circule grâce à une pompe dans les capteurs solaires pour récupérer l'énergie solaire. Le ballon solaire est un stockage en Eau Chaude Sanitaire (*ECS*) : un échangeur est alors essentiel pour transmettre l'énergie récupérée. Cette transmission de chaleur s'effectuant ici via l'échangeur constitue la charge du ballon. A l'inverse, la consommation d'ECS constitue la décharge du ballon.

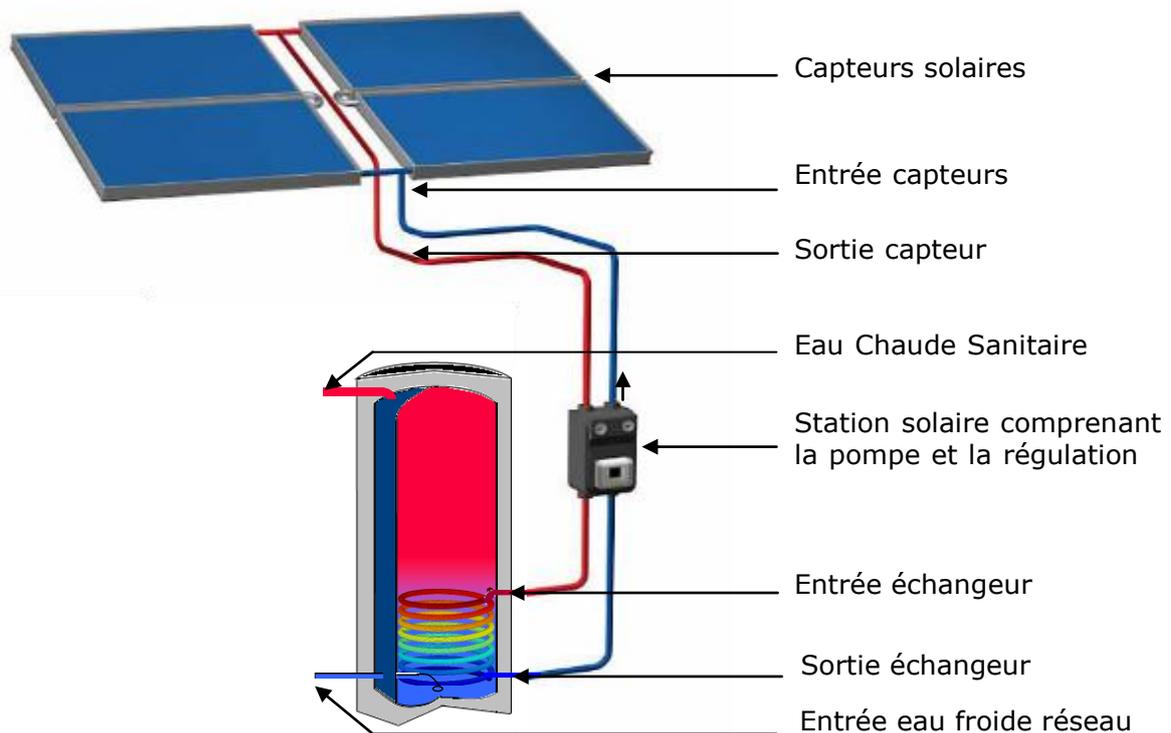


Figure 1.1 - Présentation d'une installation solaire CESI

La pompe est associée à la régulation car son fonctionnement est directement lié aux conditions météorologiques. Une pompe à vitesse variable est de plus en plus utilisée dans les installations solaires. Elle permet en effet une meilleure récupération de l'énergie solaire disponible. Ainsi, une vitesse de pompe importante permet de transmettre rapidement l'énergie dans le cas d'une ressource solaire importante tandis qu'une plus petite vitesse permet de profiter d'une ressource solaire moyenne. La pompe est l'élément caractéristique d'une installation à circulation forcée. Une installation sans pompe constitue un thermosiphon.

Différents types de capteurs solaires thermiques sont actuellement présents sur le marché. Pour une utilisation de l'énergie solaire dans le bâtiment, 2 types de capteurs cohabitent :

les capteurs plans



les tubes sous vide



Figure 1.2 - Exemple de panneaux solaires thermiques

Alors que les capteurs sous vide possèdent tous un revêtement sélectif, les capteurs plans peuvent ou non disposer de ce revêtement destiné à diminuer les pertes par rayonnement. La Figure 1.3 représente alors les différences de rendements entre les différents capteurs obtenus par essais réalisés selon la norme NF EN 12975-2 où le rendement est donné par l'équation 1.1 :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{W} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{W} \quad (1.1)$$

Avec : T_m la température moyenne du capteur (*moyenne entre la température d'entrée et la température de sortie du capteur*) (°C).

T_a la température ambiante dans l'environnement du capteur (°C).

W la puissance de l'irradiation solaire mesurée dans le plan du capteur (W/m^2).

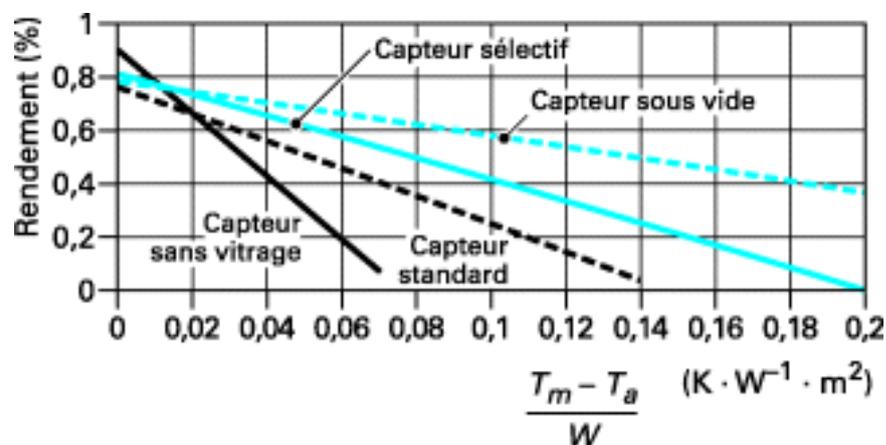


Figure 1.3 - Courbes caractéristiques des rendements des capteurs

Enfin, le stockage de l'énergie est assuré par le ballon solaire. La Figure 1.4 illustre les différentes grandeurs géométriques de ses éléments constitutifs.

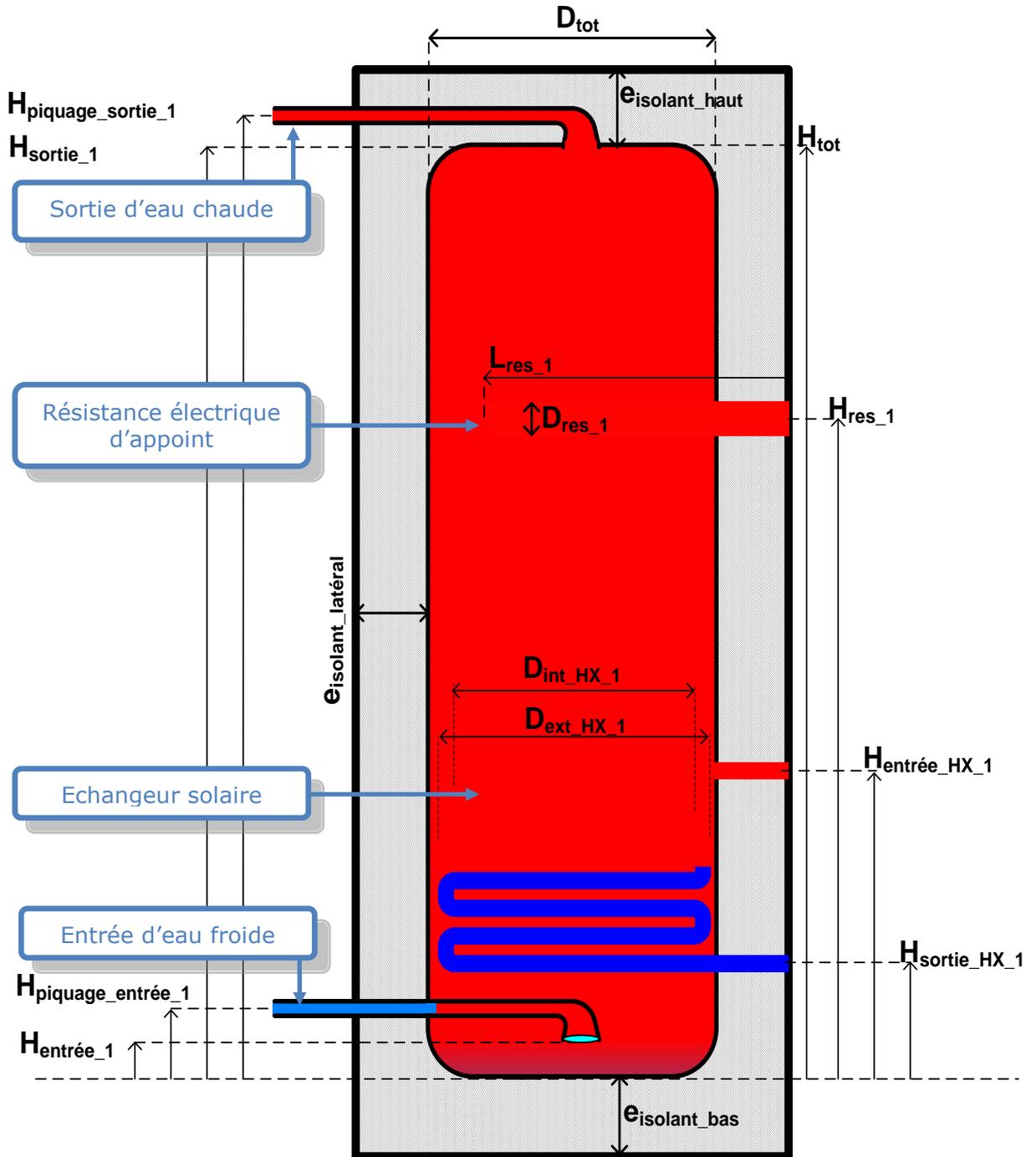


Figure 1.4 - Présentation des grandeurs géométriques d'un ballon solaire

D_{tot}	diamètre du ballon
D_{res_1}	diamètre de l'élément chauffant n° 1
$D_{int_HX_1}$	diamètre intérieur de la spire de l'échangeur n° 1
$D_{ext_HX_1}$	diamètre extérieur de la spire de l'échangeur n° 1
L_{res_1}	longueur de l'élément chauffant n° 1
H_{tot}	hauteur totale du ballon
$H_{entrée_1}$	hauteur de l'entrée n° 1
$H_{piquage_entrée_1}$	hauteur du piquage de l'entrée n° 1
H_{sortie_1}	hauteur de la sortie n° 1
$H_{piquage_sortie_1}$	hauteur du piquage de l'entrée n° 1
H_{res_1}	hauteur de l'élément chauffant n° 1
$H_{entrée_HX_1}$	hauteur d'entrée de l'échangeur de chaleur n° 1
$H_{sortie_HX_1}$	hauteur de sortie de l'échangeur de chaleur n° 1
$e_{isolant_haut}$	épaisseur d'isolation du haut du ballon
$e_{isolant_bas}$	épaisseur d'isolation du bas du ballon
$e_{isolant_latéral}$	épaisseur d'isolation latérale du ballon

Table 1.1 - Nomenclature de la Figure 1.4

Le ballon solaire est l'élément clef d'une installation solaire puisqu'il permet de faire le lien entre l'intermittence de la ressource et la consommation d'ECS. Cependant, une récente étude du CSTB (*BUS06*) montre qu'il reste le point faible de l'installation. Les volumes de stockage sont le plus souvent surdimensionnés augmentant ainsi les pertes du ballon. Ce surdimensionnement entraîne aussi des consommations d'appoint supplémentaires (*là où un ballon bien dimensionné sera chaud et répondra aux besoins, un ballon surdimensionné sera tiède et l'appoint s'enclenchera*).

Alors que les bâtiments basse consommation voient leurs enveloppes mieux isolées, le ballon solaire n'a que très peu évolué. Alors que l'écart de température entre l'eau du ballon et l'ambiance est bien plus important que l'écart entre la température intérieure et extérieure d'un bâtiment, il est paradoxal que les épaisseurs d'isolant dans les parois des bâtiments soit en moyenne de 3 à 4 fois plus grandes que celles des parois des ballons solaires.

Outre l'isolation du ballon, la répartition du champ de température au sein d'un dispositif de stockage tel que présenté à la Figure 1.4 influence la performance globale d'une installation solaire. En effet, une bonne gestion du ballon permet de privilégier un volume d'eau chaude en partie supérieure du ballon pour limiter la mise en fonctionnement de l'appoint et un volume d'eau froide en bas du ballon pour optimiser le rendement des capteurs. Cette répartition de la température de l'eau dans le ballon définit la stratification thermique du ballon.

La stratification du ballon est un facteur essentiel dans l'optimisation d'une installation solaire et la façon dont cette stratification est réalisée guide l'évolution technologique des ballons solaires. Les phénomènes influençant la stratification au sein d'un ballon solaire sont donc présentés dans une première partie du chapitre. Une seconde partie du chapitre est alors dédiée aux technologies commercialement adoptées afin de profiter de la stratification au sein des ballons solaires. Enfin, la dernière partie du chapitre se focalisera sur les différents types de modélisation actuellement disponibles pour décrire le comportement thermique des ballons solaires.

2 PHENOMENES LIES A LA STRATIFICATION THERMIQUE

Le principe de fonctionnement d'un ballon repose sur le processus naturel de stratification et sur les mouvements de convection naturelle et forcée pouvant apparaître au sein du ballon. Un stockage stratifié est caractérisé par une séparation des niveaux de température dans un même ballon qui se traduit par l'existence d'un gradient thermique entre la zone chaude et la zone froide. La fine couche de séparation est appelée thermocline illustrée sur la Figure 1.5. Ici deux niveaux de température sont présentés : un volume froid dans la partie basse et un volume chaud dans la partie haute. Il existe deux techniques différentes pour permettre le transfert thermique entre la partie basse (*froide*) et la partie haute (*chaude*) :

- La première solution consiste à chauffer la partie basse du ballon par une source de chaleur externe (*collecteurs solaires, gaz,...*). Le fluide chauffé est alors réinjecté dans la partie haute du ballon.
- La seconde solution consiste à utiliser une source interne au ballon, appoint électrique. Il permet aussi d'obtenir une bonne stratification avec un volume chaud au dessus de l'appoint électrique et un volume froid en dessous. Le réchauffement du ballon est limité au volume chaud au dessus de la résistance avec une thermocline statique.

Dans le cas d'un soutirage du volume froid dans le bas du ballon pour une réinjection à une température supérieure par le haut du ballon, la thermocline est poussée vers le bas du ballon permettant d'augmenter la capacité du stockage stratifié. La Figure 1.5 présente la charge d'un ballon via une injection d'eau chaude en haut du ballon.

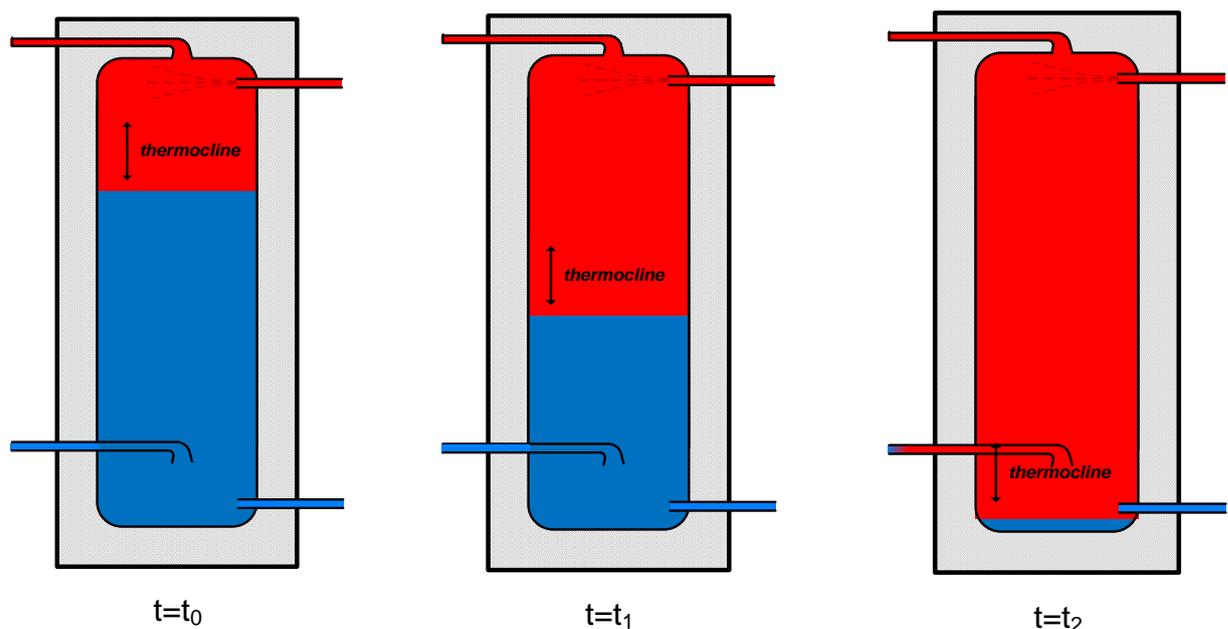


Figure 1.5 - Charge par le haut du ballon à différents instant $t_0 < t_1 < t_2$

L'épaisseur de la thermocline est un indicateur important de la qualité de la stratification. Cette épaisseur est fonction de plusieurs paramètres : la géométrie du ballon et des entrées d'eau, les caractéristiques thermo-hydrauliques du fluide au sein du ballon. Le mode d'injection du fluide via la prépondérance des forces de poussée par rapport aux forces inertielles est également important pour former une thermocline plus ou moins fine.

Pour un stockage de chaleur à une seule thermocline (*synonyme de température de charge constante*), une stratification idéale sera modélisée par une épaisseur de thermocline nulle avec une zone chaude et une zone froide de température toutes deux uniformes. Une fois cette thermocline formée, la charge du ballon va déplacer cette zone vers le bas jusqu'à sa sortie du ballon indiquant alors une pleine charge. Pour la décharge, le processus décrit ci-dessus est inversé : le fluide chaud est soutiré par le haut du ballon et remplacé par le fluide froid entrant par le bas du ballon. La thermocline se déplace alors vers le haut du ballon.

Cependant, dans le cas d'une charge à températures variables, un ballon stratifié peut être le siège de différents niveaux de températures avec plusieurs thermoclines. C'est le cas courant d'un ballon solaire. Il est alors essentiel d'injecter et de soutirer à des hauteurs variables pour obtenir un ballon stratifié. L'injection en partie haute d'un fluide à température inférieure à celle de l'eau présente à cette position causera un brassage des températures et augmentera l'épaisseur de la thermocline. Pour le cas pratique d'une température de charge à température variable, la stratification du stock sera optimisée en injectant le fluide chaud à une hauteur h caractérisée par une température de ballon équivalente à celle du fluide entrant.

Des solutions technologiques (*présentées au § 3*) sont alors recherchées pour optimiser la stratification puisque les performances énergétiques des installations avec des ballons non stratifiés sont moindres. L'augmentation des performances des installations avec ballon stratifié varie selon les auteurs : elle va de 10 % (DAV75), à 5-15 % (SHA79), ou 5-20 % (COL82). Un ballon idéalement stratifié est annuellement de 11,5 à 18,5 % plus performant qu'un ballon complètement brassé (WUE85). Pour une installation solaire, les collecteurs solaires fonctionnent avec un meilleur rendement lorsque la température d'entrée diminue (DUF80). La stratification a donc un double intérêt dans le cas d'une installation solaire, une augmentation des performances de 37 % est alors reportée par Hollands et Lightstones (HOL89). Le simple ballon stratifié a été le sujet de nombreuses études expérimentales et théoriques depuis le début des années 70. Brumleve (BRU74) confirme la faisabilité d'utiliser une thermocline naturelle pour maintenir la séparation entre l'eau chaude et l'eau froide d'un même ballon.

En mode dynamique, les charges et décharges peuvent être directes ou indirectes (*via un échangeur de chaleur*). L'injection directe au bon niveau de température est un bon moyen de stratifier par rapport à une charge indirecte qui risque de brasser le fluide. D'une manière générale, ces charges et décharges sont la principale cause de brassage du ballon. En mode statique, la dégradation du stockage peut se produire par les pertes thermiques vers l'ambiance environnante via l'enveloppe du ballon et son isolation, et par le brassage des températures dû à la diffusion thermique de l'eau à travers la thermocline et à la conduction axiale des parois. Cependant, à cause de la faible conductivité de l'eau, la conduction à travers la thermocline apparaît comme un facteur mineur de la dégradation de la stratification en mode statique.

2.1 MODE DYNAMIQUE

Le brassage, issu de l'arrivée d'eau froide dans le bas d'un ballon initialement chaud (*décharge du ballon*) ou dû à l'entrée d'eau chaude dans un ballon refroidi (*cas d'une charge directe*) est la cause majeure de la dégradation de l'énergie stockée. Ainsi, différentes entrées sont imaginées et testées.

Le nombre de Richardson $Ri = Ar = Gr / Re^2 = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \Delta z / u^2$ mesure le ratio entre les forces de poussée et les forces de brassage. Un petit nombre de Richardson (*inférieur à l'unité*) correspond à un ballon dans lequel les forces de brassage sont prépondérantes, tandis qu'un nombre de Richardson plus grand est synonyme de ballon stratifié.

Le nombre de Peclet, $Pe = \frac{u \cdot \Delta z}{a}$ compare l'importance du transfert de chaleur par convection forcée et par conduction thermique.

Le nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$ mesure l'efficacité du transport par diffusion à travers la couche limite cinématique et la couche limite thermique. Dans le cas de l'eau, $Pr = 5,4$ dans les conditions normales de température et de pression.

Le nombre de Reynolds, $Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} = \frac{u \cdot L}{\nu}$ représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Il est couramment utilisé en mécanique des fluides pour caractériser le régime de l'écoulement (*laminaire, transitoire, turbulent*).

Sliwinski et al. (*DIN02*) démontrent que la position et l'épaisseur de la thermocline sont fonctions du nombre de Richardson et du nombre de Peclet. Une valeur critique du nombre de Richardson $Ri = 0,244$ pose la limite en dessous de laquelle aucune stratification n'est observable. La géométrie d'entrée a une forte influence sur la stratification thermique pour des nombres de Richardson inférieurs à 3,6. (*ZUR91*). Ghajar et Zurigat (*GHA91*) montrent que l'effet de la géométrie d'entrée est néanmoins négligeable pour des nombres de Richardson supérieurs à 10. En effet, Van Berkel et al. (*VAN99*) étudient les stockages de deux couches stratifiées en fonction du nombre de Richardson et concluent que le brassage est insignifiant pour des valeurs comprises entre 10 et 20.

Yee et Lai (*YEE01*) discutent de l'effet de la poussée thermique de l'eau ($Pr = 5,4$) pour un nombre de Richardson variant de 0,01 à 100 et pour un nombre de Reynolds fixé à 200 :

- $Ri = 0.01$: la force inertielle domine et le brassage par l'entraînement du jet n'implique aucune stratification.
- $Ri = 1$: la convection forcée et naturelle sont en concurrence.
- $Ri = 100$: la stratification devient plus évidente lors du processus de charge.

Le nombre de Richardson est alors utilisé pour décrire le brassage causé par le port d'entrée. Ainsi, Baines (*BAI82*) fait intervenir une longueur mesurant la zone de perturbation causée par le jet dépendant uniquement du nombre de Richardson.

L'étude de certains paramètres physiques constituant le nombre de Richardson permet la mise en exergue de l'influence séparée des différentes grandeurs le composant telles que la différence de température, l'échelle de longueur et la vitesse caractéristique. La grandeur la plus influente sur le nombre de Richardson au sein de Ri est la différence de température entre la température d'entrée et la température du ballon au niveau de l'entrée (*HAN98*). Lavan et Thompson (*LAV77*) montrent expérimentalement que l'efficacité de charge est améliorée pour une augmentation de la différence de température qui induit une séparation plus nette du fluide.

Hahne et al. (*HAN98*) montre l'influence du débit de charge sur les performances en fonction de Ri . Pour des nombres de Richardson élevés, diminuer la durée des transferts en augmentant le débit permet d'augmenter les performances. Pour de faibles nombres de Richardson, l'augmentation du débit intensifie le brassage au sein du ballon et l'efficacité de charge diminue. On introduit alors le nombre de Fourier ($Fo = \frac{a.t}{\Delta z^2}$) qui représente le temps adimensionnel du processus de transfert thermique par diffusion. L'augmentation du nombre de Fourier amplifie l'efficacité de charge pour un faible nombre de Richardson alors qu'il la diminue dans le cas d'un nombre de Richardson élevé.

A nombre de Richardson fixe, d'autres paramètres influent donc sur la stratification : c'est le cas du nombre de Peclet qui représente l'importance du transfert de convection forcé par rapport au transfert par conduction. Pour le cas d'un faible nombre de Richardson, l'augmentation du nombre de Peclet augmentera alors considérablement plus l'efficacité de charge que dans le cas d'un grand nombre de Richardson (HAH98). Le modèle de Yoo (YOO93) modélise ainsi l'effet piston pendant la charge par le seul paramètre Pe qui influe directement sur l'épaisseur de la thermocline. Hahne et Chen (HAH98) comparent les nombres adimensionnels couramment utilisés pour définir la stratification dans les ballons et obtiennent ainsi une corrélation de l'efficacité de charge en fonction des nombres de Richardson, Peclet et Fourier et du ratio H/D. Ils concluent que le nombre de Richardson et le nombre de Peclet ont une grande influence sur l'augmentation de la stratification thermique. Safi (SAF94) insiste sur la prédominance du nombre de Richardson par rapport au nombre de Peclet et du nombre de Reynolds. Le nombre de Peclet devient néanmoins plus influant dans le cas où $Ri < 0,01$. L'effet du nombre de Fourier est relativement faible (*cela représente l'effet du débit de charge*). L'influence importante du ratio hauteur/diamètre (H/D) est développée dans la suite.

Pour des situations à faibles nombres de Richardson, l'utilisation de différentes géométries d'entrée permet de limiter la destratification :

La visualisation du flux d'entrée et la mesure de température dans les ballons de stockage d'eau froide sont conduites par Yoo et al. (YOO93). Le ballon, équipé d'un diffuseur à fente de hauteur variable sur la partie basse du ballon permet d'obtenir des nombres d'entrée de Froude différents ($Fr = u \cdot g \Delta z^{-1/2}$ représente l'importance relative des forces liées à la vitesse et de la force de pesanteur. Il est alors conclu qu'une stratification correcte est obtenue pour un nombre de Froude inférieure à 2. Une valeur proche de l'unité ou inférieure est rapportée par Dincer et al. (DIN02). Al-Marafie et al. (ALM91) augmentent alors la stratification en ajoutant une grille au niveau de l'entrée : la géométrie de l'entrée est primordiale pour la qualité du stockage de chaleur à thermocline. Zurigat et al. (ZUR91) testent trois types d'entrées (*sur le côté, avec un coude et perforée, Figure 1.6*) pour la charge des ballons de stockage d'eau chaude à thermocline. L'entrée par coude est alors montrée plus efficace et Shin et al. (SHI04) le confirment numériquement.

En utilisant un système d'eau salée, trois diffuseurs radiaux de différentes géométries sont testés par Zurigat et al. (ZUR88). Il s'agit d'un diffuseur radial à disque solide, à disque perforé, et à disque perforé et solide au centre. Le ballon, rempli initialement avec de l'eau froide, est chargé avec de l'eau froide saline à partir du bas du ballon pour se rapprocher de la charge d'un ballon de stockage d'eau froide. En utilisant une sonde conductrice installée à la sortie du ballon, les profils transitoires de la concentration saline sont obtenus. Cette méthode expérimentale caractérise la géométrie d'entrée sans tenir compte des transferts thermiques (*pertes thermiques et conduction pariétale*).

Pour des valeurs élevées de Re/Ri , des différences de performances entre les diffuseurs apparaissent. Pour de faibles nombres de Richardson, le brassage à l'entrée est dominant et le diffuseur prend ainsi de l'importance : c'est alors le diffuseur radial perforé et solide au centre qui donne la thermocline la plus fine.

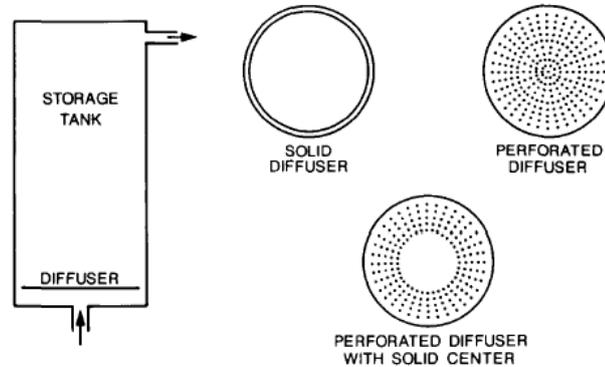


Figure 1.6 - Diffuseurs utilisés par Zurigat

Cole et Bellinger (COL82) testent cinq géométries d'entrées différentes afin d'augmenter la stratification thermique. Ils concluent que les injecteurs à plaques radiales parallèles sont les plus efficaces tout comme Carlsson (CAR93). Cole et Bellinger (COL82) définissent la meilleure entrée pour le stockage de chaleur avec thermocline comme celle introduisant le flux horizontalement vers le haut ou le bas du ballon (*respectivement pour l'eau chaude et l'eau froide*) avec une vitesse minimum. Ils recommandent ainsi une nouvelle stratégie de stockage qui assure un haut degré de stratification. Cette stratégie est basée sur la limitation du flux au sein du ballon à un seul remplissage par jour et sur le contrôle du débit pour maintenir une température d'entrée constante. Carlsson définit alors un débit maximum en-dessous duquel une bonne stratification s'opère afin de caractériser ces différentes entrées. La table 1.2 permet donc d'illustrer les performances de ces différentes entrées.

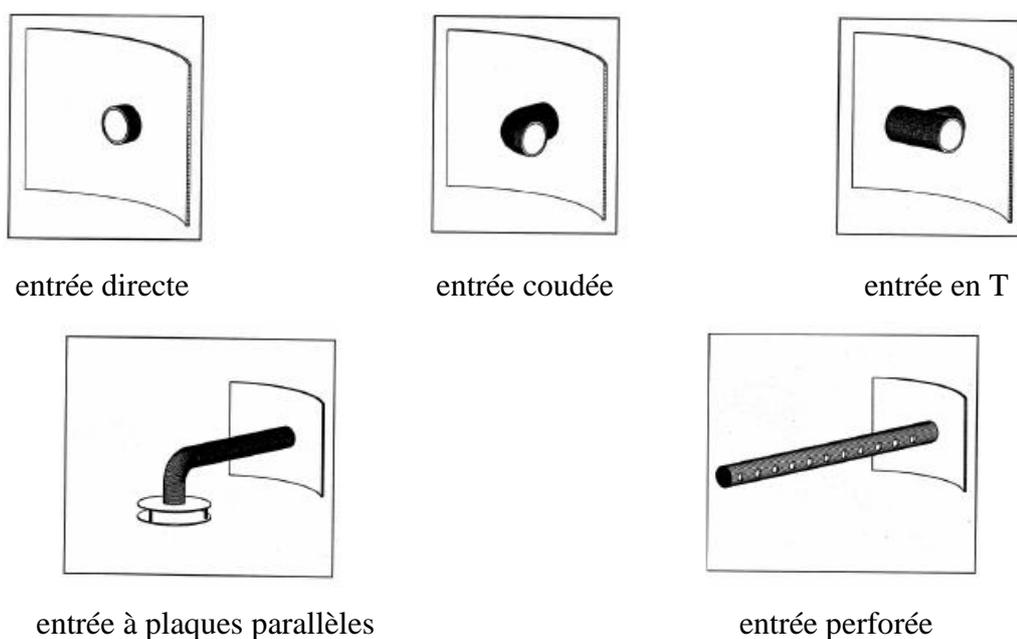


Figure 1.7 - Entrées testées par Carlsson (1993) afin de limiter les effets de mélanges dans le stock

Type d'entrée	Débit maximum sans mélange
Entrée coudée	1 000 L/h
Entrée directe	1 800 L/h
Entrée perforée	1 800 L/h
Entrée en T	2 500 L/h
Entrée à plaques parallèles	4 500 L/h

Table 1.2 - Illustration des différences de performances des entrées

Ces résultats sont cependant contestables car bien que chacune des entrées soit fixée au ballon via un diamètre de 2", les surfaces de contact de l'eau entrant avec l'eau présente dans le ballon ne sont pas équivalentes. Ainsi, l'entrée en T possède une surface de contact deux fois plus grande que celle de l'entrée coudée. A même débit, la vitesse du fluide entrant sera donc deux fois plus faible. On pourrait alors très bien imaginer une entrée à plaques parallèles très rapprochées qui serait alors moins efficace qu'une entrée directe. D'une manière générale, une entrée d'eau froide dans un ballon chaud sera efficace si l'injection du fluide est réalisée à faible vitesse et avec une orientation vers le bas du ballon (BLA07a).

D'autres entrées par le côté du ballon sont aussi étudiées par Hegazy (HEG07) sur des ballons électriques. 3 types de tuyaux d'entrée sont testés (*biseauté, perforé et avec une fente*) et montrent de meilleures performances pour une entrée avec un tuyau horizontal disposant d'une fente orientée vers le bas du ballon.

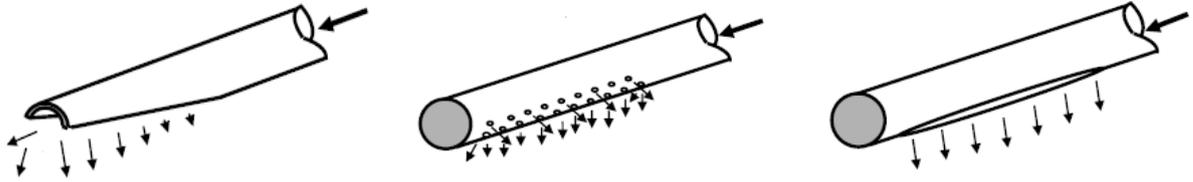


Figure 1.8 - Entrées testées par Hegazy
(en biseau à gauche, perforée au centre et avec une fente à droite)

Hegazy (HEG07) nuance cependant son résultat en précisant que les plus grandes différences apparaissent à de forts débits (*et donc à faible nombre de Richardson*). Un très faible débit implique en effet un fort nombre de Richardson et une stratification indépendante du type d'entrée utilisée.

La plupart des travaux expérimentaux reportés dans la littérature sont conduits avec des températures d'entrée constantes pour le stockage de chaleur à thermocline. Le cas des entrées à températures variables (*ou distributeurs*) a alors été étudié avec les systèmes à énergie solaire. La caractéristique de ces derniers est l'utilisation d'un manifold perforé qui guide le courant d'entrée pour qu'il sorte au niveau de température correspondant à l'intérieur du ballon. Ces distributeurs peuvent être des manifolds rigides (*cf canne de stratification de l'offre technologique*) ou flexibles (SHA79, DAV94a, DAV94b), des tuyaux flexibles (VAN79), des déflecteurs solides rigides (DAV75) et des distributeurs rigides perforés (ABU92). Menés avec une température d'entrée variable, les tests sur les manifolds rigides poreux montrent de meilleures performances que les entrées fixes traditionnelles (GAR79). Ceci est confirmé par Davidson et al. (DAV94a) en comparant les performances d'un manifold rigide poreux avec une entrée conventionnelle en tube. Cependant, les manifolds rigides poreux sont rarement utilisés à cause de leur incapacité à s'adapter à des conditions de flux autres que celles pour lesquelles ils sont conçus. Une solution, suggérée par Davidson et Adams (DAV94b), est l'utilisation d'un manifold en tissu qui est 4 % plus efficace pour maintenir la stratification que le manifold rigide poreux et 48 % plus efficace qu'une entrée par tube classique.

Le principe général des manifolds que montre la Figure 1.9 est de jouer sur la contraction/expansion du tube afin de libérer le fluide à une hauteur où le fluide au sein du tuyau est à la même pression que celle du ballon. L'inconvénient est cependant d'augmenter les transferts thermiques horizontaux dû à la faible épaisseur de ces manifolds. Andersen et al. (AND07) montrent que ces entrées en tissus à faible maillage (fait de Nylon, de filaments de polyester et d'acrylique) peuvent être améliorées en utilisant 2 couches de tissus espacées de 10 mm. Une meilleure stratification est alors maintenue à forts débits par rapport aux manifolds rigides qui sont plus efficaces à faibles débits.

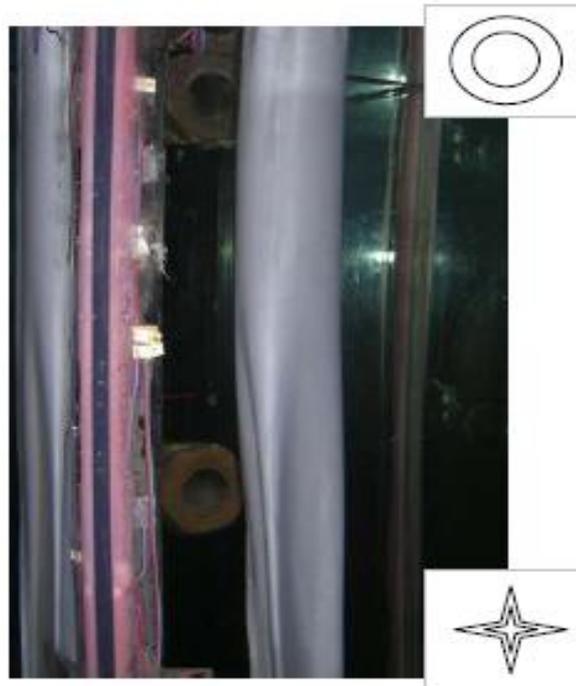


Figure 1.9 - Manifold à 2 couches pendant l'expérience d'Andersen de charge du ballon initialement froid. En haut à droite, section du manifold lorsque l'eau chaude quitte le manifold. En bas à droite, section du tube contracté

Le nombre de Richardson et les différentes géométries et localisation de l'entrée sont donc essentielles pour obtenir une bonne stratification en mode dynamique. Que cela soit en mode dynamique ou en mode statique, le rapport d'aspect H/D est influant. Pour le même volume de stockage, les ballons de grands rapports d'aspect maintiennent une meilleure stratification que les petits. En effet, pour la même épaisseur de thermocline, un ballon de grand rapport utilise moins de fluide pour cette région de transition entre le chaud et le froid. Cependant, il existe une limite car les pertes thermiques vers l'ambiance environnante augmentent lorsque le ballon devient trop grand (*pour un volume équivalent*) ; ceci obligeant à augmenter le coût de l'isolation. Pour obtenir un haut degré de stratification sans pertes thermiques excessives vers l'ambiance, un rapport de forme de 4 est recommandé par Cole et Bellinger (COL82). Un rapport de 10 est conseillé par Abdoly et Rapp (ABD82). Cependant, cette valeur plus élevée ne tient pas compte du prix engendré par l'isolation. Dans leurs expériences avec des ballons de rapport d'aspect de 2.0 à 3.5, Nelson et al (NEL99) trouvent que l'augmentation des performances est négligeable pour un

rapport de forme supérieur à 3.0. Des études analytiques ont montré que seulement une petite augmentation de la stratification était obtenue pour des rapports d'aspect supérieur à 3.3 (ALN93), et 4.0 (ISM97, HAH98). Il avait été souligné auparavant par Lavan et Thompson (LAV77) qu'un rapport de forme entre 3 et 4 constituait un compromis raisonnable entre performances et coût.

2.2 MODE STATIQUE

En mode statique, le nombre de Richardson n'a plus de sens. Cependant, d'autres transferts thermiques viennent dégrader la stratification. Ainsi, lorsque les parois sont fortement conductrices, la température de l'enceinte tend vers une température moyenne plus rapidement que le fluide. Ceci cause des courants de convection qui détruisent la stratification thermique.

Une étude pionnière sur les effets de la conduction pariétale sur la décantation de la stratification est menée par Miller (MIL77). Ses expériences sont menées sur deux ballons cylindriques de laboratoires de tailles légèrement différentes et de matériaux différents : aluminium et verre. Les résultats indiquent que la dégradation de la thermocline dans le ballon métallique est six fois plus rapide que celle du ballon en verre. C'est en fait la conduction pariétale qui refroidit le liquide de la zone chaude près de la paroi, et qui réchauffe celui de la région froide. Une non-uniformité horizontale des températures mène alors à une poussée qui induit des courants convectifs augmentant ainsi le brassage et épaississant la thermocline. Notant que la conductivité thermique de l'eau et du verre sont quasiment identiques, il fut alors conclu que la conductivité de la paroi du ballon ne doit pas être trop supérieure à celle du liquide stocké (*de faibles conductivités sont préférables*).

Plus tard, Hess et Miller (HES82) étudient l'effet de la conduction axiale de paroi sur la stratification par la mesure du champ de vitesse près de la paroi. La diffusion le long de la thermocline et les pertes thermiques vers l'ambiance environnante sont isolées dans ces expériences. Cette fois, les expériences sont conduites sur un ballon d'eau à basse température subissant une conduction axiale de paroi obtenue en imposant une température uniforme sur la surface de la paroi verticale du ballon. Les mesures de vitesse ont montré clairement que pour les conditions testées, les courants convectifs sont responsables de la dégradation de la thermocline. Les forces de poussée et le gradient de pression imposé sur le fluide par le haut du ballon provoquent la formation de vortex.

Murthy et al. (MUR92) confirme les résultats de Miller (MIL77) en montrant expérimentalement que même avec une isolation optimum, les thermoclines se dégradent à cause des pertes de chaleur de la paroi entre la zone de fluide chaud et la zone de fluide froid. Il est alors montré (MUR92) que la destruction de la thermocline est plus évidente pour un ballon en aluminium vis à vis d'un ballon en acier. L'effet de la localisation extérieure ou intérieure de l'isolation a été étudié par Shyu et al. (MUR92). L'isolation intérieure empêche de manière plus efficace la dégradation de la thermocline en réduisant les effets de la paroi conductrice et les pertes vers l'extérieur.

La destruction de la stratification thermique d'un fluide au sein de deux ballons rectangulaires isolés avec du plexiglas est étudiée par Jaluria et Gupta (JAL82). La distribution de température mesurée dans le test statique prouve l'uniformité horizontale malgré quelques variations près de la paroi dues aux pertes à l'ambiance environnante. Ceci permet alors de justifier l'utilisation d'un modèle numérique monodimensionnel développé par les auteurs. Cette uniformité est attribuée aux pertes thermiques du haut du ballon qui refroidit la couche la plus haute, causant ainsi son déplacement vers le bas et son brassage avec les couches inférieures. Le refroidissement du fluide de la région voisine à la paroi conduit à l'apparition de courants convectifs qui homogénéisent les températures vers le bas du ballon. La nature monodimensionnelle de la distribution de température du ballon stratifié est de plus justifiée par des études antérieures (CLO67, BRU74).

La dégradation de la thermocline en mode statique avec charges ou décharges partielles est plus rapide si la conductivité thermique de la paroi est plus grande que le fluide stocké. Dans de tels ballons, il est recommandé de recourir à une couche d'isolation sur la surface intérieure du ballon. Dans les ballons en béton (DIN02), la stratification est ainsi maintenue plus facilement. Le ratio de conductivité thermique entre le fluide et la paroi est donc gouvernant : plus ce ratio est grand et meilleure est la stratification.

Enfin, Murthy et al. (MUT92) montrent expérimentalement les effets de la conductivité et de

l'épaisseur de la paroi en introduisant un nombre de Biot modifié $Bi_m = \frac{h_{conv} \cdot H_{tot}^2}{\lambda_{cuve} \delta_{cuve}}$. Ce

paramètre est défini pour tenir compte de l'effet de la conduction axiale sur le degré de stratification thermique. Il compare la convection du fluide avec la paroi et la conduction longitudinale. Plus ce nombre de Biot modifié est grand, meilleure est la stratification. Une enveloppe de basse conductivité et de faible ratio épaisseur/diamètre aura alors une stratification prolongée par la réduction des pertes conductrices axiales.

Les précédentes recherches sur la conduction de la paroi sont basées sur des tests statiques avec des charges partielles. En mode dynamique, le transfert thermique à travers la paroi a un effet négligeable sur la stratification (LIG89).

3 PRESENTATION DES DIFFERENTES TECHNOLOGIES EXISTANTES

L'énergie solaire est une ressource énergétique variable qui est indépendante de notre consommation journalière; il convient donc de stocker la chaleur produite avec des Chauffe-Eau Solaires Individuels (*CESI*). Le soleil peut couvrir entre 60 et 80 % des besoins en énergie, il est donc nécessaire d'avoir une source énergétique d'appoint. Différents dispositifs d'appoint sont présents sur le marché :

- Appoint électrique : l'appoint est assuré au moyen d'une résistance électrique intégrée au ballon solaire.
- Appoint hydraulique : l'appoint est assuré au moyen d'un échangeur intégré au ballon de stockage solaire et raccordé à une chaudière.
- Appoint mixte : l'appoint est assuré au moyen d'un échangeur pendant les périodes de l'année où la chaudière est en fonctionnement et par un appoint électrique pendant les périodes où la chaudière est arrêtée.

Les ballons solaires qui ne comportent aucun de ces dispositifs sont des ballons sans appoint (*gauche de la Figure 1.10*). Ces équipements assurent un "préchauffage", total ou partiel, en amont d'un ballon d'eau chaude existant. Les préparateurs utilisés en ballon de préchauffage constituent la gamme de ballon solaire la plus simple. Le ballon est généralement constitué d'une cuve en acier émaillée intérieurement, d'un échangeur largement dimensionné sous forme de serpentín émaillé et soudé dans la cuve. Cette cuve est généralement isolée avec de la mousse polyuréthane injectée d'une épaisseur de 50 mm. La pression à l'intérieur du ballon est celle du réseau d'eau. Il règne au sein de ce ballon une stratification thermique que des procédés peuvent amplifier. Une discussion sur leurs technologies sera menée par la suite étant donné leur usage indépendant du type d'appoint utilisé.

Vient ensuite la gamme de préparateurs d'eau chaude sanitaire indépendants. Ils disposent d'un appoint intégré au ballon. Cet appoint peut être électrique (*centre de la Figure 1.10*) ou par le biais d'un échangeur placé en partie supérieure du ballon (*droite de la Figure 1.10*). Ainsi en cas d'absence d'ensoleillement, le système fonctionne comme un ballon électrique, mais uniquement sur le volume d'appoint (*environ 1/3 du volume du ballon*). Dans ce type de ballon, l'eau chaude est soutirée par le haut du ballon alors que l'eau froide est introduite par le bas. Le ballon est donc, comme la gamme précédente, à la pression du réseau d'eau. Il faut de plus préciser que l'appoint hydraulique par échangeur au sein du ballon peut être remplacé par un échangeur externe associé à un dispositif de charge directe du ballon.

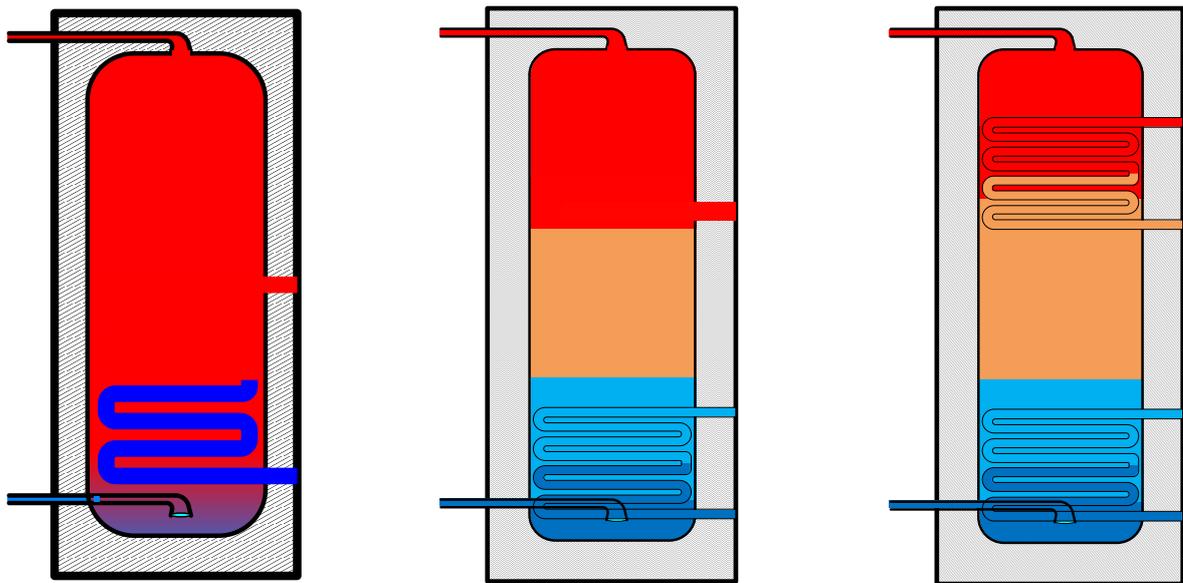


Figure 1.10 - Préparateur solaire (à gauche), ballon solaire à appoint électrique (au centre) et ballon solaire à appoint hydraulique (à droite)

La majorité des fabricants possède donc une gamme de chauffe-eau variée allant du simple ballon sans appoint au ballon à appoint mixte. Les ballons présents sur le marché présentent de ce fait de grandes ressemblances dans leur conception. Cependant, les fabricants tendent à élargir leur gamme avec des Systèmes Solaires Combinés (SSC). Un système solaire combiné associe chauffage de l'eau sanitaire et chauffage de l'habitat. Des piquages supplémentaires sont donc prévus pour le circuit de chauffage (*plancher chauffant ou radiateurs existants*). La plupart des combi-systèmes installés en Autriche et en Allemagne utilisent des ballons de stockage conçus pour favoriser la stratification thermique de l'eau afin d'alimenter les circuits d'eau chaude sanitaire et de chauffage simultanément, suivant leurs besoins.

Les constructeurs sont confrontés à un double défi lorsqu'ils recherchent la stratification thermique au sein du ballon de stockage (*CESI ou SSC*). Il convient dans un premier temps de favoriser la stratification et dans un deuxième temps de limiter sa destruction. L'offre technologique des ballons s'en trouve diversifiée.

3.1 FAVORISER LA STRATIFICATION

3.1.1 FAVORISER LA STRATIFICATION PAR ELECTROVANNE

L'injection multi-niveaux par vannes trois voies est le système le plus largement répandu pour favoriser la stratification. Les vannes trois voies fonctionnent en tout ou rien et sont régulées en fonction de la température à la sortie des capteurs solaires. Le fluide est alors injecté à différents niveaux dans le ballon en fonction de sa température. Le nombre d'injections est généralement inférieur à trois étant donné le coût des vannes. Certains constructeurs optent pour l'utilisation d'un second échangeur solaire. On remarque que cette technique est utilisée en complément d'un appoint hydraulique ou électrique. Associé à une régulation, l'installation solaire travaillera toujours dans la zone de ballon la plus favorable. Le fluide primaire passe toujours dans l'échangeur inférieur mais ne passe dans l'échangeur supérieur que si les niveaux de température le justifient. On note que ce type de ballon est accompagné d'une isolation de 70 mm au lieu de 50 mm dans les ballons à un seul échangeur solaire.

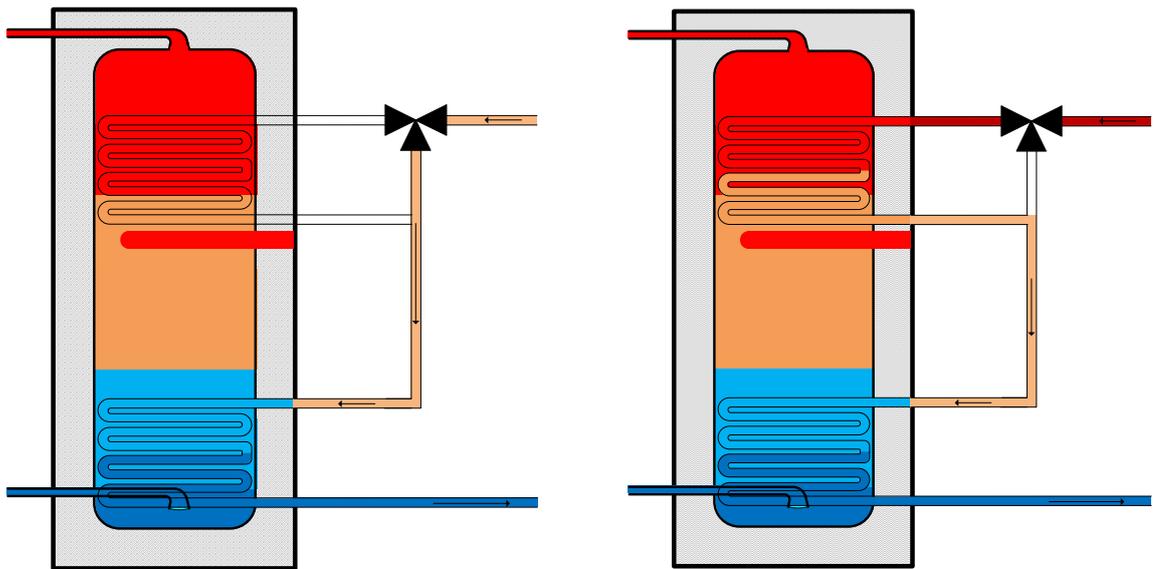


Figure 1.11 - Installation fonctionnant soit avec l'échangeur solaire inférieur seul (à gauche), soit avec les 2 échangeurs solaires (à droite)

Une autre solution consiste en l'injection du fluide à différents niveaux en mode direct dans le ballon (*sans échangeur*). Le chauffe-eau à faible débit de Christeva possède ainsi un échangeur externe et une régulation qui injecte l'eau du circuit secondaire soit en haut du ballon, soit au milieu pour tirer parti d'un ensoleillement réduit sans détruire la stratification thermique du ballon.

Le recours aux vannes trois voies peut de plus être associé à l'utilisation d'un échangeur manteau dans lequel le fluide est injecté au bon niveau. Knudsen et Furbo (*KNU04*) conseillent en effet une entrée dans la position haute de l'échangeur manteau pour des hautes températures tandis qu'une entrée à une hauteur moyenne pour de faibles températures d'entrées. Ce type d'échangeur permet de favoriser la stratification par la création de couches limites chaudes le long de la paroi du ballon. Les ballons de ce type doivent néanmoins limiter les pertes thermiques en utilisant une mousse synthétique expansée d'une épaisseur de 115 mm pour la partie latérale et de 150 mm pour la partie haute. Ce type de ballon a été modélisé par Lana Kenjo (*KEN02*) au CSTB (cf *présentation modèle zonal de la partie modélisation*) et par Shah (*SHA99*).

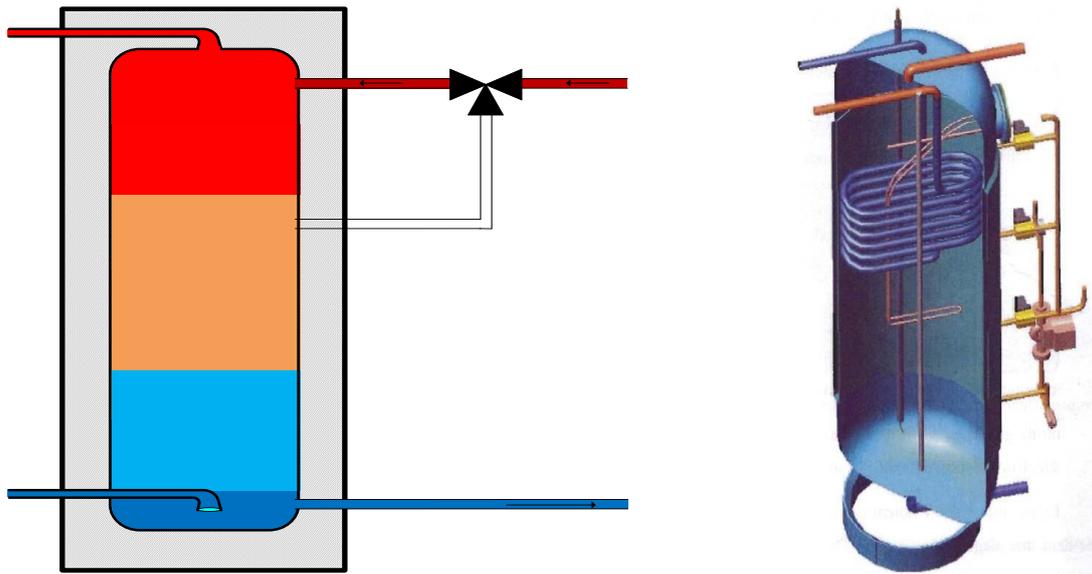


Figure 1.12 - Installation permettant une injection directe du fluide en haut ou au milieu du ballon via une vanne 3 voies (à gauche) et ballon à échangeur manteau disposant de 3 hauteurs d'injection de fluide (à droite)

Le ballon avec échangeur manteau (*droite de la Figure 1.12*) est un des moyens les plus efficaces pour maintenir des transferts thermiques efficaces tout en gardant une bonne stratification. La configuration manteau procure une large surface d'échange et une distribution efficace du fluide des collecteurs jusqu'aux parois du ballon. Le niveau d'équilibre thermique au sein même du manteau permet de ne pas perturber la stratification au sein du manteau et du ballon. Le prix de cette technologie est de plus relativement faible comparé à l'augmentation des performances : Furbo (*FUR93*) montre que la configuration avec manteau a le meilleur rapport coût / performances comparé aux systèmes avec échangeurs externes à bras latéral et aux systèmes à échangeur interne en serpentin. Cependant, la configuration à manteau n'est pas conseillée pour des ballons de grandes tailles (> 800 - 1 000 L) du fait de la diminution du rapport surface d'échange / volume.

3.1.2 FAVORISER LA STRATIFICATION PAR CONVECTION NATURELLE

Pour favoriser la stratification, une canne de stratification est utilisée pour distribuer la chaleur par convection naturelle. Avec un rayonnement solaire élevé, l'eau réchauffée monte dans le tube thermosiphon pour être disponible rapidement dans la partie supérieure du ballon (*gauche de la Figure 1.13*). Celui-ci se réchauffe alors du haut vers le bas. Pendant les périodes de faibles ensoleillements, l'eau préchauffée n'atteindra que la couche de même température (*droite de la Figure 1.13*) et n'altérera pas la stratification établie : l'écoulement de l'eau par les clapets inférieurs en stoppe la remontée dans la canne de stratification. L'importance des clapets anti-retour a été démontrée (SHA05) par comparaison avec un dispositif sans clapets qui conduit à un brassage du ballon. Cependant, la canne de stratification testée étant plus efficace pour des débits compris entre 5 L/min et 8 L/min alors qu'elle est couramment utilisée pour des débits inférieurs à 5 L/min montre le besoin d'optimisation du dispositif. Ce dispositif de stratification est employé pour les ballons allant de la gamme sans appoint aux systèmes SSC avec des échangeurs de chaleur type serpentín à axe vertical (*le plus souvent*) ou à axe horizontal.

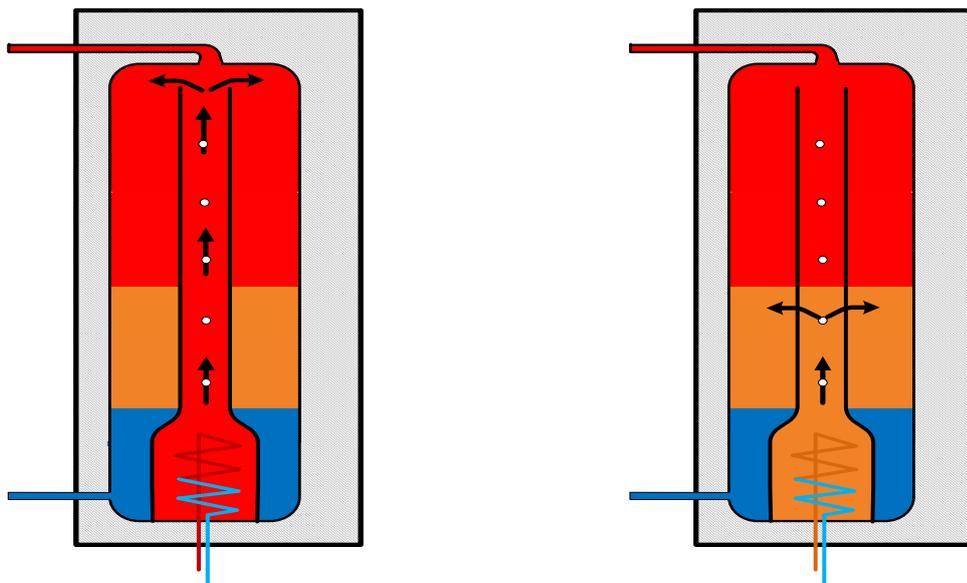


Figure 1.13 - Sortie de l'eau en haut du ballon lors d'un ensoleillement élevé (*à gauche*) et au milieu du ballon lors d'un ensoleillement moyen (*à droite*)

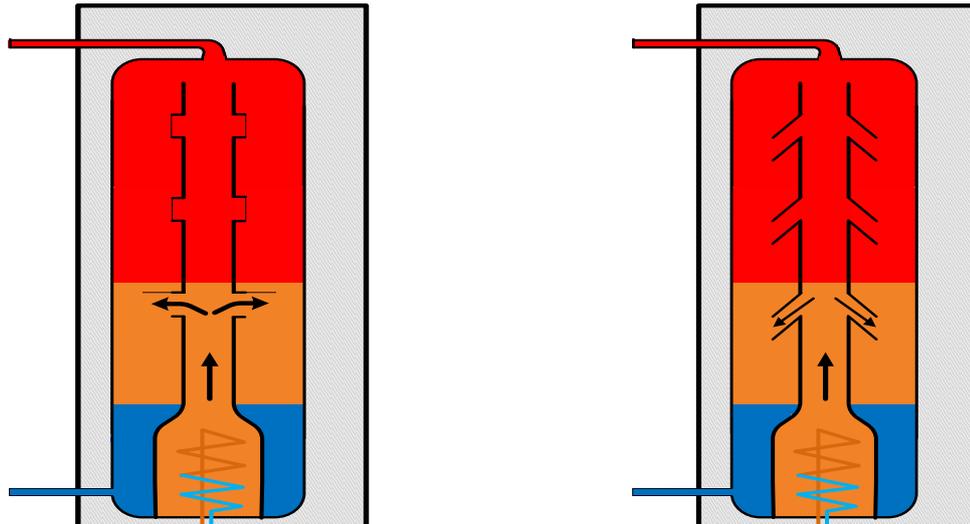


Figure 1.14 - Canne de stratification avec clapets anti retour (à gauche) et avec tubes orientés vers le bas (à droite)

Alors que certains constructeurs utilisent des clapets anti-retour (*clapets à ouverture par gravité présentés à la Figure 1.13*), d'autres misent sur une orientation vers le bas des sorties de la canne de stratification (*Figure 1.14*). D'une manière ou d'une autre, le principe repose sur la différence de pression entre l'eau au sein du tube thermosiphon et l'eau au sein du ballon afin de favoriser l'écoulement du tube vers le ballon et de limiter le trajet inverse.

Il faut de plus noter que cette charge à différents niveaux via la canne de stratification est rencontrée avec l'échangeur placé en dehors du ballon. De plus, différents niveaux de décharge de l'eau chaude permettent d'optimiser le rendement d'une installation solaire sans utiliser de mitigeur à la sortie de la sortie ECS (*FUR05a*).

En définitive, les principales solutions technologiques permettant de favoriser la stratification disponibles sur le marché ont été présentées. D'autres ballons solaires tendent à utiliser des obstacles (*tôle de stratification*) qui permettent de façonner la stratification dans le ballon en isolant physiquement l'eau chaude du haut du ballon. D'autres technologies (*manifolds, tube poreux,...*) sont prometteuses pour favoriser l'élaboration de la stratification ou la maintenir (*matériaux à changement de phase, PLA05*).

3.2 LIMITER LA DESTRAFICATION

3.2.1 LE BRASSAGE DES TEMPERATURES IMPOSE PAR LE JET

Différentes entrées d'eau froide par le bas du ballon sont testées par Andersen et Furbo (*SHA05*) pour des soutirages d'ECS à fort débit (20 L/min). Le but est d'éviter le brassage des températures afin de ne pas troubler la stratification et de garder l'eau chaude dans la partie supérieure du ballon. Pour limiter l'homogénéisation des températures par le jet, des dispositifs brise-jet permettent de limiter la destratification. Les brise-jets jouent le rôle d'obstacle au développement du jet, cassant ainsi le flux entrant et limitant sa hauteur d'influence.

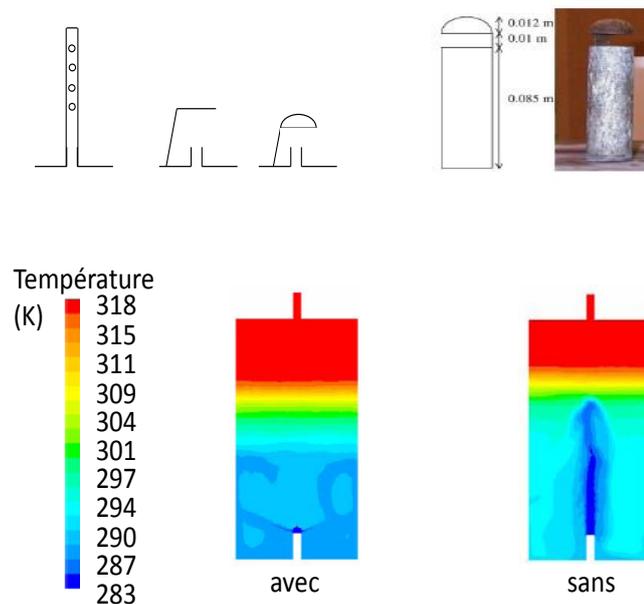


Figure 1.15 - Technologies permettant de limiter l'influence du jet sur la stratification (*en haut*) et influence de l'utilisation d'un brise-jet en demi-sphère sur la stratification (*en bas*)

Une autre solution est de diriger le jet vers le bas du ballon afin une fois encore de favoriser le brassage dans des zones de basses températures et ainsi limiter le brassage de l'eau froide avec la partie supérieure du ballon.



Figure 1.16 - Orientation de l'entrée d'eau froide vers le bas du ballon

Enfin, les ballons "tank in tank" que l'on retrouve dans les systèmes solaires combinés présentent la particularité d'avoir un ballon à l'intérieur d'un ballon tampon. Le ballon tampon préserve sa stratification thermique car aucun jet n'y est introduit. L'eau froide arrive dans le chauffe-eau intégré par le bas du réservoir ; ceci afin de ne pas bouleverser

les stratifications du caloporteur lors du réchauffement de l'eau froide. D'autres ballons présentent la particularité de produire de l'Eau Chaude Sanitaire quasi instantanément par une décharge indirecte (*via échangeur*). Ce principe est équivalent au ballon "tank in tank" avec le ballon intérieur remplacé par un serpentin d'ECS instantanée. Ceci permet d'empêcher le brassage des températures par le jet froid. Les accumulateurs de chaleur (*Weishaupt, Rotex, Consolar...*) fournissent de l'eau chaude instantanée qui permet donc de limiter la destratification.

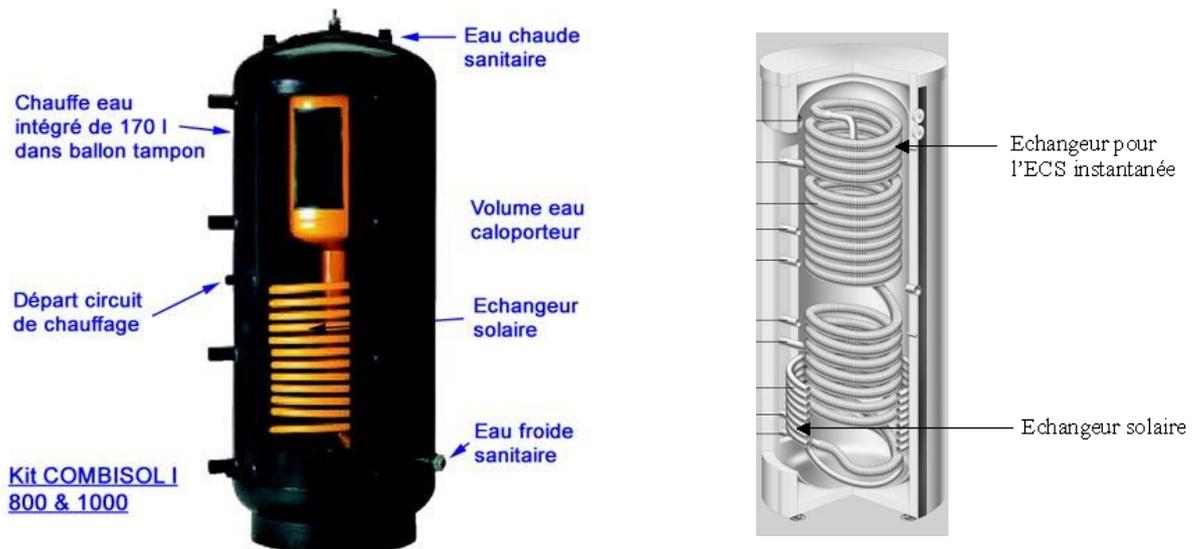


Figure 1.17 - Ballon "tank in tank" (à gauche) et ballon à ECS quasi instantanée (à droite)

Dans ce type de ballon, le réservoir n'a plus lieu d'être sous pression car le caloporteur qu'il contient n'est pas évacué. L'eau, sans pression, est uniquement prévue pour l'accumulation thermique. L'eau chaude instantanée permet de limiter le brassage par le jet d'eau froide dans le ballon mais aussi de recourir à des matériaux de plus faibles épaisseurs (*c'est le cas en Chine*) et de conductivité thermique plus faible (*polypropylène*). Les réservoirs en polypropylène ne nécessitent aucun entretien (*pas de corrosion possible*) et présentent des qualités d'isolation remarquables.

3.2.2 L'ISOLATION DU BALLON

Une bonne isolation permet de limiter les pertes du stockage mais aussi d'éviter la création de courant de convection au sein du ballon, limitant ainsi la destratification du stockage. Les constructeurs utilisent donc une épaisseur d'isolation plus importante dans les ballons conçus pour favoriser la stratification.

Cependant, pour maintenir la stratification, il convient de diminuer les transferts conductifs et donc d'utiliser une paroi de plus grande résistance thermique. Il convient donc d'augmenter l'épaisseur de la cuve ou alors de diminuer la conductivité de celle-ci. Ainsi, la cuve de l'accumulateur ROTEX Sanicube Solaris est constituée d'une double paroi entièrement en matière synthétique. L'espace entre la paroi interne et la paroi externe est injecté de mousse de polyuréthane. La faible capacité de transmission de chaleur de la paroi en matière plastique de la cuve favorise et stabilise la stratification. Alors que bon nombre de cuves sont en acier émaillé ou inoxydable, l'accumulateur en plastique a une conductivité plus faible qui réduit considérablement les transferts conductifs au sein de la paroi ; ceci empêche la formation de courants convectifs aux alentours de la paroi et empêche de ce fait la destratification du ballon.

L'isolation ALU-EPS employée par CONSOLAR utilise une lame d'air entre l'isolation de 125 mm de polystyrène et la lame d'aluminium. Ce type d'isolation est, selon le constructeur, plus performant que l'isolation classique par mousse de polyuréthane injecté bien que la conductivité thermique du polystyrène soit supérieure à celle du polyuréthane. Il faut tout de même noter que l'air est un bon isolant lorsqu'il reste immobile. De plus, des ponts thermiques pour les liaisons cuve-isolant-enveloppe du ballon sont accentués.

La conductivité thermique du polystyrène est de 0.034 – 0.050 W/mK alors que la conductivité du polyuréthane varie entre 0.024 et 0.035 W/mK en fonction de la densité. De plus, le polyuréthane peu être utilisé avec une température maximum de 140 °C alors que la température maximum d'utilisation du polystyrène est de 80 °C.



Figure 1.18 - Accumulateur à paroi synthétique (à gauche) et isolation via lame d'air (à droite)

Il faut aussi noter l'existence d'isolation à base de matériaux micro et nano-poreux à des valeurs de conductivité thermique comprises entre 0.012 et 0.025 W/(mK) ; la conductivité de l'air immobile à température ambiante est d'environ 0.025 W/(mK) . Enfin, des isolations sous vide permettent de diminuer de 5 à 10 fois la conductivité thermique par rapport aux matériaux classiques. Des projets de recherche suisses produisent et testent actuellement ces nouveaux types d'isolants. Les ballons commerciaux n'utilisent pas encore ces nouvelles technologies. (HAD05).

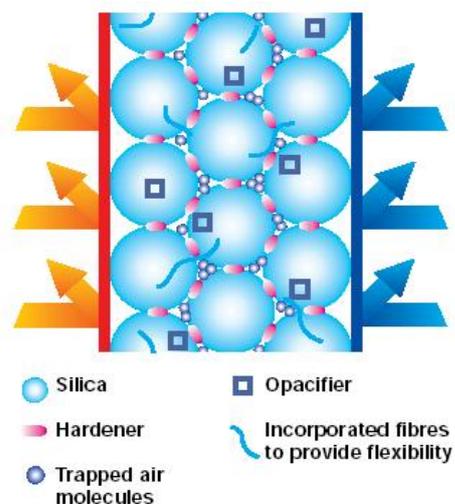


Figure 1.19 - Isolation sous vide

Les pertes thermiques d'un ballon bien isolé de moins de 1 000 L sont comprises entre 500 et 1 000 kWh/année. Cependant, pour un ballon faiblement isolé, les pertes peuvent être significativement plus grandes réduisant ainsi les performances du système. Les pertes thermiques réelles d'un ballon de stockage sont généralement plus grandes que celles issues du calcul théorique par pertes conductives. Ceci s'explique par les mouvements de convection d'air à l'intérieur de certaines isolations, les fuites d'air et les ponts thermiques. Les connexions hydrauliques situées sur le côté et sur la partie supérieure du ballon sont la cause principale des pertes supplémentaires. Suter (*SUT03*) montre expérimentalement des déperditions quatre à cinq fois plus grandes que les pertes théoriques. Il insiste sur une recirculation vers le ballon de l'eau froide qui s'est refroidie dans les connexions hydrauliques de l'installation. Des connexions via des tubes orientés vers le bas sont alors utilisées par certains fabricants. Le système anti-convection de Wagner & Co est conçu dans la même optique : empêcher l'eau froide de perturber la stratification thermique du ballon et limiter les pertes par piquages. Une étude menée via Fluent montre ainsi la diminution des pertes par piquage. Le constructeur annonce alors une augmentation des performances annuelles de 10 à 20 % en employant ce système anti-convection.



Figure 1.20 - Orientation des connexions pour empêcher le retour d'eau froide dans le ballon (à *gauche*) ou système anti-convection de Wagner & Co.

4 PRESENTATION DES MODELES DE SIMULATION THERMIQUE DES BALLONS SOLAIRES

Devant l'offre technologique très diversifiée, le recours à la simulation permet le dimensionnement d'un système solaire. Les performances de ce système évoluent alors en fonction de la stratification qui règne au sein du dispositif de stockage. Afin de valider le choix d'un ballon solaire plutôt qu'un autre, il est donc primordial que le modèle décrive au mieux les différentes technologies présentées afin de favoriser la stratification et d'en limiter sa destruction.

Différents types de modélisation permettent la description plus ou moins précise du comportement d'un ballon solaire. Un état de l'art sur les modèles de ballons solaires présente ici les modèles à couches, les modèles zonaux ainsi que l'approche neuronale et CFD. La pertinence des différentes modélisations sera alors évaluée pour la prise en compte de la stratification.

4.1 MODELES A COUCHES

4.1.1 PRESENTATION DES MODELES IDEAUX

Un modèle représentant les échanges thermiques au sein d'un ballon solaire qui doit prendre en compte la stratification existant est un compromis réaliste entre deux modèles idéaux de stockage de chaleur :

- le modèle de ballon idéalement brassé,
- le modèle de ballon idéalement stratifié.

Le modèle de ballon idéalement brassé

Dans les modèles de ballons idéalement brassés, la totalité du liquide est à une température uniforme qui varie en fonction du temps via un ajout d'énergie pendant la charge ou un puisage d'énergie pendant la décharge et via l'interaction avec l'ambiance à T_a . Le bilan thermique s'écrit alors :

$$MC_p \frac{dT}{dt} = \dot{m}_m C_p (T_{in} - T) - UA(T - T_a) \quad (1.2)$$

Le modèle de ballon idéalement stratifié

Dans les modèles de ballons idéalement stratifiés, le ballon est divisé en N couches à températures uniformes et l'injection à température donnée se modélise par l'ajout d'une couche intermédiaire sans échange de chaleur avec les couches adjacentes ou avec celles rencontrées pendant sa trajectoire. La seule interaction de chaleur permise est celle avec l'ambiance à T_a . Sous ces conditions, le bilan thermique de la couche j , de masse M_j s'écrit :

$$M_j C_p \frac{dT_j}{dt} = -UA(T_j - T_a) \quad (1.3)$$

Pour une condition initiale T_0 , la solution analytique de cette équation après un pas de temps Δt , est :

$$(T_j - T_a) = (T_0 - T_a) \exp(-UA\Delta t / M_j C_p) \quad (1.4)$$

La distribution de température au sein du ballon peut être obtenue en appliquant la solution donnée par l'équation (1.4) pour toutes les couches du ballon. Pendant un pas de temps Δt , le volume entrant à température T_{in} est inséré entre la couche de température supérieure et celle de température inférieure. Pour maintenir la continuité thermique, les couches sont donc amenées à se déplacer vers le bas ou vers le haut selon que le ballon soit en mode de charge ou de décharge.

Lors d'une charge à T_c d'un volume V_c et d'une décharge d'un volume V_f laissant introduire de l'eau à T_f pendant le même pas de temps, deux étapes sont nécessaires :

- toutes les couches de températures inférieures à T_c sont déplacées vers le bas du ballon,
- toutes les couches de températures supérieures à T_f sont déplacées vers le haut du ballon pour sortir à une température $T_{puisage}$:

$$T_{puisage} = \frac{V_c T_c + (V_L - V_f) T_1}{V_f}$$

La Figure 1.21 représente les étapes du calcul pendant un pas de temps pour $T_c > T_1$ et $T_f < T_4$ et montre ainsi la création d'un nouveau volume. Le modèle à volumes variables ("*plug flow*" par Kleinbach et al. (KLE93)) adapte ses volumes pour obtenir une stratification idéale.

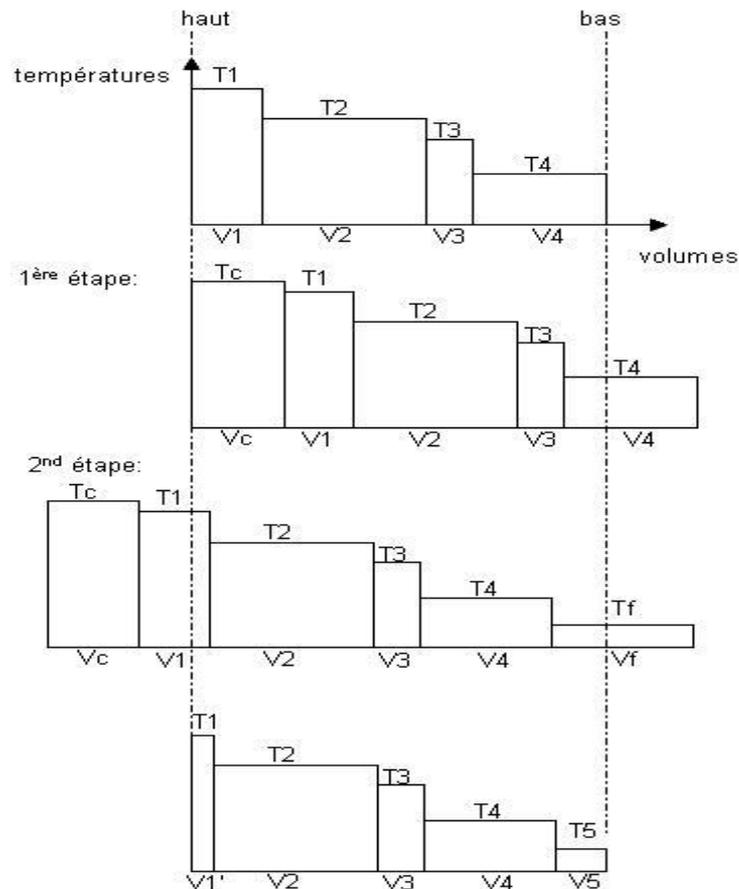


Figure 1.21 - Fonctionnement du modèle idéalement stratifié

4.1.2 AUTRES TYPES DE MODELES A COUCHES

Au-delà de ces deux modèles idéaux, existent les modèles à N couches isothermes de volume constants au cours de la simulation. Les N volumes peuvent alors être d'épaisseurs identiques ou pas (*cas du type 4 de TRNSYS*). Le modèle idéalement brassé peut alors être reproduit pour $N = 1$ alors que le modèle idéalement stratifié nécessite que le nombre de couches N tende vers l'infini avec un mode d'injection à niveau de température identique à T_{in} .

Le mode d'injection du fluide dans les modèles à couches permet de classer les modèles.

Les modèles monodimensionnels de Close (*CLO67*), Duffie et Beckman (*DUF80*) et Sharp (*SHA78*) supposent que le fluide entrant est dirigé vers le volume de température la plus proche de celle d'entrée sans brassage pendant son parcours. Ici, le brassage des températures ne s'opère qu'avec les couches adjacentes.

Le modèle d'entraînement visqueux de Han et Wu (*HAN78*) tient compte des effets de brassages causés par l'entraînement du courant d'entrée dans le ballon. Ainsi, les circuits du collecteur et de la charge sont insérés dans le modèle : les bilans énergétiques tiennent compte des boucles de la charge et du collecteur et sont résolus par une méthode implicite aux différences finies. Une équation supplémentaire décrivant le taux d'entraînement visqueux est de plus nécessaire. Un paramètre de condition limite, γ , est introduit pour tenir compte du brassage dans le ballon par l'introduction du flux du collecteur et du flux de charge. On remarque alors que l'épaisseur de la thermocline augmente avec la valeur du paramètre γ .

Bon nombre de types de modèles à couches sous TRNSYS prévoient le choix du mode d'injection selon deux méthodes : entrée à niveau de température identique ou entrée fixe. La première méthode permet d'injecter le fluide dans le ballon au niveau de la couche du ballon ayant la température la plus proche de celle d'injection, alors que la seconde méthode injecte le fluide dans le ballon à une hauteur fixe. Pour cette seconde hypothèse, si la température d'entrée est différente de la température de la couche dans laquelle le fluide est injecté, il y a un mélange des couches qui s'opère jusqu'à ce que la stratification des températures soit établie.

Ainsi, le modèle idéalement stratifié correspond au mode 2 du type 38 de TRNSYS (*entrée à niveau de température identique*). L'inconvénient du type 38 est qu'il est limité à 2 entrées/sorties d'eau. L'avantage est qu'il utilise un maillage tantôt fin tantôt grossier selon le degré de stratification et ce sans agir sur le pas de temps de simulation.

Les autres modèles standards de TRNSYS sont les types 4, 60, 74, 140 et 340. Le modèle Multicouches le plus répandu est probablement le Type 140 (*ou son évolution récente : le type 340*). Celui-ci est un développement du type 74 par Drück et dispose de 4 échangeurs internes qui peuvent être modélisés en détail, de 10 double ports (*entrées/sorties*), d'une résistance électrique. Le Type 140 prend en compte les pertes à l'ambiance environnante en fonction de 4 zones. Le nombre de couches N , dont dispose le modèle, varie entre 1 et 300. Ceci permet donc de définir une stratification du ballon plus ou moins importante. En effet, bien que les modèles à couches ne tiennent pas explicitement compte de la turbulence, le nombre de couches utilisées dans ce type de modèle a un effet sur le profil de température, similaire à celui obtenu par l'introduction d'un brassage turbulent.

Les Types 4 et 60 sont également basés sur ces hypothèses. Les différences principales sont les équipements pris en compte par le modèle (*présence ou non d'un ou plusieurs échangeurs internes, résistance électrique...*). Le Type 140 permet en plus de charger le ballon de manière stratifiée (*utilisation d'une canne de stratification*) ou encore de simuler un ballon à échangeur manteau.

Un problème d'inversion de température se produit lorsqu'une couche froide se retrouve au-dessus d'une couche chaude dans un modèle Multicouches. La poussée d'Archimède et les transferts thermiques vont physiquement détruire cette inversion par un brassage des températures. Deux méthodes sont utilisées pour simuler le brassage dans un modèle Multicouches :

1. en augmentant fortement le coefficient de transfert thermique ($> 3\ 000\ \text{W}/(\text{mK})$) jusqu'à la fin de l'inversion ;
2. en calculant la température moyenne des deux couches concernées et en leur imposant cette température. Ce processus employé par le type 140 est répété tant qu'une inversion de température est présente.

De manière générale, le bilan énergétique d'une couche i peut s'écrire sous la forme :

$$(M_i C_p) \frac{dT}{dt} = \Phi_{env} + \Phi_{cond} + \Phi_{échangeur} + \Phi_{aux} + \Phi_{injecté} \quad (1.5)$$

- Avec :
- M_i la masse du volume i [kg].
 - C_p la chaleur massique du fluide [Wh/kg.K].
 - Φ_{env} le flux convectif échangé avec l'ambiance [W].
 - Φ_{cond} le flux conductif entre chaque couche [W].
 - $\Phi_{échangeur}$ le flux convectif lié à l'échangeur interne [W].
 - Φ_{aux} le flux injecté par la résistance électrique d'appoint [W].
 - $\Phi_{injecté}$ le flux lié à une injection d'eau froide ou chaude dans le ballon [W].

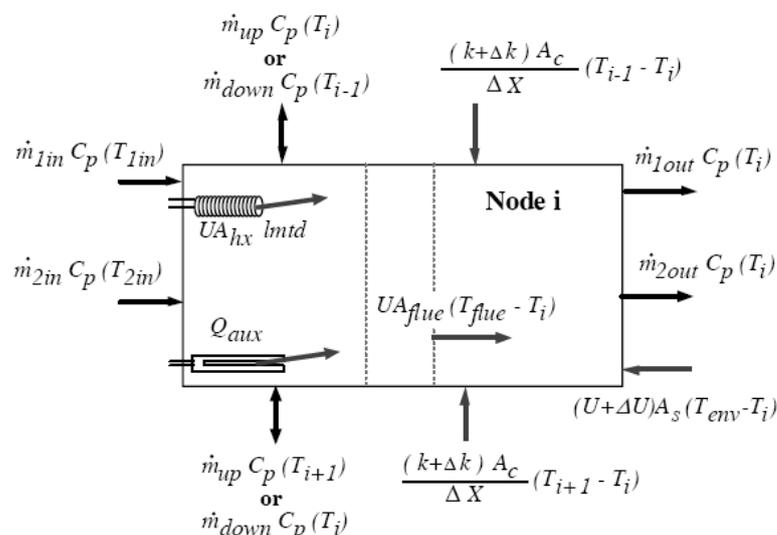


Figure 1.22 - Bilan énergétique du nœud i

Ici, le phénomène de convection entre les couches n'apparaît pas dans le bilan énergétique. Les modèles décrits précédemment ne prévoient pas à l'origine l'arrivée d'eau froide dans la partie supérieure du ballon. Pour décrire cette situation fréquente en fin d'après-midi ou lors d'une période nuageuse, Kleinbach (KLE93) insère le "plume entrainment" dans les types "Multinode" et "plug flow" de TRNSYS.

Le "plume entrainment" développé par Csordas (CSO92) est utilisé pour prendre en compte l'état instationnaire du système de stockage solaire. Pendant une période de faible ensoleillement temporaire, il est ainsi possible pour le fluide d'entrer à un niveau de température inadéquat qui produit une force de poussée négative entraînant alors l'eau chaude vers le bas du ballon.

Il est important de noter que des modèles plus simples et plus précis ont été élaborés pour le stockage de chaleur à une seule thermocline (*température d'entrée constante*). Le brassage dû à la zone d'entrée est alors quantifié en fonction du type de diffuseur et permet de définir un coefficient de diffusivité effective ou une région d'entrée totalement brassée.

D'une manière générale, les modèles de stockage à thermocline rencontrés dans la littérature sont basés sur la résolution de l'équation monodimensionnelle de convection diffusion. Il est supposé que le flux est monodimensionnel, i.e. la vitesse est uniforme dans la coupe du ballon. De plus, les propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées constantes et l'inertie thermique de la paroi et de l'isolation négligeable. Gretarsson et al. (GRE94) démontrent cette dernière hypothèse.

Ainsi, l'équation énergétique d'un flux laminaire est :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{UP}{A_c \rho C_p} (T_a - T) \quad (1.6)$$

Avec : A_c la section du ballon [m²].

V la vitesse moyenne verticale au sein du ballon (basée sur A_c) [m/s].

U le coefficient de transfert global [W/(m².K)].

P le périmètre du ballon [m].

α la diffusivité thermique [m²/s].

Le brassage "turbulent" est pris en compte en introduisant dans l'équation (1.6) un facteur de diffusivité effective, ε_{eff} , défini par :

$$\varepsilon_{eff} = (\alpha + \varepsilon_H) / \alpha \quad (1.7)$$

Avec : ε_H la diffusivité turbulente [m^2/s].

Ainsi, pour un écoulement laminaire, la diffusivité turbulente est $\varepsilon_H = 0$ dans tout le volume de contrôle et $\varepsilon_{eff} = 1$. Pour des flux turbulents, ε_{eff} est bien plus grand que l'unité. Il convient donc de multiplier la diffusivité thermique moléculaire de l'équation (1.6) par ce facteur. L'équation (1.6) devient alors :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \varepsilon_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{UP}{A_c \rho C_p} (T_a - T) \quad (1.8)$$

Malgré sa nature artificielle, le facteur de diffusivité effective représente l'effet de la modification de la turbulence causée par le flux entrant. Ce facteur peut donc être utilisé pour caractériser la géométrie d'entrée et identifier le meilleur choix technologique d'entrée. Cette caractéristique a été démontrée par Zurigat et al. (*ZUR88 et ZUR91*) qui fournissent des corrélations de la diffusivité effective en fonction du ratio du nombre de Reynolds sur celui de Richardson pour différentes géométries d'entrée (*sur le côté, de type perforée ou en forme de coude*).

Le brassage localisé rapporté par Dincer et al. (*DIN02*) et utilisé par Gretarsson et al. (*GRE94*) est aussi utilisé par Nakahara et al. (*NAK88*) qui supposent que le ballon est divisé en deux zones : une région idéalement brassée qui augmente pendant le processus de charge, et une zone à volumes variables complétant le reste du ballon. L'équation monodimensionnelle de convection diffusion gouverne alors la région de volumes variables.

4.2 METHODE ZONALE

Initialement utilisée pour la modélisation des transferts thermiques dans les bâtiments, l'approche zonale correspond à une échelle de modélisation intermédiaire entre l'utilisation de codes aux volumes finis (*CFD*) utilisant un maillage fin du volume d'air et le modèle à un seul nœud de température.

La méthode zonale repose sur un découpage en macrovolumes du domaine fluide étudié pour lesquels les bilans massiques et thermiques sont écrits de façon à calculer le champ de température. Le principal avantage de ce type de modèle est de pouvoir prendre en compte les spécificités thermiques et dynamiques des sources. En revanche, le problème majeur de cette approche de modélisation demeure l'évaluation correcte des transferts de masse et de chaleur entre chacune des zones considérées.

Deux grandes familles de modèles zonaux existent :

Les modèles zonaux en température

Cette approche consiste à fixer les sens des débits d'air dans le bâtiment et à fermer le problème ainsi posé par des lois d'écoulements spécifiques tels que les panaches ou les jets (*LEB70*). Cette méthode montre des résultats cohérents (*INA91, RIE02*) mais elle est limitée par son hypothèse de scénario d'écoulement fixé.

Les modèles zonaux en température et pression

Un champ de pression intérieur est calculé à l'aide d'une équation de conservation de la quantité de mouvement "dégradée" qui permet d'exprimer le débit massique d'air entre deux zones en fonction de l'écart de pression correspondant. Ainsi, les écoulements à faible quantité de mouvement entre zones courantes sont décrits. Bouia (*BOU93*) propose de plus de décrire les écoulements moteurs par leurs lois de comportement. Par conséquent, le modèle zonal distingue les zones courantes des zones spécifiques.

La méthode zonale est donc utilisée comme outil d'évaluation de la performance énergétique et du confort thermique des bâtiments. L'approche se voit alors développée au CSTB pour la modélisation de ballons à échangeur manteau. Le modèle développé par Kenjo (*KEN02*) pour un ballon à échangeur manteau avec injection de fluide à différents niveaux a été validé expérimentalement et donne satisfaction pour la prédiction de la stratification au sein de tels ballons.

La méthode consiste à découper le domaine de fluide en macrovolumes dont certains sont dédiés à la représentation des écoulements moteurs tels que les couches limites thermiques. Pour N macro-volumes isothermes, les bilans massiques et thermiques sont écrits sur chaque zone. Cependant, les équations de conservation de la quantité de mouvement ne sont pas prises en compte, introduisant ainsi une carence d'équations par rapport aux nombres d'inconnues. Pour fermer le problème, il est alors nécessaire de se donner un scénario d'écoulement et de fixer la valeur de certains débits. Pour la configuration en échangeur manteau, les débits aisément identifiables sont ceux de la couche limite thermique. En effet, pour cet écoulement, le débit volumique peut être calculé par intégration du profil de la vitesse verticale. En fait, les problèmes dynamique et thermique étant couplés, il est nécessaire d'utiliser le profil de la vitesse verticale et celui de la température. De part les dimensions et les écarts de température en présence, Kenjo (*KEN02*) opte pour les profils de la couche limite turbulente donnés par Bejan (*BEJ95*).

$$v_{(x,y)} = V_{(y)} \cdot \left(1 - \frac{x}{\delta_{ch}}\right)^4 \cdot \left(\frac{x}{\delta_{ch}}\right)^{1/7} \quad (1.9)$$

$$T_{(x,y)} - T_{\infty} = T_p - T_{\infty} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{\delta_{ch}}\right)^{1/7}\right] \quad (1.10)$$

Il faut noter que Kenjo (*KEN02*) a supposé que les épaisseurs dynamique et thermique de la couche limite sont égales pour l'utilisation des équations (1.9) et (1.10). Si cette hypothèse est vérifiée dans le cas de l'air, ce n'est plus le cas pour l'eau où le rapport des épaisseurs dynamique et thermique est de l'ordre de $P_r^{1/2}$ pour des fluides ayant un nombre de Prandtl supérieur à 1 et en régime laminaire. Cependant, l'apparition du régime turbulent aura tendance à diminuer les écarts.

La résolution des équations de continuité, de Navier Stokes et de conservation de l'énergie par la méthode intégrale permet d'obtenir les expressions de la couche limite δ_{ch} , et de la vitesse $V(y)$ le long de la paroi.

$$\delta_{ch}(y) = 0,566 \cdot \left[\frac{R_{ay}}{1 + 0,494 \cdot P_r^{2/3}} \right]^{-1/10} \cdot P_r^{-3/5} \cdot y \quad (1.11)$$

$$V(y) = 1,186 \cdot \left[\frac{R_{ay}}{1 + 0,494 \cdot P_r^{2/3}} \right]^{1/2} \cdot P_r^{-1/2} \cdot v \cdot y^{-1} \quad (1.12)$$

La dernière étape consiste à fixer le scénario des écoulements. Kenjo (*KEN02*) a retenu deux configurations suivant le signe de l'écart entre la température de la paroi et du fluide qui correspondent à la présence d'une couche limite thermique chaude ou froide.

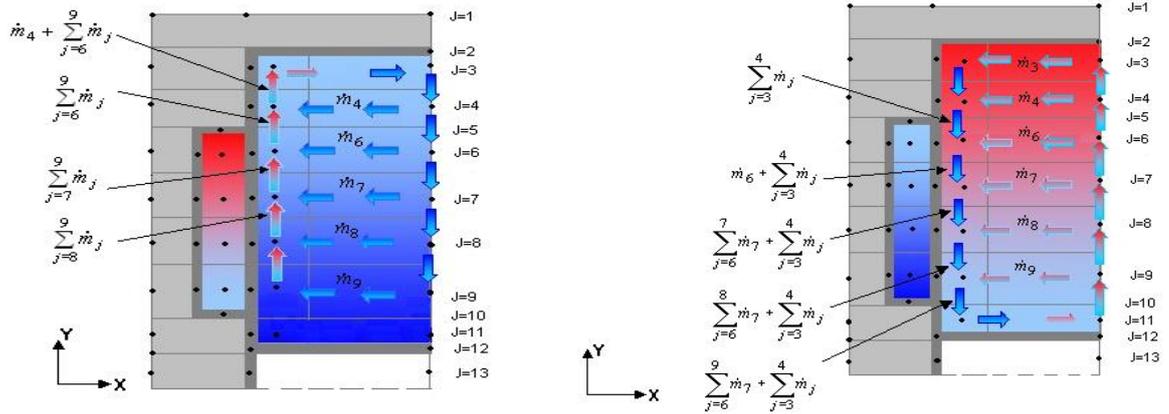


Figure 1.23 - Scénario d'écoulement dans le cas d'une couche limite thermique chaude (à gauche) ou froide (à droite)

4.3 MODELES NEURONAUX

Comme leur nom l'indique, les réseaux de neurones sont organisés autour d'un ensemble de cellules ou neurones. C'est un automate mathématique qui réalise une interpolation non linéaire dans un espace à plusieurs dimensions. Le principe de fonctionnement est le suivant: on dispose d'une base de connaissances constituée de couples (*entrées, sorties*) et on veut utiliser cette base pour entraîner une mémoire informatique à raisonner en prenant comme référence cette base empirique.

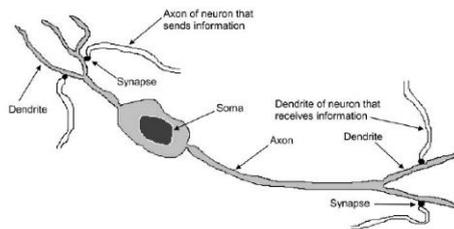


Figure 1.24 - Modèle simplifié d'un neurone biologique

Un modèle neuronal fonctionne d'une manière similaire à l'esprit humain : il apprend par l'expérience. Ainsi, un modèle neuronal a besoin d'être entraîné pour être performant et prédire le poids d'un certain facteur par rapport à un autre.

Pour caractériser un réseau de neurones, il est pratique d'utiliser son graphe.

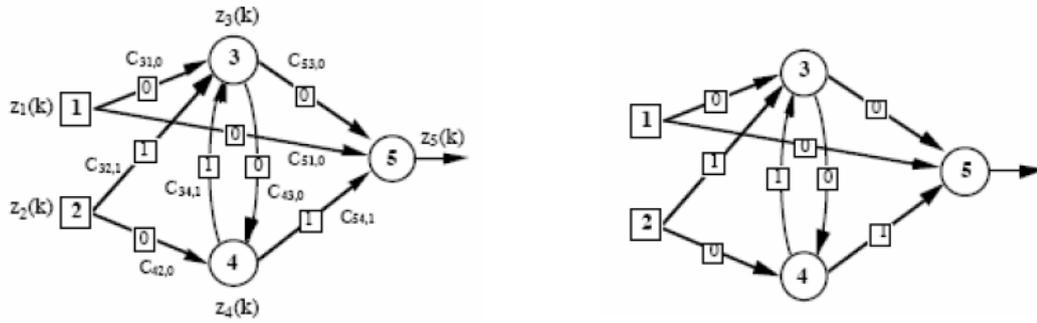


Figure 1.25 - Exemple de réseaux de neurones (à gauche) et de son graphe (à droite)

Le réseau de la Figure 1.25 possède deux entrées (1 et 2), deux neurones intermédiaires (3 et 4), dits neurones cachés, et un neurone de sortie (5). A sa droite est représenté son graphe dont les nœuds sont les neurones, les racines sont les entrées du réseau, et les arcs sont les connexions pondérées, car elles reçoivent un poids, par leur retard. La sortie de chaque neurone est une fonction non linéaire, appelé fonction d'activation, d'une combinaison des entrées z_i pondérées par les poids $c_{ij,k}$. Ainsi on a en sortie de chaque neurone $y = f(z_1, z_2, \dots, z_n ; c_{ij,k})$. Le choix d'une fonction d'activation se révèle être un élément constitutif important des réseaux de neurones. Les fonctions couramment utilisées comme fonction d'activation sont la tangente hyperbolique, la gaussienne ou encore la fonction échelon.

On distingue deux types de réseaux de neurones : s'il n'y a pas de cycle dans un graphe, le réseau est non bouclé (cf Figure 1.25), sinon il est bouclé. Cependant, tout réseau de neurones bouclé peut être mis sous forme canonique, comportant un réseau de neurones non bouclé dont certaines sorties sont ramenées aux entrées par des bouclages de retard unité.

Un réseau de neurones non bouclé ou statique, est donc représenté graphiquement par un ensemble de neurones connectés entre eux, l'information circulant des entrées vers les sorties "sans retour en arrière". Il réalise alors de manière générale, une relation algébrique non linéaire entre ses entrées et ses sorties. L'exemple le plus simple et le plus utilisé de réseau de neurones est donné par le perceptron multicouches, où chaque couche contient un ou plusieurs neurones. La figure ci-dessous représente un perceptron à trois couches :

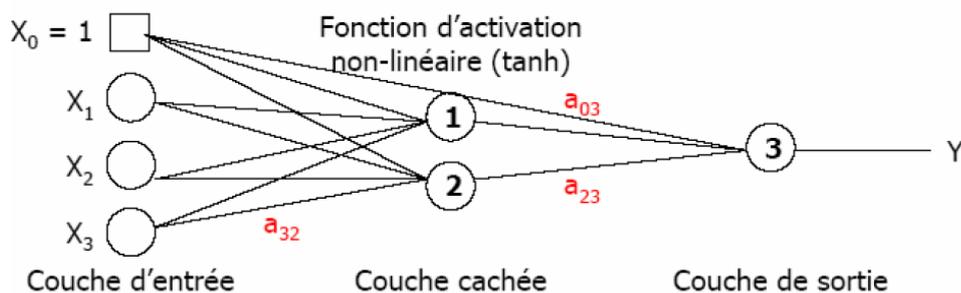


Figure 1.26 - Perceptron multicouches (3 couches)

La première couche est appelée couche d'entrée. Elle recevra les données sources que l'on veut utiliser pour l'analyse. Sa taille (*nombre de neurones*) est donc directement déterminée par le nombre de variables d'entrées. Le neurone ayant pour entrée $X_0 = 1$ est appelé biais.

La seconde couche est la couche cachée (*elle n'a pas de contact avec l'extérieur et n'a qu'une utilité intrinsèque*). Les fonctions d'activations sont en général non-linéaires sur cette couche mais il n'y a pas de règle à respecter. Le choix de la taille de cette couche n'est pas implicite et doit être ajusté. Il sera souvent préférable pour obtenir de bons résultats, d'essayer le plus de tailles possibles.

La troisième couche est appelée couche de sortie. Elle donne le résultat obtenu après compilation par le réseau des données entrées dans la première couche. Sa taille est directement déterminée par le nombre de variables désirées en sortie.

Pour ce type de réseau, l'information est transmise dans un seul sens des entrées vers la sortie (*feedforward network*). La valeur de la sortie est une fonction linéaire de fonctions non-linéaires (*fonctions d'activations*). Par exemple pour la Figure 1.26, la sortie Y s'écrit par la relation (1.13).

$$Y = a_{03} + a_{13} \tanh(a_{01} + a_{11}X_1 + a_{21}X_2 + a_{31}X_3) + a_{23} \tanh(a_{02} + a_{12}X_1 + a_{22}X_2 + a_{32}X_3) \quad (1.13)$$

Pour concevoir un réseau de neurones, quatre grandes étapes sont nécessaires :

Étape 1 : Choix des échantillons

Le processus d'élaboration d'un réseau de neurones commence toujours par le choix des échantillons (*entrées et sorties désirées*). Cette étape est cruciale et va aider le concepteur à déterminer le type de réseau le plus approprié pour résoudre son problème. La façon dont se présente l'échantillon conditionne : le type de réseau, le nombre de cellules d'entrée, le nombre de cellules de sortie et la façon dont il faudra mener l'apprentissage, les tests et la validation.

Étape 2 : Elaboration de la structure du réseau

La structure du réseau dépend étroitement du type des échantillons. Il faut d'abord choisir le type de réseau : un perceptron standard, un réseau de Hopfield, un réseau à décalage temporel (*TDNN*), un réseau de Kohonen, un ARTMAP etc... Dans le cas du perceptron par exemple, il faudra aussi choisir le nombre de neurones dans la couche cachée. Plusieurs méthodes existent et on peut par exemple prendre une moyenne du nombre de neurones d'entrée et de sortie, mais rien ne vaut de tester toutes les possibilités et de choisir celle qui offre les meilleurs résultats.

Étape 3 : Apprentissage

L'apprentissage est l'avant dernière phase d'élaboration d'un réseau de neurones. Elle consiste dans un premier temps à calculer les pondérations optimales des différentes liaisons, en utilisant plusieurs échantillons. C'est en fait un processus pour estimer les paramètres. La méthode la plus utilisée est la backpropagation : on entre les valeurs des cellules d'entrée, et en fonction de l'erreur obtenue en sortie on corrige les poids accordés aux pondérations. C'est un cycle qui est répété jusqu'à ce que la courbe d'erreurs du réseau ne soit croissante (*il faut bien prendre garde de ne pas surentraîner un réseau de neurones qui deviendra alors moins performant*). Différents algorithmes d'apprentissage existent et sont proposés : algorithme du gradient (*rétro-propagation ou backpropagation*), algorithme de Levenberg-Marquardt ou encore algorithme de Quasi-Newton.

Étape 4 : Validation

Une fois le réseau calculé, il faut procéder à des tests pour vérifier que le réseau réagit bien comme on le souhaite : c'est la validation. Il y a plusieurs méthodes pour faire cela : la cross validation, le bootstrapping... La méthode la plus simple étant de garder une partie de l'échantillon réservé à l'apprentissage, pour la validation et faire ainsi une validation hors-échantillon.

La modélisation neuronale a déjà été utilisée pour prédire les performances d'un système solaire par Kalogirou (*KAL05*). Kalogirou (*KAL99*) prévoit les performances d'une installation sur le long terme en utilisant 2 réseaux neuronaux. Un premier réseau donne l'énergie solaire utilisable pour une décharge complète du ballon alors qu'un second réseau donne l'énergie solaire utile et la quantité d'eau chaude disponible par mois pour une demande à 35-40 °C.

L'équation (1-13) permet alors d'illustrer la méthode neuronale. Les coefficients α_1 , α_2 , α_3 sont en effet issus de l'expérimental pour différentes conditions météorologiques, volume de stockage, les profils de puisage, température ambiante, température d'injection et pertes du ballon... L'apprentissage du réseau permet alors de déterminer l'énergie Q_{out} fournie par le solaire pour d'autres conditions que celles testées expérimentalement.

$$Q_{out} = \alpha_1 H + \alpha_2 T_a - T_c + \alpha_3 \quad (1.14)$$

Avec :

- Q_{out} énergie utile donnée par le solaire (MJ/m²).
- H radiation journalière sur la surface de capteurs (MJ/m²).
- T_a température ambiante moyenne pendant la journée (°C).
- T_c température moyenne de l'eau froide injectée dans le ballon (°C).
- $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ constantes caractéristiques du système (-).

Cetiner et al. (*CET05*) utilise la méthode neuronale pour la prédiction d'eau chaude solaire dans un système à concentration cylindrique. Le modèle permet de donner le rendement de l'installation grâce à un entraînement du réseau avec des données expérimentales.

Un réseau de neurones pourrait donc être apte à prédire le degré de stratification d'un ballon solaire. A la vue de l'étude bibliographique théorique sur la stratification, il semblerait que le nombre de Richardson soit le paramètre le plus influant. Ce facteur devra donc avoir un poids prépondérant dans le cas d'un modèle neuronal prédisant la stratification.

Cependant, un modèle neuronal se comporte comme une boîte noire. Un tel modèle n'est donc pas réutilisable pour l'obtention d'autres paramètres jugés nécessaires à posteriori. Il ne pourrait pas être utilisé pour décrire les phénomènes se produisant au sein du ballon mais plutôt pour prédire une température de sortie ou un degré de stratification du ballon. Pour ce faire, il faudra entraîner le réseau avec une grande quantité de données expérimentales ou numériques. Bien que cette approche de modélisation bénéficie d'un temps de calcul réduit, elle ne permet pas de rajouter des détails sur la simulation à posteriori. Ce type de modélisation n'est pas modulable et n'apporte pas de connaissances des phénomènes intervenant dans un ballon solaire.

4.4 MODELISATION CFD

La modélisation par la méthode des éléments et des volumes finis permet d'aboutir à des logiciels CFD (*computational Fluids Dynamic*) qui permettent la résolution des équations de Navier Stokes afin de prédire précisément les champs de température lié aux écoulements de fluides. Dans les modèles 2D, les équations de conservation du flux et des transferts thermiques dans le stockage de chaleur stratifié sont les équations bi-dimensionnelles de la continuité, du moment et de l'énergie. La modélisation 2D est moins empirique et implique moins d'hypothèses que la modélisation 1D. De ce fait, elle est souvent considérée comme plus réaliste et plus précise. Un plus grand panel de flux thermique et de conditions hydrodynamiques ainsi que des paramètres géométriques de ballon plus complexes peuvent être modélisés. Cependant, les temps de calcul s'en trouvent augmenté du fait des efforts supplémentaires de formulation, de programmation et de réduction de résultats. Cela rend souvent ces modèles 2D inadéquats pour l'étude de performances d'un système énergétique comportant une partie réduite de stockage thermique. Différentes méthodes sont choisies afin de modéliser le stockage de chaleur stratifiée en résolvant les équations de conservation de masse et de moment. Les équations peuvent en effet être laissées sous leur forme primitive ou alors être transformées en fonction de courant vorticité. En gardant les variables usuelles, la première méthode nécessite la solution du champs de pression en utilisant différents algorithmes selon le schéma numérique requis par exemple, l'algorithme SIMPLE (*PAT80*) et ses versions modifiées ou l'algorithme d'ajustement de pression de Newton-Raphson (*HIR75*). La seconde formulation a l'avantage de satisfaire la continuité par la fonction de courant et d'éliminer la pression par le produit des équations de moment.

De plus, étant donné que le problème est de type convection mixte, l'approximation de Boussinesq est utilisée par un grand nombre d'investigateurs. Dans cette hypothèse, la densité est supposée constante exceptée lorsqu'elle est associée au terme gravitationnel dans les équations du moment. Les études numériques menées partagent l'objectif commun d'étudier l'influence de différents paramètres sur la stratification tels que le type et la localisation du port d'entrée, la direction du flux, et l'effet du nombre de Reynolds et de Richardson.

La modélisation générale du flux et des transferts thermiques bi-dimensionnels dérive d'un flux turbulent bi-dimensionnel en faisant l'hypothèse d'une dissipation visqueuse négligeable et en prenant en compte l'approximation de Boussinesq précédemment évoquée. Ainsi, les équations gouvernantes écrites avec leur variables primitives et dans leur forme conservatrice en coordonnées cartésiennes ($\psi = 0$) et cylindriques ($\psi = 1, x = r$) se résument comme suit :

Continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \psi \frac{u}{x} = 0 \quad (1.15)$$

Moment en x et y :

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial uu}{\partial x} + \frac{\partial uv}{\partial y} + \psi \frac{u^2}{x} = & -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\rho_0} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\rho_0} \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ & + \psi \left[\frac{\mu_{eff}}{x\rho_0} \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{u}{x} \right) \right] - \frac{R_x}{\rho_0 l_x} \end{aligned} \quad (1.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial uv}{\partial x} + \frac{\partial vv}{\partial y} + \psi \frac{uv}{x} = & -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{eff}}{\rho_0} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{eff}}{\rho_0} \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ & + \psi \frac{\mu_{eff}}{x\rho_0} \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{R_y}{\rho_0 l_y} + g_y \beta (T - T_0) \end{aligned} \quad (1- 17)$$

Energie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial uT}{\partial x} + \frac{\partial vT}{\partial y} + \psi \frac{uT}{x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda_{eff}}{\rho_0 C_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda_{eff}}{\rho_0 C_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \psi \frac{\lambda_{eff}}{x\rho_0} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1- 18)$$

Les viscosités et conductivités effectives qui apparaissent dans les équations précédentes sont définies comme la somme des contributions laminaires et turbulentes.

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t$$

$$\lambda_{eff} = \lambda_l + \lambda_t$$

avec μ_t et λ_t , les contributions turbulentes obtenues avec un modèle de turbulence adéquat. Deux modèles simples de turbulence sont alors présentés : le modèle de viscosité turbulente et le modèle de jet turbulent vertical. Dans le modèle de viscosité turbulente (*SHA80*), la viscosité turbulente est donnée par l'équation 1.19 :

$$\mu_t = 0.007 C_\mu \rho U_{\max} l \quad (1- 19)$$

Avec : $U_{\max} = \max(u, v)$.

$$l = \max(\Delta x, \Delta y) .$$

C_μ une constante dépendant du nombre de Reynolds.

Dans le modèle de jet turbulent (*LIG89*), le domaine de fluide est divisé en trois régions, prenant en compte la nature de l'action des forces sur le jet issu du port d'entrée et sur les mouvements du fluide au sein du ballon.

Dans les deux premières régions (*région du jet et région de recirculation*), la viscosité turbulente est calculée en utilisant le modèle standard de jet de l'équation (1- 20).

$$\mu_t = c \rho b v \quad (1- 20)$$

Avec : b : la demi-largeur du jet.

v : la vitesse axiale pour une élévation donnée.

c : une constante variant en fonction du type de région (*0.0256 pour la région du jet et 0.068 pour la région de recirculation*).

Dans la région restante, le flux est unidirectionnel et constitue le mouvement du volume de fluide vers la sortie. Dans cette région, le flux est supposé laminaire. Il faut noter que ces frontières entre les régions se déplacent avec le temps et doivent donc être mises à jour par μ_t après chaque pas de temps.

La modélisation tridimensionnelle du ballon permet d'obtenir une solution basée sur la résolution des équations de Navier Stokes. Les conditions initiales et limites doivent alors être connues pour la résolution de ces équations. Un modèle de turbulence est le plus souvent ajouté aux équations de Navier Stokes ; le plus populaire est le modèle k-epsilon.

Les modèles 3D permettent de résoudre des problèmes que les autres modèles ne savent prévoir lorsqu'ils n'ont pas été validés expérimentalement. Cela fait des modèles 3D un outil très puissant pour la recherche industrielle. Il est en effet possible de tester différentes configurations de ballon sans avoir recours à l'expérimentation. Ainsi, la modélisation CFD s'est penchée ces dernières années sur la modélisation de différents procédés concernant le port d'entrée.

Différents type de brise jets ont pu alors être testés numériquement afin d'élucider leur influence sur la stratification du ballon par Shah et Furbo (*SHA03*). La modélisation CFD est réalisée via le code FLUENT avec une hypothèse de flux laminaire (*sans modèle de turbulence*) et utilisant l'approximation de Boussinesq pour modéliser l'effet de la poussée d'Archimède. Le couplage vitesse-pression est traité avec l'algorithme PISO et le schéma numérique au second ordre supérieur est utilisé pour les termes convectifs. Les pertes thermiques du ballon ne sont pas modélisées dans cette étude.

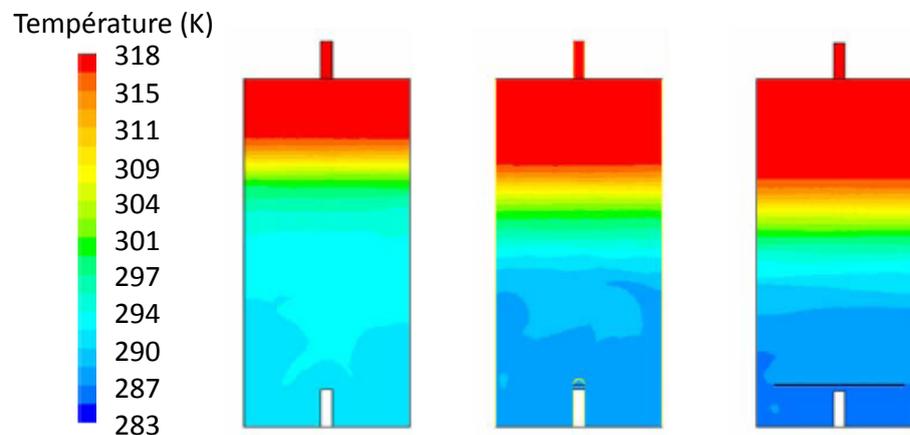


Figure 1.27 - Distribution de température au centre d'un ballon de 95 L après 5 min d'injection d'eau froide à 10 L/min suivie d'une période de stand-by de 30 secondes pour différentes configurations d'entrée

Les résultats d'études CFD, notamment celle menée pour la modélisation d'un ballon solaire à échangeur manteau (*SHA03*), permettent d'obtenir des corrélations utilisables dans des modèles simplifiés. Ainsi, L. Kenjo (*KEN02*) utilise les résultats CFD (*SHA03*) pour introduire des corrélations de transfert thermique entre l'échangeur et le ballon dans son modèle zonal.

En définitive, la modélisation CFD s'avère prometteuse car elle permet de décrire la stratification dans le ballon solaire mais aussi de mieux connaître le comportement du ballon pendant certaines périodes de fonctionnement. Cependant, cette modélisation détaillée laisse envisager un temps de calcul plus long : la partie suivante expose ce contraste entre précision et temps de calcul.

5 CONCLUSIONS ET OBJECTIFS

5.1 BESOIN EN MODELE

Johannes et al. (*JOH05*) comparent les résultats CFD avec ceux obtenus par des modèles à couches : les modèles 60 et 140 utilisés dans l'environnement TRNSYS déterminent une température inférieure à ce que prévoit la simulation CFD. Cela vient principalement du fait qu'une couche n'est en réalité pas à température uniforme. Une zone d'iso-température est influencée par les écoulements dominants (*jet, couches limites, ...*) mais aussi par la présence d'obstacles (*ALT05*) dans le ballon (*échangeurs, brise-jets, ...*).

Dans un premier temps la conclusion de Johannes et al. (*JOH05*) sur la non-uniformité en température d'une couche via une étude numérique fine menée avec Fluent (*FLU95*) est justifiée.

Une simulation rencontrée dans la littérature (*SHA03*) est reconduite. La modélisation tridimensionnelle avec l'hypothèse de Boussinesq est effectuée via la logiciel Fluent (*FLU95*). Avec cette hypothèse, une configuration relativement simple est simulée. Il s'agit d'une charge de 60 °C à hauteur fixe d'un ballon commercial de 750 litres avec un débit de 1 m³/h. Ceci correspond en pratique au réchauffement du haut du ballon via une chaudière lors d'un ensoleillement solaire insuffisant. Cette situation est choisie car facilement reproductible expérimentalement et par d'autres types de simulations. La simulation dynamique (*pas de temps fixe de 0.5 s*) utilise le modèle classique de turbulence k- ϵ en renseignant le diamètre hydraulique de 52 mm et l'intensité de turbulence (*FLU95*) de 5.32 % calculée en fonction du nombre de Reynolds. Une vitesse de 0.13 m/s à 60 °C est imposée en condition d'entrée et le plan de symétrie du ballon est utilisé pour ne simuler que la moitié de celui-ci. Un transfert thermique sur les parois est modélisé pour correspondre à une épaisseur de cuve de 2 mm suivie de 10 cm de polyuréthane avec $h_{down} = 6 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$, $h_{up} = 7.5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ et $h_{side} = 8.5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ pour les coefficients d'échange convectif vers le bas, le haut et le côté du ballon.

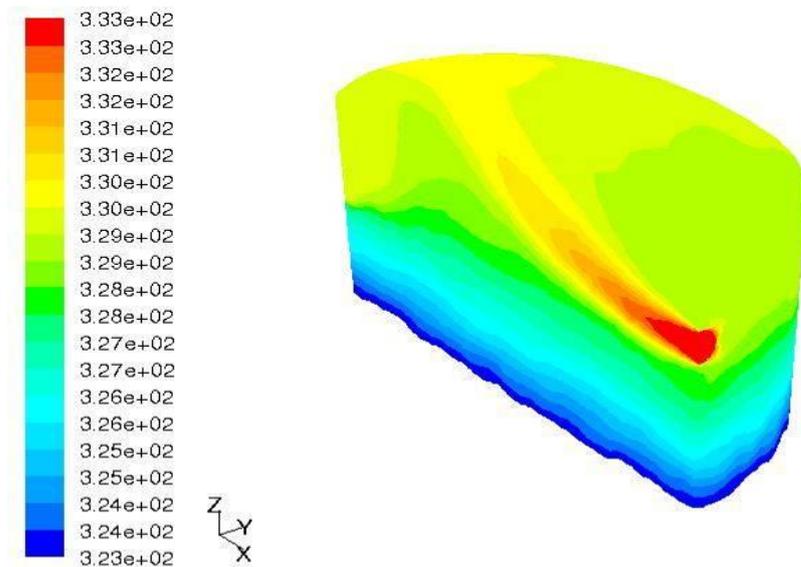


Figure 1.28 - Visualisation tridimensionnelle d'une charge à 60 °C à $t = 20$ min d'un ballon initialement à 20 °C

La simulation renseigne sur la dynamique de la charge : l'effet piston est bien présent mais les différentes couches horizontales ne sont pas à températures uniformes (*Figure 1.28*). La présente étude a demandé un temps de calcul considérable (*environ 5 jours pour une heure physique de la simulation présentée avec un pentium 4 (3GHz, 3GoRAM)*), rendant impossible la prévision des performances annuelles d'un chauffe-eau solaire. La principale conclusion de la comparaison des modèles à couches et CFD avec l'expérimental (*JOH05*) est le besoin de développer un modèle zonal, compromis entre temps de calcul raisonnable et précision des résultats.

Le but est de modéliser un ballon générique pour obtenir des bilans énergétiques tenant compte des phénomènes physiques influant sur la stratification, et de l'intégration des différents dispositifs techniques spécifiques (*canne de stratification, échangeurs, brise-jets, isolation, piquages...*) correspondant à l'offre technologique. Dans cette optique, un modèle zonal ayant pour variables d'état la pression et la température est développé. Cette approche est préférée à celle uniquement en température (*développée par Kenjo*) car l'approche zonale en pression et température permet de calculer les débits entre les zones.

Dans un premier temps la faisabilité d'un modèle zonal de ballon solaire ayant température et pression comme variables d'état est justifié. Pour ce faire, le problème est maquetté dans l'environnement Matlab/Simulink (*BLA07b*). Les résultats sont alors confrontés au modèle classique à couches et aux résultats expérimentaux d'une charge directe dans un ballon sans dispositif particulier de stratification.

Les résultats expérimentaux sont obtenus par une mesure de température ponctuelle via une ligne de thermocouples placée sur la paroi du ballon à différentes hauteurs. Que cela soit pour le modèle zonal ou pour le modèle à couches, il est choisi de découper le ballon en 6 tranches centrées sur les hauteurs des thermocouples et nous optons alors pour le Type 4 de TRNSYS qui permet d'adopter une hauteur de couche variable. Le modèle zonal utilise ces mêmes hauteurs mais chaque couche est divisée en 2 couronnes et 3 portions (36 zones au total). La mesure s'effectuant par thermocouples placés entre la cuve et l'isolation, les résultats des 2 modèles sont corrigés pour tenir compte de la résistance de paroi.

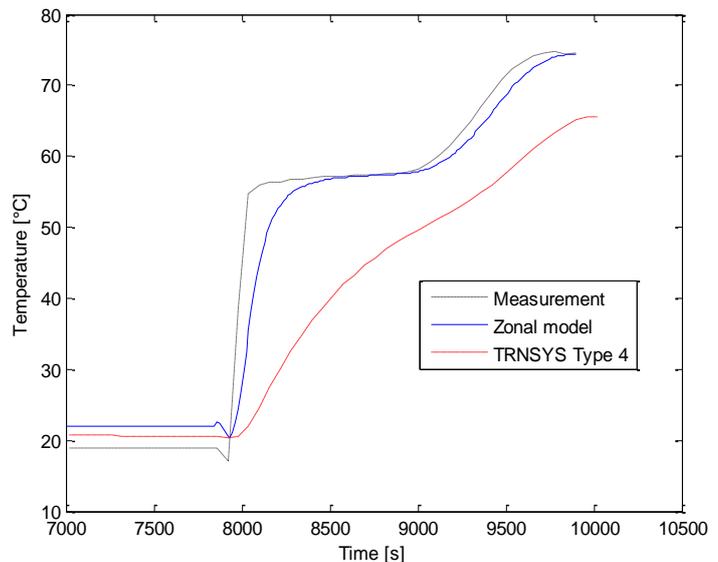


Figure 1.29 - Instrumentation en thermocouples d'un ballon de 750 L (à gauche) et comparaison du modèle zonal en pression et d'un modèle à couches avec la mesure par thermocouples (à droite)

Les résultats de la figure précédente, illustrant la température dans la partie supérieure du ballon confirment alors l'intérêt de la modélisation zonale dans cette situation de charge directe. Le modèle affiche alors de plus grands écarts de température entre le haut et le bas du ballon par rapport à la modélisation "à couches" : la stratification est donc bien prédite.

5.2 CAHIER DES CHARGES

Le modèle doit être capable de représenter les phénomènes thermophysiques liés à l'offre technologique et permettre de décrire des ballons de 50 à 3 000 L prévus par la norme 12977-3 [EN 12977-3]. Le modèle aura un appoint variable (*sans, électrique, hydraulique ou mixte*) et pourra simuler la gamme de débit et de température que prévoient les essais de la norme 12977-3.

En vue de répondre à l'offre technologique et de permettre l'étude de nouveaux concepts de ballons à forte stratification, le modèle à développer devra prendre en compte :

- différents niveaux d'injection du flux de chaleur (*injection directe ou avec échangeur*) régulés par vanne trois voies ou par convection naturelle,
- pertes par piquage (*en fonction de leur position*),
- influence de l'échangeur (nombre, type (*serpentin, manteau*), localisation et performance (*utilisation de cuivre et augmentation de la surface d'échange par divers procédés*)...,
- type d'isolation utilisée (*intérieure ou extérieure, polyuréthane, polystyrène...*),
- mode de soutirage (*ECS directe ou indirecte*) et brassage limité par les dispositifs particuliers tels que les brise-jet ou cloisons...

La prise en compte du type d'isolation intérieure et du brassage dû à l'entrée nous laisse envisager des mouvements convectifs au sein du ballon. Ces mouvements devront être étudiés plus précisément afin qu'ils soient ensuite pris en compte dans le modèle.

Le modèle devra prévoir l'influence des différents processus de stratification utilisés par les constructeurs (*canne de stratification, double échangeur solaire, ECS instantanée*) et intégrera une adaptation du modèle pour les systèmes combinés (*système "tank in tank"*). Il serait alors intéressant que le modèle prenne en compte différents niveaux de décharge.

Le modèle numérique devra s'appuyer sur les différentes études antérieures sur les ballons stratifiés (*influence du nombre de Richardson, H/D ...*). Il devra prédire :

- la structure d'ensemble des mouvements convectifs intervenant en mode dynamique,
- l'impact de l'isolation sur les pertes thermiques et les mouvements de convection qu'elle engendre au sein du ballon (par la nature de l'isolant et par l'influence des piquages).



Développement du modèle zonal

1	INTRODUCTION	58
2	PRESENTATION DU MODELE ZONAL	58
	2.1 Hypothèses sur les débits entre zones courantes	59
	2.2 Résolution numérique	65
3	PREMIERES TENDANCES DU MODELE	72
	3.1 Présentation du cas d'étude	72
	3.2 Etude du comportement du modèle dans le cas d'un puisage	73
	3.3 Etude du comportement du modèle à une source de chaleur	80
	3.4 Présentation du comportement du ballon au repos	83
4	CONCLUSION	87

1 INTRODUCTION

Le chapitre 1 a permis de mettre en relief le besoin en modèle de ballons solaires afin de reproduire l'offre technologique diversifiée existante. La modélisation zonale est alors apparue comme une voie intermédiaire intéressante entre des simulations CFD trop demandeuses en ressources informatiques et des modèles à couches ne décrivant pas les écoulements au sein du ballon. Dans une première partie sont présentées les hypothèses de base du modèle, puis, dans une seconde partie, la pertinence du modèle zonale par rapport aux modèles à couches est abordée.

2 PRESENTATION DU MODELE ZONAL

L'idée maîtresse est de concevoir un outil de modélisation présentant suffisamment de souplesse et d'universalité pour s'adapter sans modification structurelle à des configurations d'écoulements variés (*jets, échangeurs, entrées et puisage à différentes hauteurs*). Ainsi, le modèle est développé pour rester évolutif avec notamment une partie maillage bien séparée de la partie solveur.

Afin de ne pas prévoir les scénarii d'écoulements à priori, un modèle zonale ayant comme variable d'état la température et la pression est adopté. Ce choix permet alors la description d'écoulements entre les sous-volumes. Les simplifications induites par la grossièreté du maillage (*en comparaison aux maillages fins utilisés en CFD*) sont compensées par l'introduction de lois d'écoulement dans les zones non courantes (*zone de jet, panache, couche limite...*). Le début du chapitre présente les hypothèses d'écoulement entre zones courantes et la résolution des bilans massiques et énergétiques permettant in fine la connaissance du champ de température au sein du ballon. La seconde partie du chapitre s'attache alors à présenter les tendances de cette méthode de calcul par rapport aux modèles à couches développés sous TRNSYS.

2.1 HYPOTHESES SUR LES DEBITS ENTRE ZONES COURANTES

Le domaine d'étude se résume à un cylindre vertical, qui représente assez bien l'offre technologique des ballons solaires. Ce cylindre est divisé en couches, chacune découpée en couronnes et secteurs (*Figure 2.1 et Figure 2.2*). Le but est de prévoir le champ de température du volume d'eau : la paroi et son isolation extérieure sont choisies comme conditions limites du domaine. Le découpage du domaine en sous-domaines laisse alors intervenir des sous-volumes entre lesquels des débits sont échangés.

Partant de l'approche intégrale, différentes équations utiles à la résolution du problème hydraulique sont obtenues. L'approche intégrale permet de raisonner sur un volume de contrôle. Ainsi, nous appliquons le théorème de transport de Reynolds qui permet d'obtenir toutes les lois basiques.

Soit B une propriété d'un fluide (*énergie, vitesse,...*), on définit alors β_B comme la quantité de B par unité de masse d'une petite portion de fluide. La quantité totale de B dans un volume de contrôle VC est alors :

$$B_{VC} = \int_{VC} \beta_B \rho dV \quad (2-1)$$

$$\beta_B = \frac{dB}{dm} \quad (2-2)$$

La forme compacte du théorème de transport de Reynolds (WHI86) s'écrit alors :

$$\frac{\partial}{\partial t} (B_{syst}) = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\beta_B \rho) dV + \int_{SC} \beta_B \rho (\vec{U} \cdot \vec{n}) dA \quad (2-3)$$

Ce théorème s'applique sur un volume de contrôle formé par une zone type, issue du découpage (*zone hachurée de la Figure 2.1 et de la Figure 2.2*).

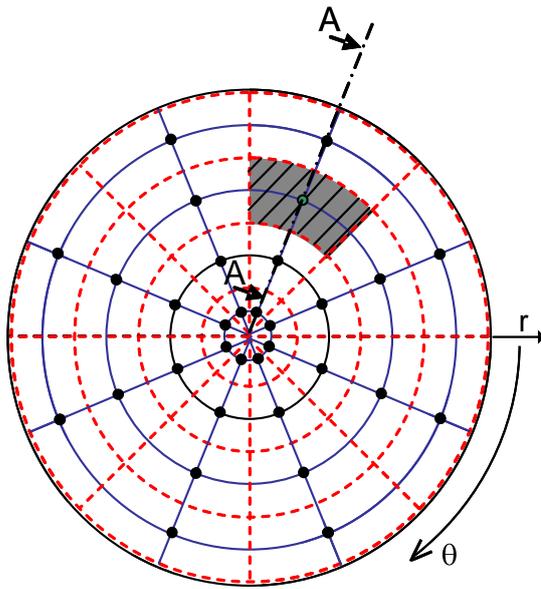


Figure 2.1 -
Vue d'une section transversale (r,θ)
du domaine d'étude

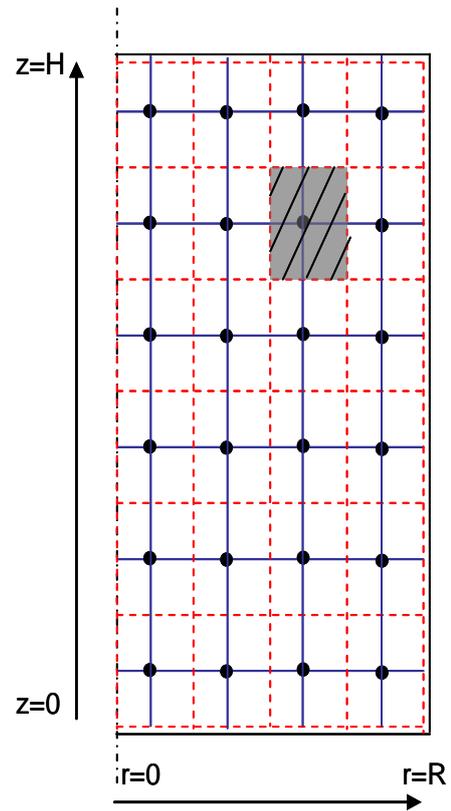


Figure 2.2 -
Vue d'une section méridienne (r,z)
du domaine (coupe A-A de la Figure 2.1)

Le principe de conservation de masse ($B_{\text{sys}}=m$, $\beta_B=1$ et $\frac{\partial}{\partial t}(m)=0$) sur ce volume de contrôle nous donne l'équation (2-4).

$$\int_{vc} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{sc} \rho(\vec{U} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (2-4)$$

Le principe de conservation de quantité de mouvement (2-5) s'exprime :

$$\frac{\partial}{\partial t}(m\vec{U})_{\text{sys}} = \sum \vec{F} \quad (2-5)$$

Le théorème du transport de Reynolds (1.2) permet alors d'aboutir à (2-6) avec $B_{\text{sys}} = m\vec{U}$ et $\beta_B = \vec{U}$.

$$\frac{\partial}{\partial t}(m\vec{U})_{\text{sys}} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{vc} \vec{U} \rho dV \right) + \int_{sc} \vec{U} \rho(\vec{U} \cdot \vec{n}) dA \quad (2-6)$$

Il est alors supposé que le volume de contrôle n'est soumis qu'aux forces de pression et de gravité (les forces de cisaillement étant négligées dans notre approche simplifiée) :

$$\sum \vec{F} = \int_{sc} p(-\vec{n}) \cdot dA + \left(\int_{vc} \rho \cdot \vec{g} \, dv \right) \quad (2-7)$$

L'équation (2-5) permet d'aboutir à l'équation (2-8) grâce aux expressions (2-6) et (2-7).

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{vc} \vec{U} \rho dV \right) + \int_{sc} \vec{U} \rho (\vec{U} \cdot \vec{n}) dA = \int_{sc} p(-\vec{n}) \cdot dA + \left(\int_{vc} \rho \cdot \vec{g} \, dv \right) \quad (2-8)$$

La méthode est basée sur la discrétisation des équations suivant la méthode des volumes finis. Il est alors utile de raisonner sur un volume de contrôle où chaque nœud de la Figure 2.1 et de la Figure 2.2 représente le centre du volume de contrôle. Les variables d'état telles que la pression, la température ou la densité sont alors associées à ce centre.

L'équation (2-4) est donc discrétisée en (2-9) par la méthode utilisée par Patankar (*PAT80*) dans l'algorithme SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) exprimant une variable à un emplacement P en fonction des variables aux nœuds voisins (*E, W, N, S, B, T*).

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0) \Delta V_C}{\Delta t} + (\rho u A)_e - (\rho u A)_w + (\rho v A)_n - (\rho v A)_s + (\rho w A)_t - (\rho w A)_b = 0 \quad (2-9)$$

La Figure 2.3 permet de visualiser ces voisins à une hauteur donnée alors que la Figure 2.4 les présente dans une vue (r,z).

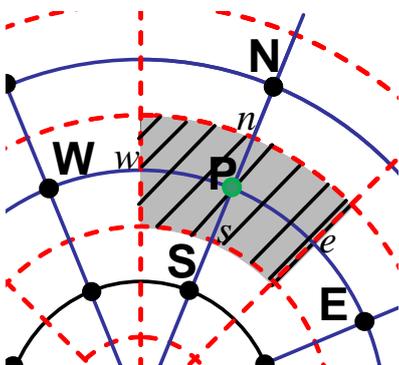


Figure 2.3 - Vue (r,θ) des voisins de P

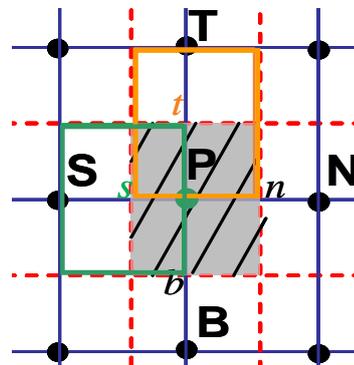


Figure 2.4 - Vue (r,z) des voisins de P

Pour la discrétisation de l'équation (2-8) par la méthode de Patankar (*PAT80*), des précautions sont nécessaires. Alors que les valeurs d'état (*températures, pressions,...*) sont exprimés au centre du volume de contrôle, les flux sont identifiés sur les frontières du volume de contrôle. Ainsi, il est nécessaire d'utiliser 6 autres volumes de contrôle centrés sur l'interface du volume de contrôle principal P. Sur les figures précédentes, ces 6 volumes de contrôle sont centrés sur les lettres minuscules (*n, s, w, e, t, b*). La Figure 2.4 illustre les volumes de contrôle centrés sur *s* (*en vert*) et sur *t* (*en orange*).

La discrétisation résultant de cette opération peut alors s'écrire pour un volume de contrôle type sous la forme :

$$\begin{cases} a_e u_e = \sum a_{voisin s} u_{voisin s} + (p_P - p_E) A_e \\ a_n v_n = \sum a_{voisin s} v_{voisin s} + (p_P - p_N) A_n \\ a_t v_t = \sum a_{voisin s} w_{voisin s} + (p_P - p_T) A_t - (\rho g \Delta V)_t \end{cases} \quad (2-10)$$

Cette forme est celle développée dans l'algorithme SIMPLE de Patankar (*PAT80*) où 7 étapes de calcul sont nécessaires.

Étape 1 : Partir d'un champ de pression initiale p^*

Étape 2 : Résoudre le système de quantité de mouvement afin d'obtenir u^*, v^*, w^*

$$\begin{cases} a_e u_e^* = \sum a_{voisin s} u_{voisin s}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \\ a_n v_n^* = \sum a_{voisin s} v_{voisin s}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \\ a_t w_t^* = \sum a_{voisin s} w_{voisin s}^* + b + (p_P^* - p_T^*) A_t \end{cases} \quad (2-11)$$

Étape 3 : Appliquer une correction p' tels que les pressions $p = p^* + p'$ satisfassent l'équation de quantité de mouvement.

La correction des vitesses (2-12) est alors appliquée à (2-9) afin d'établir l'équation (2-13).

$$\begin{cases} u_e = u_e^* + d_e (p'_P - p'_E) \\ v_n = v_n^* + d_n (p'_P - p'_N) \\ w_t = w_t^* + d_t (p'_P - p'_T) \end{cases} \quad (2-12)$$

Avec : $d_e = \frac{A_e}{a_e}$; $d_n = \frac{A_n}{a_n}$; $d_t = \frac{A_t}{a_t}$

$$a_p p'_p = a_E p'_E + a_w p'_w + a_N p'_N + a_S p'_S + a_T p'_T + a_B p'_B + b \quad (2-13)$$

Avec : $a_X = (\rho dA)_X$ où X= E, W, N, S, T, B

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta V_C}{\Delta t} + (\rho u^* A)_w - (\rho u^* A)_e + (\rho v^* A)_s - (\rho v^* A)_n + (\rho w^* A)_b - (\rho w^* A)_t$$

Étape 4 : Calculer p en ajoutant p' au champ de pression p* précédemment estimé.

Étape 5 : Calculer alors u, v, w avec (2-12).

Étape 6 : Résoudre l'équation discrétisée (2-13) pour les éventuelles autres variables.

Étape 7 : Le nouveau champ de pression p devenu alors p*, il faut retourner à l'étape 2 jusqu'à obtenir la solution avec la précision souhaitée.

En partant du système d'équation présenté précédemment pour obtenir les vitesses en fonction de la pression, les débits entre zones courantes sont exprimés. Aucune source ne perturbant le champ de vitesse, les équations de quantité de mouvement se discrétisent en (2-14).

$$\begin{cases} a_e u_e = \sum a_{voisin s} u_{voisin s} + (p_P - p_E) A_e \\ a_n v_n = \sum a_{voisin s} v_{voisin s} + (p_P - p_N) A_n \\ a_h v_h = \sum a_{voisin s} w_{voisin s} + (p_P - p_H) A_h - (\rho g \Delta V)_h \end{cases} \quad (2-14)$$

La première ligne du système d'équations (2-14) peut aussi se mettre sous la forme :

$$\left(\frac{1}{2} \rho_e u_e\right) u_e = \varepsilon_u C_{flow_u}^2 |p_P - p_E| \quad (2-15)$$

Avec :

$$C_{flow_u}^2 = \left(\frac{1}{2} \rho_e u_e A_e\right) / \left(a_e - \sum a_{voisin s} \frac{u_{voisin s}}{u_e}\right)$$

$$\varepsilon_u = 1 \text{ si } p_P > p_E$$

$$\varepsilon_u = -1 \text{ si } p_P < p_E$$

Le débit massique traversant l'interface séparant les deux zones centrées en P et E (*direction* θ) est alors exprimé via l'équation (2-16). Avec cette formulation, tout se passe comme si l'écart de pression motrice entre P et E engendre un écoulement de vitesse débitante u_e , traversant la frontière qui les sépare avec un coefficient de décharge C_{flow_u} .

$$\dot{m}_g = (\rho_e u_e A_e) = \varepsilon_u \rho_e C_{flow_u} A_e \left(\frac{2|p_P - p_E|}{\rho_e} \right)^{1/2} \quad (2-16)$$

Les débits massiques traversant les autres directions sont alors évalués de manière analogue en (2-17) et (2-18).

$$\dot{m}_r = (\rho_n u_n A_n) = \varepsilon_v \rho_n C_{flow_v} A_n \left(\frac{2|p_P - p_N|}{\rho_n} \right)^{1/2} \quad (2-17)$$

$$\dot{m}_k = (\rho_h u_h A_h) = \varepsilon_w \rho_w C_{flow_w} A_h \left(\frac{2|p_P - p_H - (\rho g h)_h|}{\rho_h} \right)^{1/2} \quad (2-18)$$

$$\text{Avec : } (\rho g h)_h = \frac{1}{2} (\rho g h)_p + (\rho g h)_H$$

L'expression du débit massique traversant une frontière verticale séparant deux zones courantes i et j peut alors être généralisée en (2-19) pour un débit allant de i vers j. L'équation (2-20) présente alors le cas d'un débit allant de i vers j pour une frontière horizontale.

$$\dot{m}_{i \rightarrow j} = C_{flow_{ij}} \cdot \sqrt{2\rho_i} \cdot S_{ij} \cdot |\Delta P_{ij}|^{n_{flow}} \quad (2-19)$$

$$\dot{m}_{i \rightarrow j} = C_{flow_j} \cdot \sqrt{2\rho_i} \cdot S_{ij} \cdot \left| \Delta P_{ij} - \frac{1}{2} \cdot \rho_i \cdot g \cdot h_i + \rho_j \cdot g \cdot h_j \right|^{n_{flow}} \quad (2-20)$$

Avec : $C_{flow_{ij}}$ le coefficient de débit (perméabilité de la frontière) [m.s⁻¹Pa⁻ⁿ].

n_{flow} l'exposant caractéristique de la nature de l'écoulement, [].

ρ_i la densité de la zone i (pour un débit partant de i) [kg/m³].

S_{ij} la surface de la frontière entre zones i et j adjacentes [m²].

ΔP_{ij} la différence de pression positive entre les zones i et j [Pa]

$$\Delta P_{ij} = \max(p_i - p_j, 0).$$

h_i la hauteur du centre de la zone i [m].

g l'accélération de pesanteur [m/s²].

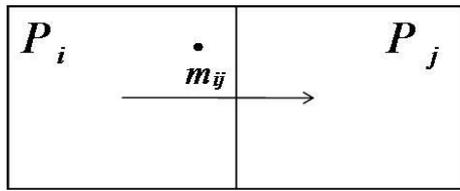


Figure 2.5 - Débit entre une zone i et j séparé par une frontière verticale

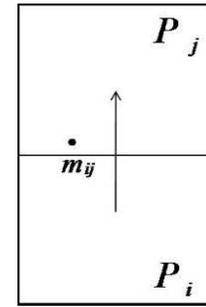


Figure 2.6 - Débit entre une zone i et j séparé par une frontière horizontale

Le choix d'écriture des débits avec une différence de pression positive entre les zones i et j adjacentes conditionne des débits uniquement positifs ou nuls. Si la pression d'une zone est plus grande que sa zone voisine, le débit sort vers cette zone voisine. Le débit entre i et j s'exprime alors via la densité de la zone de plus forte pression (*schéma upwind (PAT80)*).

Le coefficient C_{flow} est un paramètre du modèle. Il est analogue à un coefficient de décharge et n'est ainsi pas constant car dépendant des vitesses avoisinantes et de la vitesse traversant la frontière qu'il caractérise. L'hypothèse grossière mais fortement simplificatrice est de raisonner avec un coefficient identique pour les différentes directions d'écoulement. Ce coefficient est de plus considéré comme indépendant du temps de simulation même s'il doit théoriquement évoluer à chaque pas de temps. L'analyse des coefficients $C_{\text{flow_u}}$ via les coefficients $a_{e,w,n,s,t,b}$ permet de fixer l'ordre de grandeur de ce coefficient à 10^{-6} . Le coefficient n_{flow} est quant à lui égal à 0,5 selon les hypothèses permettant l'élaboration des équations (2-19) et (2-20). Ce paramètre restera cependant au choix de l'utilisateur car les modèles zonaux existants pour le bâtiment le fixe à 1 pour un écoulement laminaire et à 0,5 pour un écoulement turbulent.

Les expressions des débits présentées sont au cœur du modèle zonal, elles conditionnent les échanges entre les zones du ballon. La partie suivante détaille l'intégration de ces équations dans le modèle.

2.2 RESOLUTION NUMERIQUE

Après avoir construit un maquettage du modèle zonal sous l'environnement MATLAB/Simulink, il a été décidé d'implémenter le modèle en FORTRAN pour obtenir un programme exécutable autonome. Le choix du langage était orienté pour favoriser l'intégration du modèle zonal dans l'environnement TRNSYS. Le TYPE de ballon solaire ainsi créé peut alors communiquer avec d'autres composants existants de TRNSYS pour la modélisation d'une installation solaire. La présentation du composant débute par la partie maillage avant de s'attacher à décrire la partie solveur du modèle.

Le maillage du ballon solaire étant statique au cours d'une simulation, il se déroule lors du premier appel du TYPE par TRNSYS. Les choix des paramètres dans l'interface TRNSYS sont alors transcrits en fonction des données géométriques du ballon solaire que l'utilisateur désire modéliser (*hauteur totale, diamètre, position des différentes entrées et sorties dans le ballon*). L'utilisateur est de plus libre de choisir son type de discrétisation en fonction des besoins de son étude. La géométrie du ballon est représentée par un cylindre de hauteur H et de diamètre D. Ce cylindre est maillé en N_k tranches suivant la hauteur. Chaque tranche est découpée en N_r couronnes et N_s secteurs.

Les différentes mailles ainsi créées sont dans un premier temps numérotées de 1 à $N = N_r \cdot N_s \cdot N_k$, leur nombre total. Chaque zone peut alors avoir au maximum 6 frontières. Ces différentes frontières sont alors numérotées de 1 à $N_2 = N_r \cdot N_s \cdot 3 \cdot N_k + 1$ dans le cas $N_s \geq 3$. Le nombre de frontières totales est en effet de $N_2 = N_r \cdot 2 \cdot N_k + 1$ pour $N_s = 1$ et $N_2 = N_r \cdot N_s \cdot N_k + 1 + N_k \cdot N_s + 1$ pour $N_s = 2$. Il convient ensuite d'apparenter à chaque frontière les 2 mailles qu'elle sépare et à chaque zone les 5 ou 6 frontières qui la délimitent. Le découpage du ballon de façon régulière ou non permet alors de déterminer les caractéristiques géométriques de chaque zone et des frontières qui lui sont associées (*position géométrique précise du centre et des frontières d'une zone dans le ballon*). Enfin, des caractéristiques topologiques sont introduites (*frontières verticales ou horizontales en contact ou non avec une paroi ; zones d'entrée, de sortie, en contact avec une source de chaleur*).



Figure 2.7 - Discrétisation du ballon

Le maillage tridimensionnel du ballon permet de s'adapter plus facilement à une large gamme de ballons de l'offre technologique et d'intégrer les dispositifs particuliers présents au sein du ballon. La description précise des caractéristiques géométriques est de plus essentielle pour la description des phénomènes physiques et leur résolution. De plus amples informations sur le maillage sont fournies en annexe par la description des différentes procédures utilisées dans le modèle.

Une fois le ballon solaire maillé au début de la simulation, le composant est appelé à chaque pas de temps. La méthode de résolution adoptée est basée sur la même logique que

l'algorithme SIMPLE présenté précédemment. Des simplifications ont été apportées pour des raisons de rapidité de calculs. Partant d'un champ de température T_n , l'idée est de calculer les débits entre les zones du ballon et de corriger les pressions des zones pour satisfaire les bilans massiques. Un champ de température T_{n+1} est alors calculé et comparé au champ de température initial T_n . Ce processus est itéré jusqu'à obtenir un écart suffisamment faible entre le champ de température T_{n+1} et T_n .

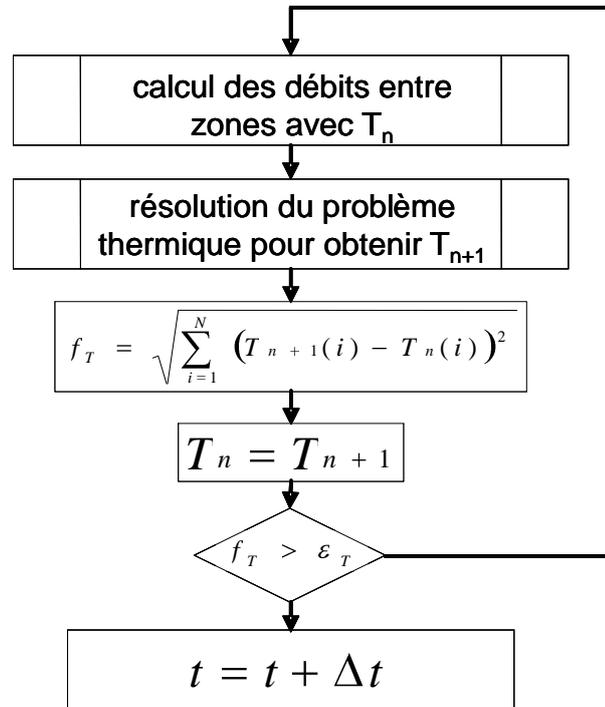


Figure 2.8 - Algorithme de la méthode résolution

La Figure 2.8 présente l'algorithme simplifié de la méthode de résolution. Le calcul au sein d'un pas de temps nécessite la détermination des débits (*problème hydraulique*) et le calcul des N températures (*problème thermique*).

a) Calcul des débits entre zones

Cette boucle commence avec l'initialisation des pressions. Nous fixons arbitrairement la pression statique à la base du ballon à 0 Pa. Les pressions statiques à la base des couches supérieures sont alors reliées aux couches inférieures via la densité. L'expression (2-22) permet ainsi d'exprimer la pression statique à la base de chaque couche, la Figure 2.9 illustre cette initialisation.

$$P_{i\,stat(z=0)} = 0 \quad (2-21)$$

$$P_{i\,stat} = P_{i\,stat(couche-1)} - \rho_{i(couche-1)} \cdot g \cdot h_{i(couche-1)} \quad (2-22)$$

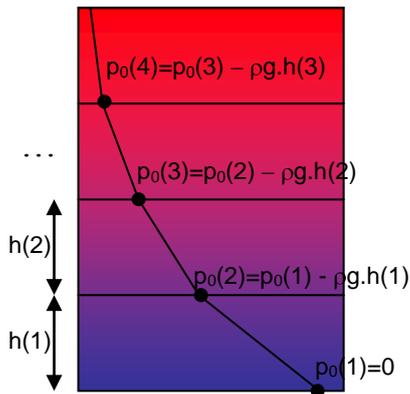


Figure 2.9 -
Initialisation des pressions statiques en
fonction de la hauteur et de la densité

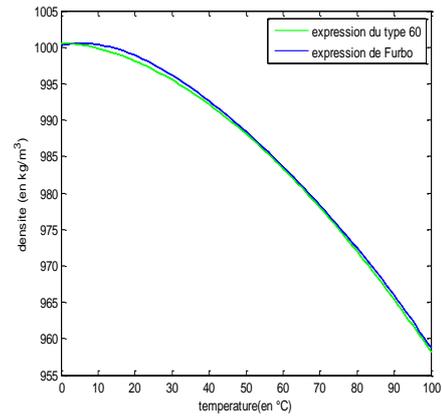


Figure 2.10 - Evolution de la densité
en fonction de la température

La densité de l'eau est alors une fonction définie pour tout le programme comme variant uniquement en fonction de la température (*l'eau liquide étant incompressible*). La densité est donc calculée en fonction de la température T_n de l'itération précédente. La relation donnée par Furbo (*FUR05*) est choisie car bien qu'équivalente sur la plage d'étude [0 - 100 °C] à la corrélation polynomiale d'ordre 4 utilisée dans le Type 60 de TRNSYS (*KLE00*) (cf Figure 2.10), l'expression fonction de la température à la puissance 1,76 reste stable sur une plage d'étude plus grande.

Après avoir calculé les pressions initiales en fonction du champ de température initial, un solveur non-linéaire est appelé. La méthode de Newton (*PRE01*) est choisie car convergant plus facilement que la méthode de Broyden (*PRE01*) dans notre cas. Le but du solveur est alors de corriger les pressions afin que le bilan massique de chaque zone soit réalisé en partant d'un champ de température T_n . Le fonctionnement de ces solveurs est itératif via l'appel à une procédure jusqu'à ce que tous les bilans massiques soient équilibrés. Cette procédure calcule tout d'abord la pression au centre de chaque zone. Les différences de pressions entre zones adjacentes permettent alors de déterminer les débits entre zones courantes.

$$P_i = P_{i\text{stat}} + P_{i\text{correctif}} - \frac{1}{2} \cdot \rho_i \cdot g \cdot h_i \quad (2-23)$$

Les $P_{i\text{correctif}}$ sont les inconnues du modèle qui sont déterminées par une méthode non linéaire pour satisfaire le bilan massique :

$$\sum_{j=1}^N \dot{m}_{ij} + \dot{m}_{in} + \dot{m}_{out} = 0 \quad (2-24)$$

Avec :

- \dot{m}_{in} : le débit entrant dans le ballon, [kg/s].
- \dot{m}_{out} : le débit sortant du ballon, [kg/s].
- \dot{m}_{ij} : les débits entre zones adjacentes explicités en (2-19) et (2-20) [kg/s].

La satisfaction des bilans massiques de chaque zone permet alors de résoudre le problème hydraulique en fonction d'un champ de température initial. La résolution étant couplée par la méthode oignon (*HEN95*), un calcul du nouveau champ de température induit par les nouveaux débits est nécessaire.

b) Calcul des températures T_{n+1}

Le calcul du champ de température T_{n+1} s'appuie donc sur l'hypothèse des débits entre zones obtenus avec le champ T_n . Le calcul des températures nécessite alors de satisfaire aux bilans énergétiques de chaque zone (2-25).

$$\frac{dQ_i}{dt} = \sum_{j=1}^N q_{ij} + q_{in} + q_{out} \quad (2-25)$$

Pour une zone i , le premier terme de l'équation (2-25) est explicité par (2-26) et discrétisé en (2-27) :

$$\frac{dQ_i}{dt} = M_i \cdot C_{pi} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (2-26)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = M_i \cdot C_{pi} \cdot \frac{T_i^{t+\Delta t} - T_i^t}{\Delta t} \quad (2-27)$$

Avec :

- $T_i^{t+\Delta t}$: température de la zone i au temps $t + \Delta t$
- T_i^t : température de la zone au temps t

Les chaleurs massiques C_{pi} de chaque zone sont données par Furbo (*FUR05*) selon une expression polynomiale de la température à l'ordre 2.

En prenant pour convention que tout les débits calculés sont soit nuls soit positifs (*pour un débit de i vers j on a $\dot{m}_{ij} > 0$ et $\dot{m}_{ji} = 0$*), les débits enthalpiques intervenant dans l'équation (2-25) sont donnés par les équations (2-28) à (2-33).

• pour un débit sortant de la zone i vers la zone j, l'apport d'énergie pour la zone i peut s'exprimer par :

$$q_{ij} = -\dot{m}_{ij} \cdot C_{p(i)} \cdot T_i \quad (2-28)$$

• pour un débit de la zone j entrant vers la zone i, l'apport d'énergie pour la zone i peut s'exprimer par :

$$q_{ij} = \dot{m}_{ji} \cdot C_{p(j)} \cdot T_j \quad (2-29)$$

Les conditions limites imposées par le puisage et les pertes à l'ambiance sont :

• l'énergie apportée par le débit entrant dans la zone Nin :

$$q_{in} = \dot{m}_{in} \cdot C_{p_{in}} \cdot T_{in} \quad (2-30)$$

• l'énergie puisée de la zone i=Nout du ballon :

$$q_{out} = -\dot{m}_{out} \cdot C_{p_{out}} \cdot T_{i=N_{out}} \quad (2-31)$$

• l'énergie apportée aux zones en contact avec la cuve :

$$q_{in} = US \cdot T_{amb} \quad (2-32)$$

• l'énergie perdue des zones en contact avec la paroi :

$$q_{out} = -US \cdot T_{i=N_{paroi}} \quad (2-33)$$

Ainsi, la résolution du problème thermique en utilisant un schéma implicite nécessite le calcul matriciel (2-34).

$$M_i \cdot C_{pi} \cdot \frac{T_i^{t+\Delta t} - T_i^t}{\Delta t} = A \cdot T_i^{t+\Delta t} + B \quad (2-34)$$

La matrice A se construit alors par ligne i représentant une zone i par :

- un terme diagonal négatif représentant la somme de tout ce qui sort de la zone i

- des termes Aij positifs représentant ce qui rentre dans la zone i (*apportés par les zones j*)

$$A_{ii} = -\sum \dot{m}_{ij} \cdot C_{p(i)} \quad (2-35)$$

$$A_{ij} = \dot{m}_{ji} \cdot C_{p(j)} \quad (2-36)$$

Pour tenir compte des pertes vers l'extérieur, le terme A_{ii} est modifié pour les zones en contact avec la paroi du ballon tel que :

$$A_{ii=contact_paroi} = -\sum \dot{m}_{ij} . C_{p(i)} - US \quad (2-37)$$

Le vecteur B de l'équation (2-34) est alors construit par ce qui est apporté de l'extérieur du ballon :

$$B = \dot{m}_{in} . C_{p_{in}} . T_{in} + US . T_{amb} \quad (2-38)$$

Le système d'équations peut être mis sous la forme de l'équation (2-39) qui est résolu par une décomposition LU (*PRE01*) :

$$D . T_i^{n+1} = E \quad (2-39)$$

Au sein d'un même pas de temps, les températures T_i^{n+1} sont calculées en fonction des débits entre les zones, débits calculés avec les températures T_i^n du pas de temps précédent. Un critère de convergence sur la température entre deux itérations est donc nécessaire pour valider le calcul du champ de températures au temps $t + \Delta t$. Ce champ de températures est alors stocké avant de passer au pas de temps suivant.

La description de l'architecture de résolution a permis de présenter précisément le modèle zonal. Afin de vérifier les choix de modélisation et l'implémentation du modèle, celui-ci a besoin d'être évalué.

3 PREMIERES TENDANCES DU MODELE

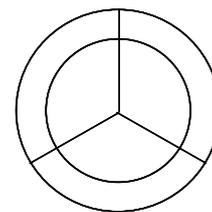
Les bases du modèle zonal ont été précédemment posées. Il s'agit à présent de vérifier la cohérence du modèle et de le comparer aux modèles classiques dits "à couches". Après avoir présenté la géométrie d'étude, le comportement du modèle sera analysé dans diverses situations telles que le puisage, la mise en route de l'appoint et les pertes en mode statique.

3.1 PRESENTATION DU CAS D'ETUDE

Il est choisi d'étudier le comportement d'un ballon de 314 L assimilé à un cylindre de 1,6 m de haut et de 50 cm de diamètre. Ce domaine d'étude est alors découpé en 4 couches, chacune découpée en 3 portions et 2 couronnes (*soit 24 zones au total*). Un maillage de ballon volontairement assez simple est choisi afin de pouvoir faciliter la comparaison du modèle zonal avec les autres modèles mais aussi pour faciliter la compréhension des résultats. En effet, l'utilisation du modèle zonal laisse envisager des débits entre les différentes zones qu'il convient de visualiser et d'analyser. Pour faciliter cette analyse, une couche est découpée pour obtenir des surfaces horizontales égales. Un découpage radial en trois portions identiques est nécessaire alors qu'un ratio différent de l'unité est choisi pour le découpage concentrique (*Figure 2.11*). D'autre part, chaque zone dispose de la même hauteur de 0,4 m. Bien que les zones au centre du ballon aient une forme légèrement différente des autres car ne possédant que 5 frontières, le maillage choisi permet d'obtenir 24 zones de volume identique.



Découpage vertical du ballon en 4 couches



Découpage d'une couche en 6 zones

Figure 2.11 - Discrétisation du domaine d'étude

3.2 ETUDE DU COMPORTEMENT DU MODELE DANS LE CAS D'UN PUISAGE

Pour l'analyse des résultats du modèle zonal lors d'une situation de décharge d'un ballon initialement à 40 °C, un débit de 0,04 kg/s est puisé dans la couche supérieure alors que de l'eau au même débit est injectée à 20 °C dans la couche inférieure du ballon. Afin d'apprécier la cohérence du modèle zonal, les modèles à couches présents dans TRNSYS (*Type 4 et 60*) lui sont comparés. Pour cette première comparaison, le débit est injecté dans les 6 zones de la première couche du modèle zonal et les 6 zones de la dernière couche sont considérées pour l'extraction.

Dans ce cas, aucun débit transversal n'est mesuré. Du fait de l'égalité de la surface des frontières séparant des zones de couches différentes, des débits ascendants égaux sont obtenus. La Figure 2.12, qui permet de visualiser les températures moyennes des couches du modèle zonal, montre alors une répartition thermique identique entre le modèle zonal et les types à couches.

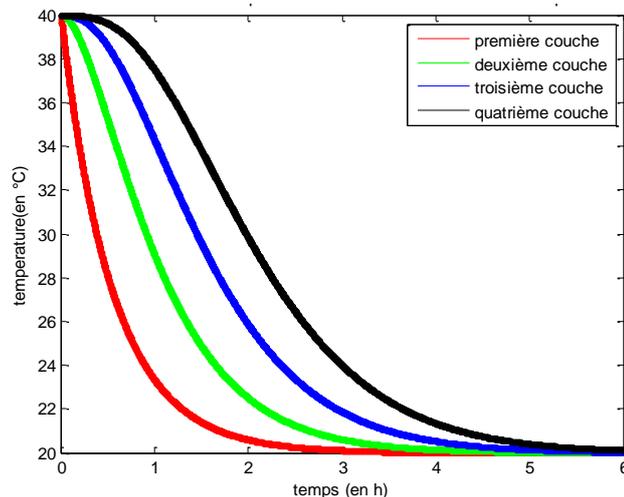


Figure 2.12 - Évolution de la température des couches du modèle zonal et des types 4 et 60 dans le cas d'une injection de 0,04 kg/s à 20 °C d'un ballon initialement à 40 °C

Pour une injection dans les 3 zones du centre de la couche du bas et une extraction dans les 3 zones du centre de la couche du haut (*Figure 2.11*), la répartition des débits se trouve modifiée. La répartition des températures suit alors cette modification mais l'écart entre la température moyenne d'une couche du modèle zonal et la température d'une couche du type 4 ou 60 reste inférieur à 1 °C (*cf Figure 2.14*).

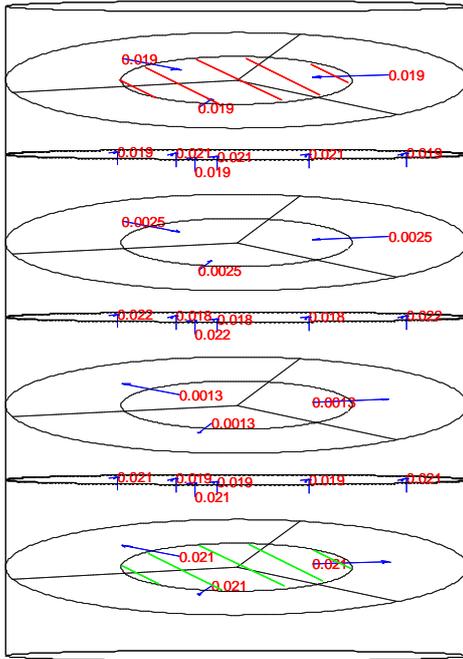


Figure 2.13 - Répartition des débits au bout de 30 min de puisage

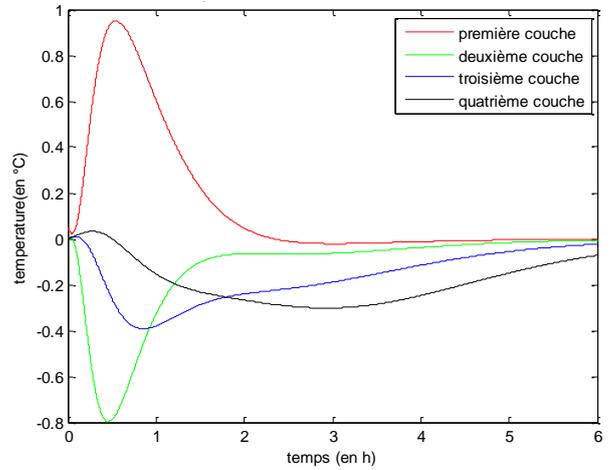


Figure 2.14 - Comparaison entre les températures des couches du modèle zonal et du type 4

Pour le modèle zonal, l'injection uniquement dans le centre de la couche induit une répartition différente des températures dans la première couche (Figure 2.13) : les zones au centre du bas du ballon sont en effet influencées plus rapidement par la décharge. Bien que la température moyenne de la couche ne montre que des écarts minimes avec la modélisation d'une couche non subdivisée, la Figure 2.16 met en relief des zones de 4 °C de plus ou de moins que la température moyenne.

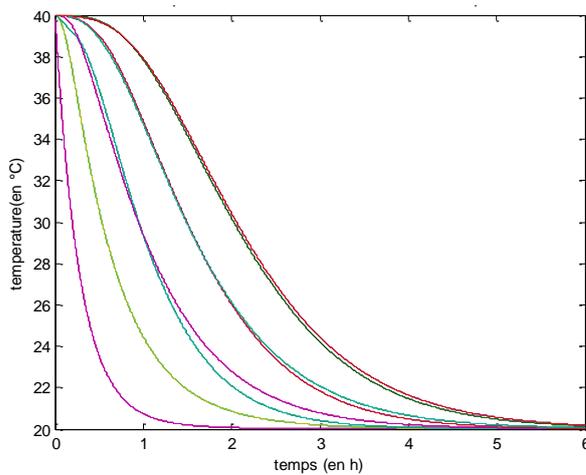


Figure 2.15 - Températures des 24 zones

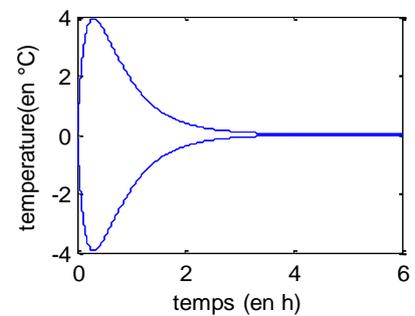


Figure 2.16 - Écart entre la température des différentes zones de la 1^{ère} couche et la température moyenne de la 1^{ère} couche

Une injection et une extraction dans une seule zone est maintenant étudiée car se rapprochant du cas réel. Cette configuration d'écoulement crée à présent des débits transversaux. Cependant, les températures moyennes des couches du modèle zonal sont équivalentes à celles des types 4 et 60. La Figure 2.18 met en exergue l'écart entre la température des zones et celle de la température moyenne de la couche. Le refroidissement de la zone d'entrée va refroidir dans un premier temps uniquement les zones adjacentes (*i.e. trois zones dans la première couche et une zone dans la seconde couche*). Dans les couches du haut du ballon, l'écart entre la température moyenne et les températures des zones de la couche s'amointrit avec toutefois une différence au sein d'une couche lorsque la thermocline se déplace au sein de celle-ci. D'une manière générale, l'écart tend vers 0 lorsque le ballon arrive totalement à 20 °C.

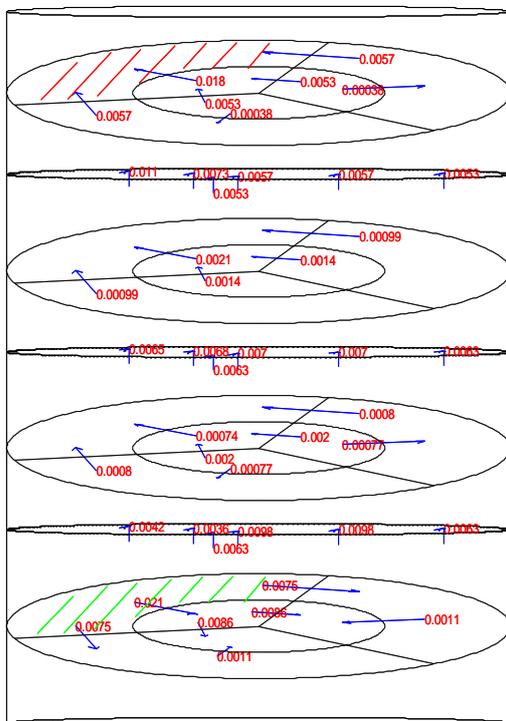


Figure 2.17 -
Répartition des débits
au bout de 30 min de puisage

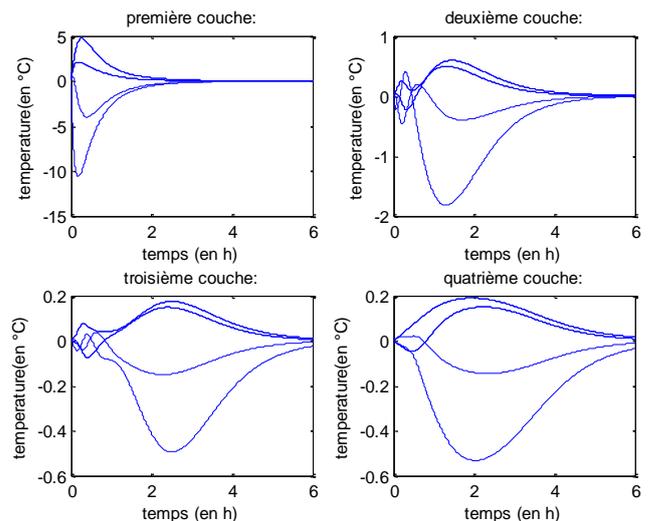


Figure 2.18 -
Écart entre la température
des différentes zones de la couche
et la température moyenne de la couche

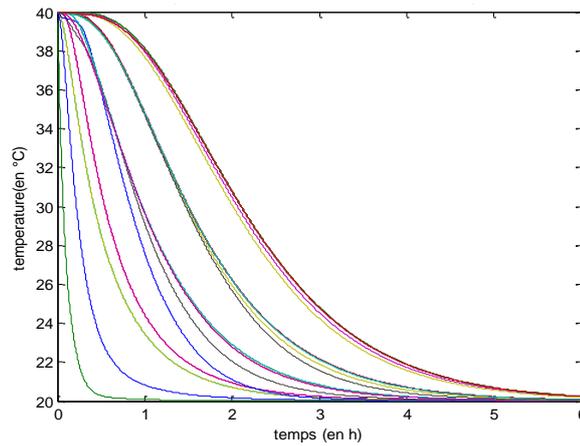


Figure 2.19 - Évolution des 24 températures du modèle zonal en fonction du temps

En puisant dans une zone excentrée par rapport à l'entrée, une légère modification de l'écart entre la température moyenne des couches et celle des types 4 et 60 est observée. L'écart au niveau de la quatrième couche est alors plus important mais reste inférieur à 1 °C.

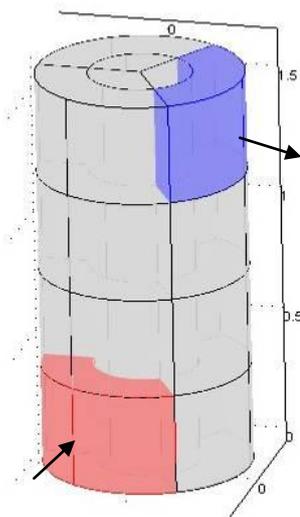


Figure 2.20 - Situation de puisage dans une zone excentrée par rapport à l'injection

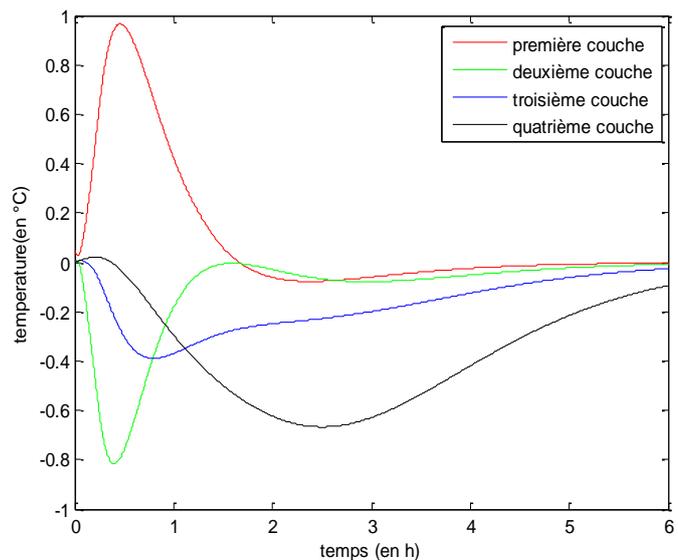


Figure 2.21 - Évolution de la différence de température entre les couches du modèle zonal et celles du type 4 dans un cas d'injection/puisage excentré

La comparaison entre les différentes modélisations se poursuit dans le cas d'une injection à 20 °C dans la seconde couche d'un ballon initialement à 40 °C. Pour les types 4 et 60, les deux couches du bas se mélangent. Il y a en effet une inversion de couches lorsqu'une couche froide se trouve au dessus d'une couche plus chaude. Pour les types à couches, différents artifices numériques ont pour but de mélanger les deux couches concernées.

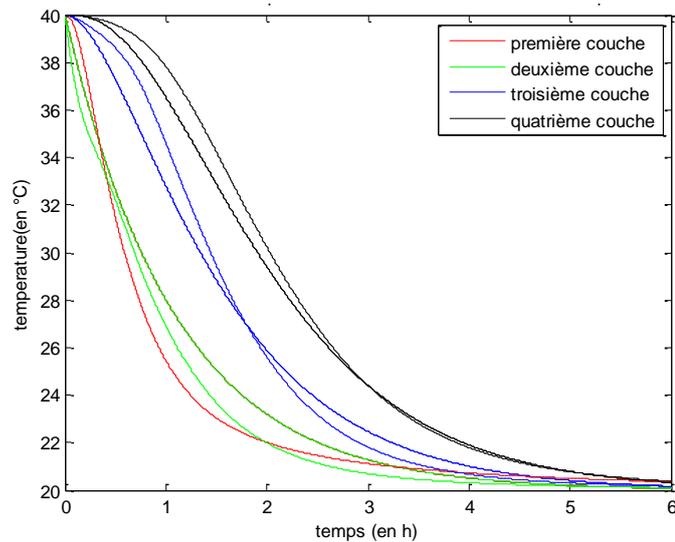


Figure 2.22 - Évolution de la température des couches en fonction du temps lors d'une injection en deuxième couche - comparaison entre le modèle zonal (*en pointillé*) et le type 4 (*trait plein*)

Pour le modèle zonal, la deuxième couche se refroidit le plus vite car elle contient une zone qui va être la première à tendre vers 20 °C. C'est le refroidissement de cette zone d'entrée qui va ensuite refroidir les zones adjacentes. Les débits vont avoir tendance à refroidir tout naturellement la couche du bas.

Le modèle zonal montre, avec les mêmes conditions de calculs, une meilleure stratification des températures : le bas du ballon se refroidit plus rapidement alors que le haut du ballon reste chaud plus longtemps.

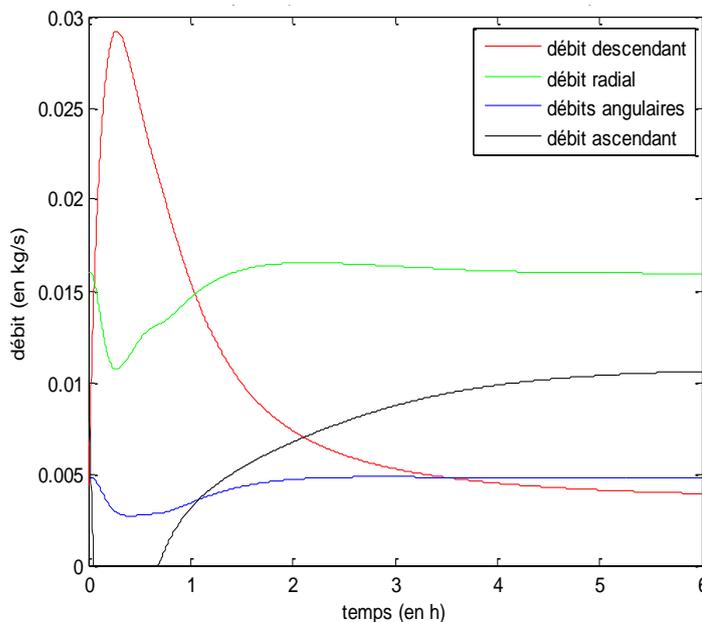


Figure 2.23 - Évolution dynamique des débits sortant de la zone d'injection dans le cas d'une injection au niveau de la deuxième couche

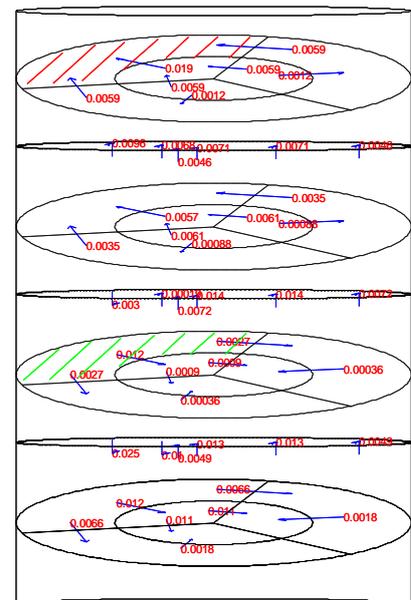


Figure 2.24 - Répartition des débits au bout de 30 min dans le cas d'une injection au niveau de la deuxième couche

Pour le refroidissement à 20 °C par puisage de l'eau chaude et introduction d'eau à 20 °C, l'évolution dynamique des débits est intéressante à analyser (*Figure 2.23*). Au tout début de la simulation, le débit d'injection se répartit vers les zones adjacentes avec un débit maximum transféré à la zone inférieure. La température des zones influe donc bien sur la cinétique de l'écoulement : la majorité du débit est transmise à la zone inférieure jusqu'à refroidissement de celle-ci et ainsi refroidissement du bas du ballon. Le débit descendant est alors maximum aux alentours de la demi-heure, moment où la température de la première couche arrive en dessous de la deuxième couche. Une fois les deux couches du bas à la même température, la répartition des débits tend à se rééquilibrer : nous avons ainsi un débit ascendant dès la zone d'entrée. La discussion sur le débit descendant se fait d'un point de vue de la zone d'injection. Du point de vue de la couche, le débit est toujours ascendant de la 2ème couche vers la couche de sortie du ballon (*cf Figure 2.24 à titre d'exemple*).

Alors qu'aucune différence notable de température entre les modèles à couches et le modèle zonal n'est constatée pour une injection à fort débit dans la couche inférieure du ballon, le cas d'un fort débit d'injection (0,4 kg/s) à 20 °C dans la deuxième couche d'un ballon initialement à 40 °C montre des différences plus flagrantes.

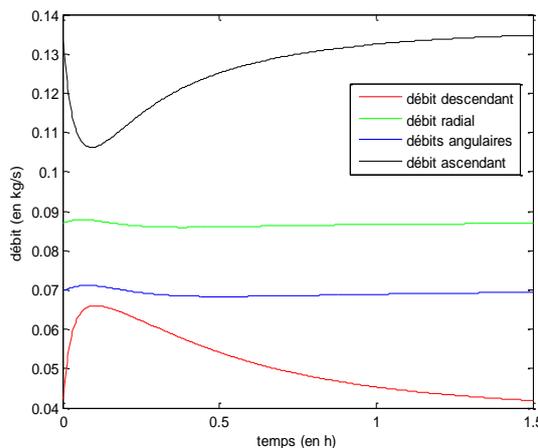


Figure 2.25 -
Évolution temporelle des
débits sortant de la zone d'injection

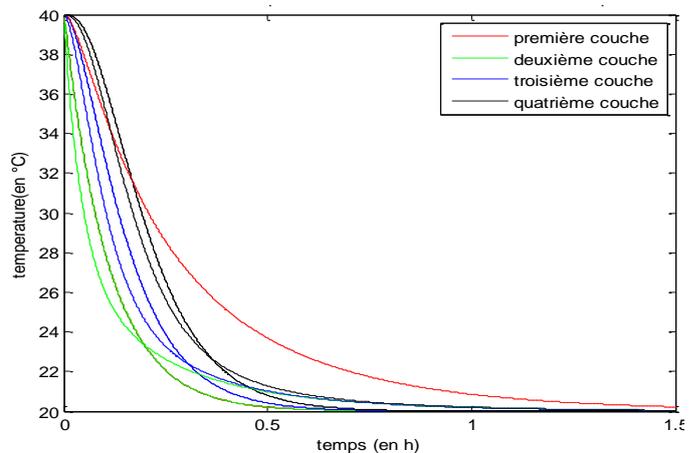


Figure 2.26 - Évolution des températures
des couches du modèle zonal (*en pointillé*)
et du type 60 (*en trait plein*)

La répartition des débits (*Figure 2.25*) lors d'une injection à fort débit montre un débit ascendant prépondérant dû à la force du débit d'injection. Le phénomène d'aspiration du débit l'emporte sur la création d'un débit descendant qui devrait d'abord refroidir la couche inférieure du ballon. Ce phénomène est directement répercuté sur la répartition des températures (*Figure 2.26*). Ainsi, le refroidissement de la seconde couche va d'abord refroidir la troisième puis la quatrième couche. La couche du bas restera quant à elle chaude plus longtemps.

L'écart avec les modèles à couches se trouvera donc surtout accentué pour la première couche du ballon dans le cas d'un fort débit injecté en deuxième couche. Dans le cas d'un fort débit d'injection, une moins bonne stratification est obtenue avec le modèle zonal. Hormis pour la couche du bas du ballon, nous avons cette fois les couches du modèle zonal qui se refroidissent plus rapidement que les couches des modèles à couches. Le refroidissement plus lent des modèles à couches est d'ordre purement numérique (*l'inversion de couche implique le mélange de la première et de la deuxième couche*).

Ce résultat est à mettre en opposition avec celui obtenu pour un plus faible débit d'injection qui permettait de refroidir la couche du bas en premier.

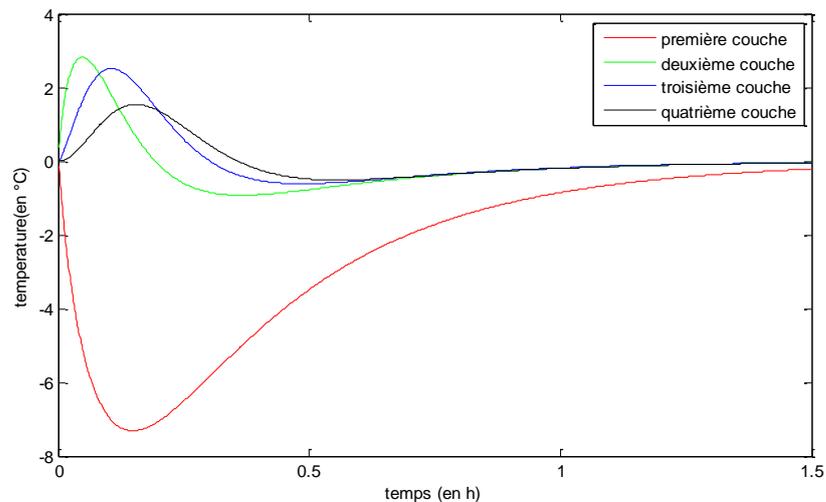


Figure 2.27 - Évolution de la différence de température entre les couches du modèle zonal et celles du type 4 dans le cas d'un fort débit injecté au niveau de la couche 2.

Il faut tout de même noter que la valeur des débits est directement liée à la surface de la frontière de la zone d'injection. De plus amples précisions sont donc à apporter sur la valeur du débit traversant une zone de jet. Ce point est abordé dans le chapitre 3 en présentant le modèle de jet et l'implémentation de celui-ci dans le modèle zonal.

Une injection toujours à un faible débit (0,04 kg/s) à 60 °C dans une zone du bas (*extraction en haut du ballon*) d'un ballon initialement à 20 °C montre des différences de comportement entre les modèles à couches et le modèle zonal. Les modèles à couches mélangent toutes les couches : tout se passe comme si le ballon était représenté par un seul nœud. Le modèle zonal présente une évolution dans le réchauffement du ballon. A faible débit, c'est en effet la zone d'injection qui se réchauffe et qui va ensuite réchauffer la zone adjacente juste au dessus d'elle. La première couche se retrouve alors plus chaude au début de la simulation. Très vite, c'est la deuxième couche qui se réchauffe et qui va réchauffer la troisième et la quatrième couche. Après 30 min et jusqu'à la fin de la simulation, la stratification thermique est respectée dans le ballon et la première couche est la plus lente à se réchauffer (*Figure 2.28*).

Pour un débit d'injection plus élevé (*nous passons de 0,04 kg/s à 0,4 kg/s*), la stratification des couches n'est plus respectée. Le réchauffement complet de la première couche (*qui passe de 40 à 60 °C*) engendre le réchauffement complet de la deuxième, de la troisième puis de la quatrième couche (*Figure 2.29*). Le type 4 réagit toujours comme ci le ballon n'était constitué que d'un seul nœud.

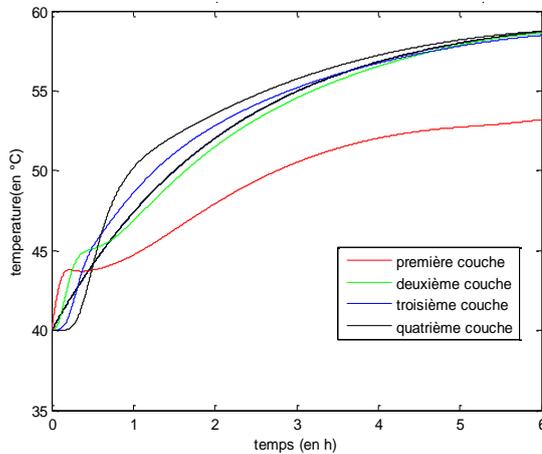


Figure 2.28 -
Évolution de la température
des couches lors du réchauffement du
ballon par injection de 0.04kg/s à 60 °C
dans le bas d'un ballon initialement
à 40 °C via le modèle zonal (*en pointillé*)
et le type 4 (*trait plein*)

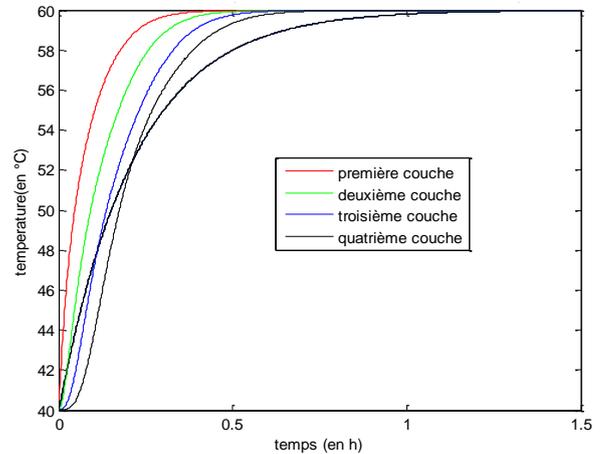


Figure 2.29 -
Évolution de la température
des couches lors du réchauffement du
ballon par injection de 0.4kg/s à 60 °C
dans le bas d'un ballon initialement
à 40 °C via le modèle zonal (*en pointillé*)
et le type 4 (*trait plein*)

3.3 ETUDE DU COMPORTEMENT DU MODELE A UNE SOURCE DE CHALEUR

Après la présentation de la décharge, il est légitime de s'intéresser au comportement du modèle lors de la charge. L'évolution de la température des couches du modèle zonal pour un apport de chaleur dans une zone de la troisième couche (*cf Figure 2.32*) est alors étudiée. La troisième couche est alors la plus chaude au début de la simulation. Très vite, la chaleur de la zone est transmise à la zone supérieure : la quatrième couche devient alors en moyenne plus chaude même si la température maximum reste localisée à la zone d'apport de chaleur.

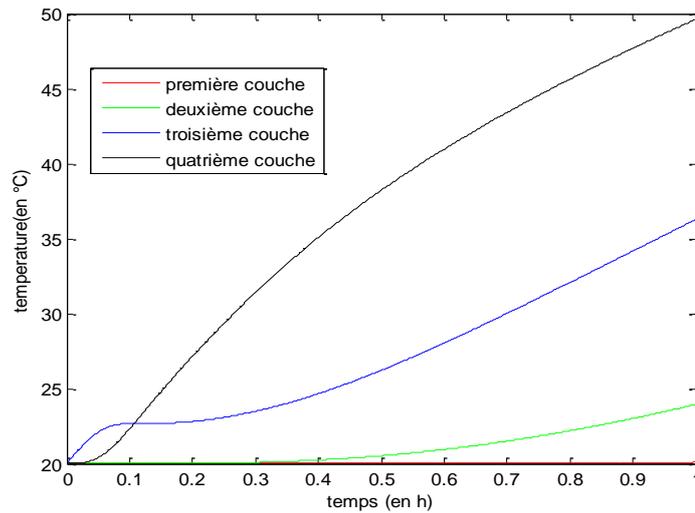


Figure 2.30 - Évolution de la température des couches lors du réchauffement du ballon par mise en fonctionnement d'un élément chauffant placé en 3ème couche d'un ballon initialement à 20 °C

L'évolution des débits en fonction du temps montre que le débit sortant de la zone chauffée est principalement apporté par la zone inférieure. Au cours de la simulation cet apport diminue légèrement pour être apporté aussi par les zones à la même hauteur que la zone chauffée.

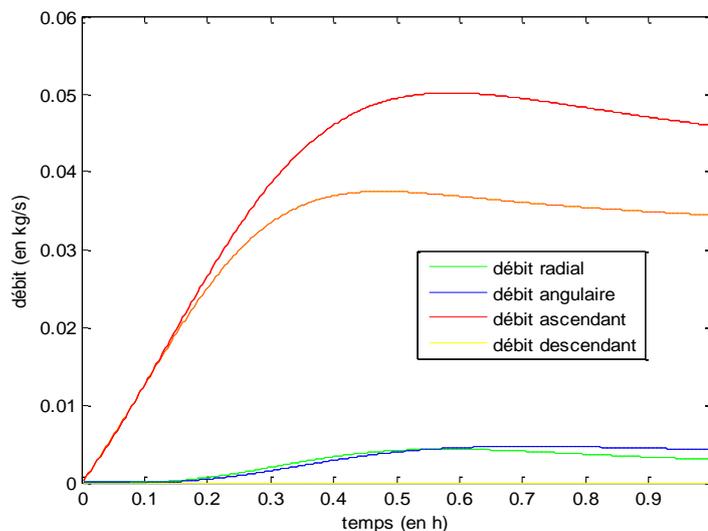


Figure 2.31 - Évolution des débits liés à la zone d'apport de 4.5kW – les débits sortant de cette zone sont représentés en trait plein alors que les débits entrant dans cette zone sont représentés en pointillés

La Figure 2.31 permet de visualiser que la part du débit qui se crée pour aller vers la couche supérieure du ballon est essentiellement apportée par la zone inférieure à la zone d'apport de chaleur. Au cours de cette simulation, cette part apportée par la zone inférieure (*en pointillé rouge sur la figure*) diminue mais reste prépondérante. L'apport de chaleur crée donc un débit ascendant. Un brassage du ballon se produit via la création de débit par cet apport de chaleur. Le moteur de la cinétique est donc l'apport de chaleur qui va créer un débit ascendant et donc une recirculation dans le ballon.

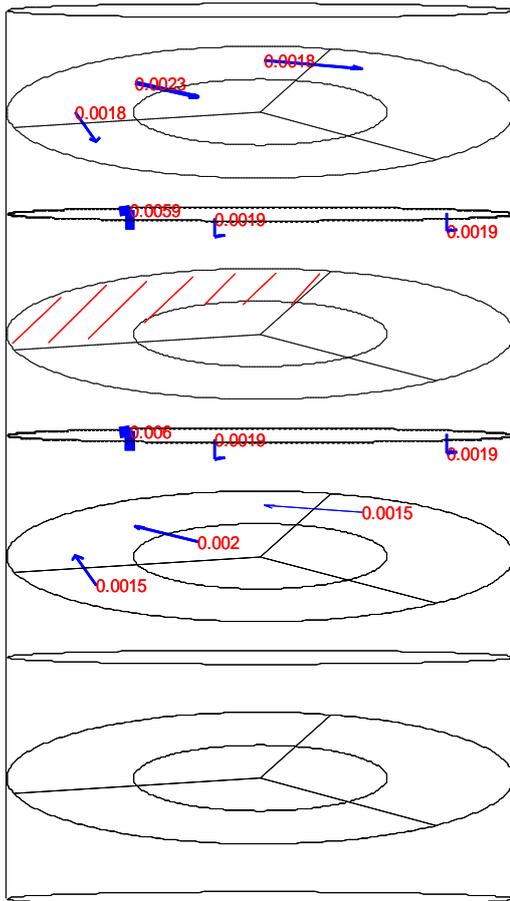


Figure 2.32 -
Visualisation de la distribution
des débits > 0.001 kg/s à t = 3 min

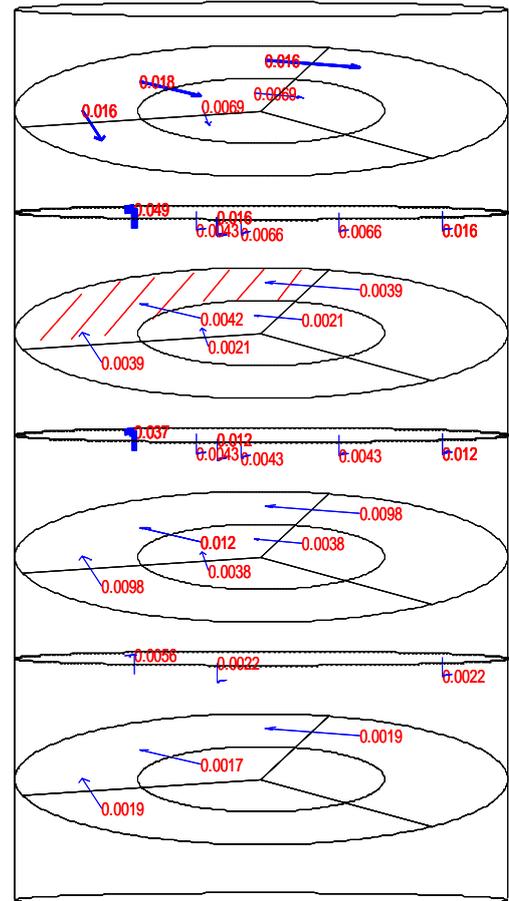


Figure 2.33 -
Visualisation de la distribution
des débits > 0.001 kg/s à t = 30 min

Comparaison :

Les résultats obtenus par les modèles à couches sont alors assez différents. Les modèles à couches considèrent en effet que la troisième et la quatrième couche sont à la même température.

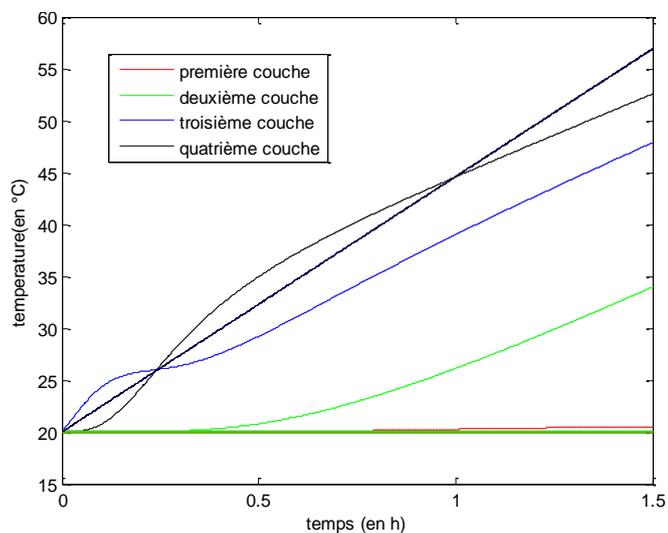


Figure 2.34 - Températures des couches du
modèle à couche (en trait plein) et du modèle zonal (en pointillé)

Des différences notables existent entre les deux approches de modélisation (*Figure 2.35*). Pour le modèle zonal, les couches ne sont pas à température uniforme (*Figure 2.36*). Une différence de température de plus de 10 °C est alors observée entre les zones de la troisième ou de la quatrième couche. Ceci s'explique par la répartition des débits.

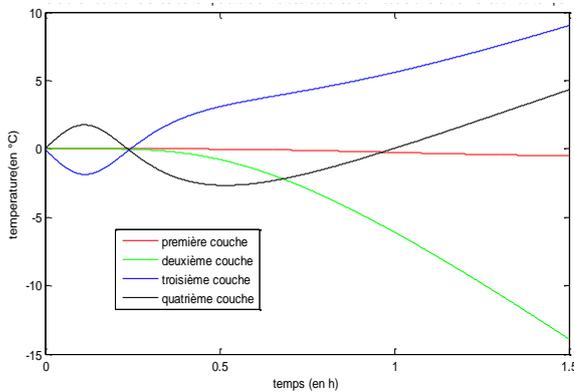


Figure 2.35 -
Différence entre les températures
des couches du modèle zonal
et celles du modèle à couche

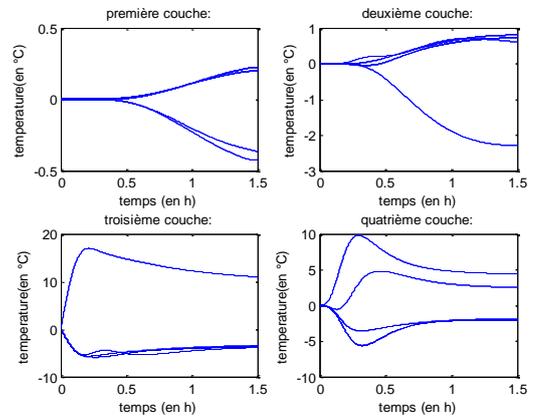


Figure 2.36 -
Différence entre les températures
des zones des différentes couches
du modèle zonal

3.4 PRESENTATION DU COMPORTEMENT DU BALLON AU REPOS

Pour évaluer la pertinence du modèle zonal pendant les périodes où il n'est ni chargé ni déchargé, le cas d'un ballon initialement à température uniforme et le cas d'un ballon initialement stratifié sont évalués.

Le premier cas d'étude est alors le ballon initialement à 60 °C avec une température ambiante de 20 °C. Une déperdition de $0,9 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ est alors choisie comme valeur standard de l'offre technologique. Cette déperdition est appliquée sur les parois latérales, supérieures et inférieures dans le modèle zonal et dans le modèle à couches.

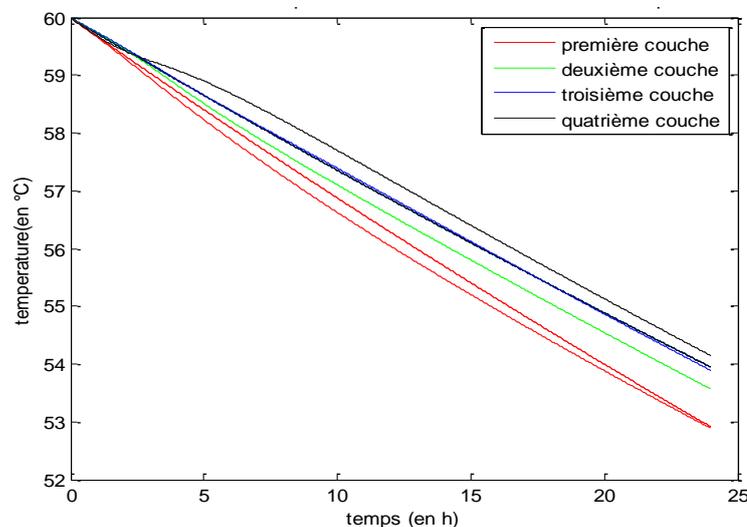


Figure 2.37 - Refroidissement d'un ballon initialement à 60 °C
avec le modèle zonal (*en pointillé*) ou avec le modèle à couches (*en trait plein*)

La Figure 2.37 illustre le refroidissement des 4 couches du modèle zonal et du modèle à couches. Pour le modèle zonal, chaque couche a une température différente avec un respect de la stratification : la couche la plus haute est la plus chaude.

Pour les modèles à couches, la température de la première couche diminue le plus rapidement alors que les températures des 3 couches supérieures sont équivalentes. Les pertes supérieures et inférieures entraînent dans un premier temps un plus grand refroidissement de la première et de la dernière couche. La quatrième couche étant plus froide que la troisième, une inversion de couches se produit. Numériquement, la troisième et quatrième couche se mélange pour pallier cette inversion. Cependant, la température de cette nouvelle couche reste supérieure à celle de la deuxième couche : le processus est réitéré pour conduire à un mélange des trois couches supérieures.

L'analyse de la répartition des débits du modèle zonal montre des débits ascendants dans les trois zones du centre du ballon. Dans la couche supérieure du ballon, les débits sont distribués vers les côtés : des débits descendants se créent alors le long des parois jusqu'au bas du ballon. Une fois dans la couche inférieure du ballon, les débits se dirigent vers le centre du ballon.

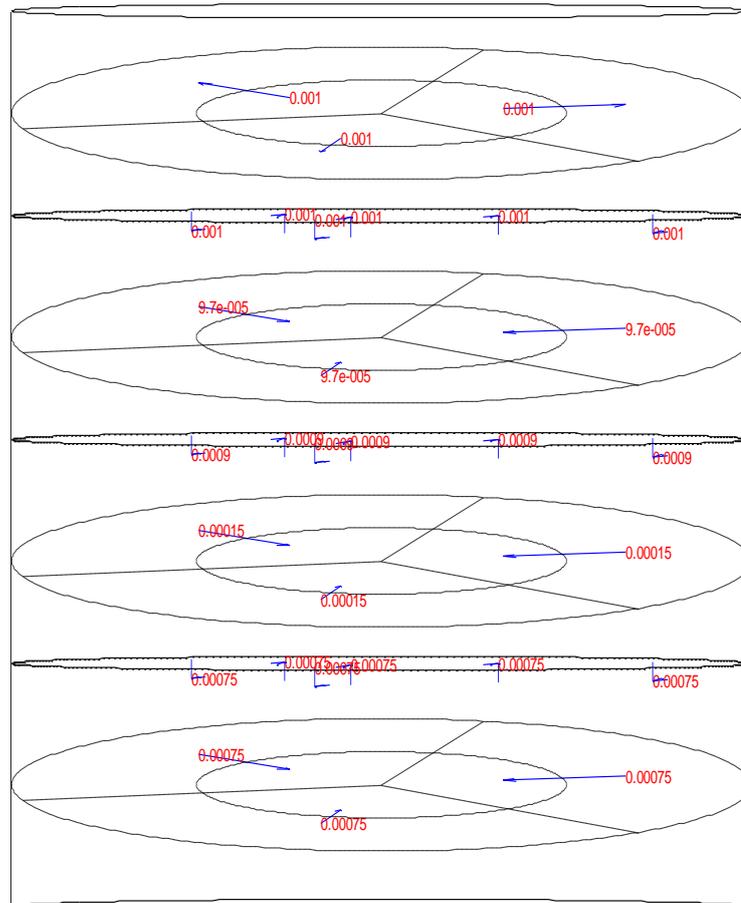


Figure 2.38 - Répartition des débits à $t = 15$ h

A $t = 15$ h, la Figure 2.38 montre une répartition intéressante des débits. Les débits ascendants vont en effet croître avec la hauteur. Les débits descendants vont quant à eux diminuer avec la hauteur.

Une fois encore des différences apparaissent entre les modèles à couches et le modèle zonal. Ces différences viennent du fait qu'une couche n'est pas à température uniforme. Le gradient thermique au sein d'une couche, aussi faible soit il, s'explique par les zones en périphérie d'une couche en contact avec une source froide. Ces différences de températures vont alors créer des débits au sein du ballon, débits qui vont influencer la répartition de température du ballon.

Dans le cas d'un ballon initialement stratifié, les différences entre les deux approches de modélisation vont s'accroître. Partant d'un état initial avec les deux couches du haut à 60 °C et les deux couches du bas du ballon à 20 °C, les débits issus du modèle zonal vont cette fois venir réchauffer le bas du ballon (Figure 2.39).

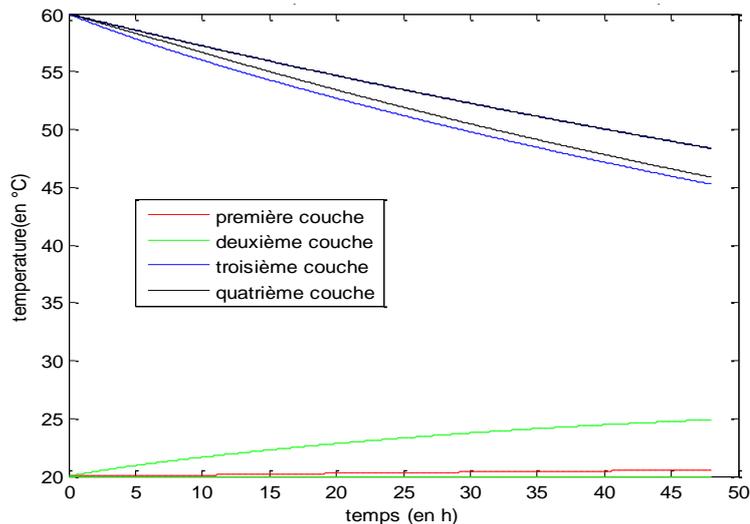


Figure 2.39 - Refroidissement d'un ballon initialement stratifié avec l'utilisation du type 4 à couche (*trait plein*) et du modèle zonal (*en pointillé*)

Pour les modèles à couches, tout se passe comme si les deux zones initialement distinctes se refroidissent indépendamment. Ainsi, les couches du bas restent à 20 °C et les couches du haut se refroidissent avec le même processus d'inversion que décrit précédemment.

Pour le modèle zonal, les couches supérieures se refroidissent alors que les couches inférieures se réchauffent.

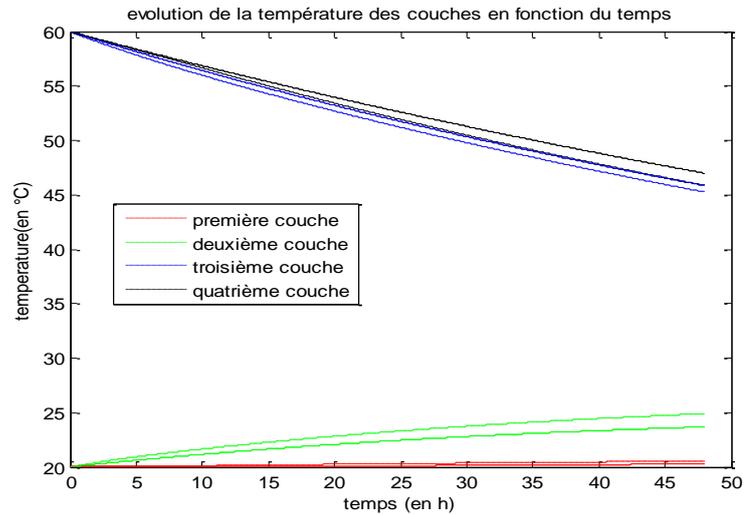


Figure 2.40 - Refroidissement d'un ballon initialement stratifié avec l'utilisation du type 60 à couche (*trait plein*) et du modèle zonal (*en pointillé*)

Il faut cependant noter que le type 60 permet la prise en compte des échanges entre couches via une conductivité thermique fixe au cours de la simulation. Les écarts entre modèle à couche et modèle zonal peuvent alors être diminués. L'inconvénient de cette approche réside néanmoins dans une interaction fixe entre les couches tout au long de la simulation. Le modèle zonal avec la même conductivité thermique ($\lambda = 0,6 \text{ W}/(\text{m.K})$) montre en effet une interaction entre couche accentué via la prise en compte des débits entre les différentes zones.

4 CONCLUSION

La première partie du chapitre a permis de présenter les hypothèses de base du modèle zonal. Les débits entre zones sont donc établis et l'architecture numérique du modèle est présentée. La deuxième partie du chapitre montre alors une cohérence du modèle zonal dans les phénomènes qu'il prend en compte. Des différences de comportement entre ce modèle et les modèles à couches sont alors expliquées via la prise en compte des débits entre zones. Ces débits semblent alors refléter la physique des écoulements.

Que cela soit dans le cas d'un puisage et donc d'une injection dans le ballon, dans le cas d'un apport de chaleur localisé ou dans l'étude de l'isolation, les débits entre les zones du modèle sont issus des hypothèses présentées en début de chapitre. Ces hypothèses s'appuient alors sur une faible quantité de mouvement des débits qui peut ne plus devenir cohérente dans certaines situations. Ainsi, le puisage dans le ballon induit des débits qui pour l'instant sont dépendants de la surface de la zone d'injection. Il convient donc de décrire le jet arrivant dans le ballon de manière plus réaliste. De même, les débits résultant d'un apport résistif doivent être reliés à une étude de panache. Il convient donc d'apporter d'avantage de précisions liées aux phénomènes physiques associés. Jets, panaches et couches limites doivent donc être étudiés plus précisément : c'est l'objet du chapitre 3.



Prise en compte des phénomènes physiques localisés

1	INTRODUCTION	90
2	PRISE EN COMPTE DU JET DANS LE MODELE ZONAL.....	91
	2.1 Besoin en modèle	91
	2.2 Ajout du modèle de jet dans le modèle zonal	91
3	PRISE EN COMPTE D'UN APPORT DE CHALEUR DANS LE MODELE ZONAL.....	95
	3.1 Panache issu d'une zone.....	95
	3.2 Intégration de l'échangeur de chaleur de type serpentin dans le modèle zonal	99
4	PRISE EN COMPTE DES DEPERDITIONS DU BALLON.....	105
5	CONCLUSION	110

1 INTRODUCTION

Le chapitre 2 a permis de vérifier la cohérence du modèle zonal dans le cas d'une injection de débit, d'un apport de chaleur ou bien d'un refroidissement du ballon. Cependant, le besoin de mieux décrire le jet dans le cas d'un fort débit d'injection a été mis en avant. De même, l'apport de chaleur localisé dans une zone du modèle convient pour la description d'un appoint par résistance électrique. Cependant, les débits modélisés lors de cet apport thermique doivent correspondre au phénomène de panache se créant avec ce type de dispositif.

Un ballon solaire se charge souvent indirectement via un échangeur de chaleur afin de ne pas mélanger le fluide caloporteur de la boucle solaire et l'ECS. Il convient donc de prendre en compte la modélisation de l'échangeur de chaleur. Pour ce qui est de l'isolation du ballon, des précisions dans sa description physique peuvent être apportées. Les débits pariétaux générés par l'isolation peuvent aussi être modélisés avec davantage de détails.

D'une manière générale, ce chapitre est destiné à apporter des éléments de précision au modèle zonal.

Le modèle zonal précédemment présenté permet de décrire les débits entre des zones dites "courantes" via les équations (2.19) et (2.20) du chapitre précédent. Dans le cas d'un écoulement spécifique, des zones "courantes" se transforment au cours de la simulation en zone spécifique de jet, de panache ou autres afin de décrire plus précisément la réalité de l'écoulement. L'approche développée dans ce modèle zonal est donc de faire évoluer les équations liées à un transfert entre deux zones en gardant un maillage fixe au cours de la simulation. Ici, ce n'est pas le maillage qui évolue mais les équations qui s'adaptent.

Ce chapitre décrit les améliorations du modèle zonal présenté au chapitre 2. Aussi, l'injection est mieux prise en compte par ajout d'un modèle de jet, l'apport de chaleur localisé est associé à un modèle de panache et la modélisation d'un apport par échangeur est décrite. Enfin, une meilleure description de l'isolation est intégrée au modèle zonal.

2 PRISE EN COMPTE DU JET DANS LE MODELE ZONAL

2.1 BESOIN EN MODELE

Précédemment, il a été évoqué que la stratification du ballon pouvait être dégradée lors de l'injection d'un fluide au cours de la charge et de la décharge du ballon. L'injection directe dans le ballon a été beaucoup étudiée (*BLA07a*). Afin de diminuer voire minimiser cette influence du jet d'entrée, des travaux sur la géométrie de l'entrées ont été réalisés. De plus, il a pu être montré que les débits d'injection et donc la vitesse ont une importance certaine sur la stratification du ballon. Plus la vitesse d'injection est élevée et plus la stratification se trouve dégradée. Afin d'obtenir de plus petites vitesses, il est possible d'augmenter la surface d'entrée. La direction selon laquelle est injecté le jet est de même influente : il convient d'orienter le jet froid vers le bas d'un ballon initialement chaud afin de minimiser la taille de la zone de mélange du jet.

L'injection d'un débit dans une zone du ballon engendre la sortie du même débit dans la zone de sortie. La répartition des débits entre la zone d'entrée et la zone de sortie est alors directement calculée par le modèle zonal afin de satisfaire les bilans massiques de chaque zone. Cependant, l'introduction d'un jet dans le ballon impose des directions d'écoulements privilégiées aux alentours de l'entrée que les lois d'écoulement entre zones courantes du modèle ne permettent pas de prédire. Pour mieux décrire ces écoulements au niveau de l'entrée, un modèle de jet est alors nécessaire.

2.2 AJOUT DU MODELE DE JET DANS LE MODELE ZONAL

Afin de prendre en compte simplement ces considérations, l'approche développée par Bejan (*BEJ95*) est choisie. Par cette méthode, la surface du jet évoluant peut être identifiée ce qui permet d'intégrer des relations de débits dans le modèle zonal. Il sera alors possible de déterminer la vitesse du jet immergé. Selon l'offre technologique sélectionnée (*cf. chap 1*), la direction du jet dans le modèle zonal pourra être choisie horizontale ou dirigée vers le bas du ballon.

En se basant sur une entrée de diamètre D_0 introduisant de l'eau à la température T_0 à une vitesse U_0 , la théorie de Bejan (*BEJ95*) permet de fournir une solution analytique au problème.

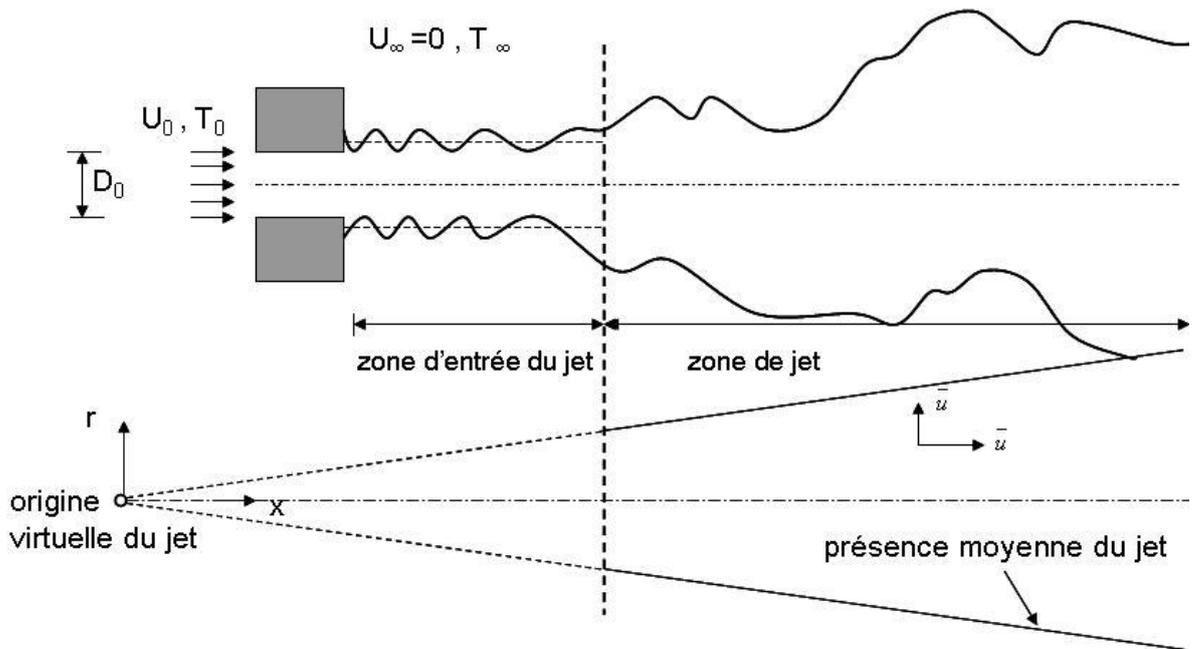


Figure 3.1 - Structure instantanée de grande échelle d'un jet turbulent et forme à angle constant du jet moyenné dans le temps

La zone de jet (*Figure 3.1*) commence à une distance approximative de $5 D_0$ de la zone d'injection. Dans la zone d'entrée du jet, le fluide suit une trajectoire moyennée dans le temps qui prolonge son tube d'injection. La trajectoire moyenne du fluide dans la zone de jet peut quant à elle être assimilée à un cône ayant pour sommet l'origine virtuelle du jet.

En acceptant l'hypothèse d'un demi angle de 10° du jet (*BEJ95*), l'origine virtuelle peut être estimée à $D_0 \times \left(\frac{1}{\tan(\pi/18)} - 5 \right)$ ou $0,6721 D_0$.

Pour la zone de jet, l'équation de continuité et le principe de conservation de la quantité de mouvement donne en coordonnées cylindriques les équations (3.1) et (3.2) :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r\bar{v})}{\partial r} = 0 \quad (3-1)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} = \varepsilon_m \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} \right) \quad (3-2)$$

Avec : ε_m la diffusivité de turbulence

La force du jet est alors définie par l'équation (3-3).

$$K = 2\pi \int_0^\infty \bar{u}^2 r dr = \frac{\pi}{4} U_0^2 D_0^2 \quad (3-3)$$

La force du jet est indépendante de la distance x que parcourt le jet selon l'équation (3-3). Cependant, le diamètre du jet immergé augmente linéairement en fonction de la distance x parcourue (*cône de la Figure 3.1*). En s'appuyant sur l'équation (3-3), la vitesse moyenne au centre du jet u_c est donc fonction de $1/x$.

$$\bar{u}_c \propto \frac{K^{1/2}}{x} \quad (3-4)$$

En assimilant le profil de vitesse à une gaussienne, Fisher et al. (FIS79) aboutissent expérimentalement à l'équation (3-5) qui réinjectée dans l'équation (3-3) permet d'obtenir l'équation (3-6).

$$\bar{u} = \bar{u}_c \exp\left[-\left(9,35 \frac{r}{x}\right)^2\right] \quad (3-5)$$

$$\bar{u}_c = 7,46 \frac{K^{1/2}}{x} \quad (3-6)$$

Le profil de température est alors proche du profil cinématique et est approximé (BEJ95) par l'équation (3-7).

$$\bar{T} - T_\infty = \bar{T}_c - T_\infty \exp\left[-\left(\frac{r}{b_T}\right)^2\right] \quad (3-7)$$

A partir de ces relations, il est possible d'estimer l'évolution de température et de vitesse du jet dans différentes conditions. La Figure 3.2 représente le cas particulier d'une injection d'eau de 20 °C à 150 L/h dans un ballon initialement à 20 °C.

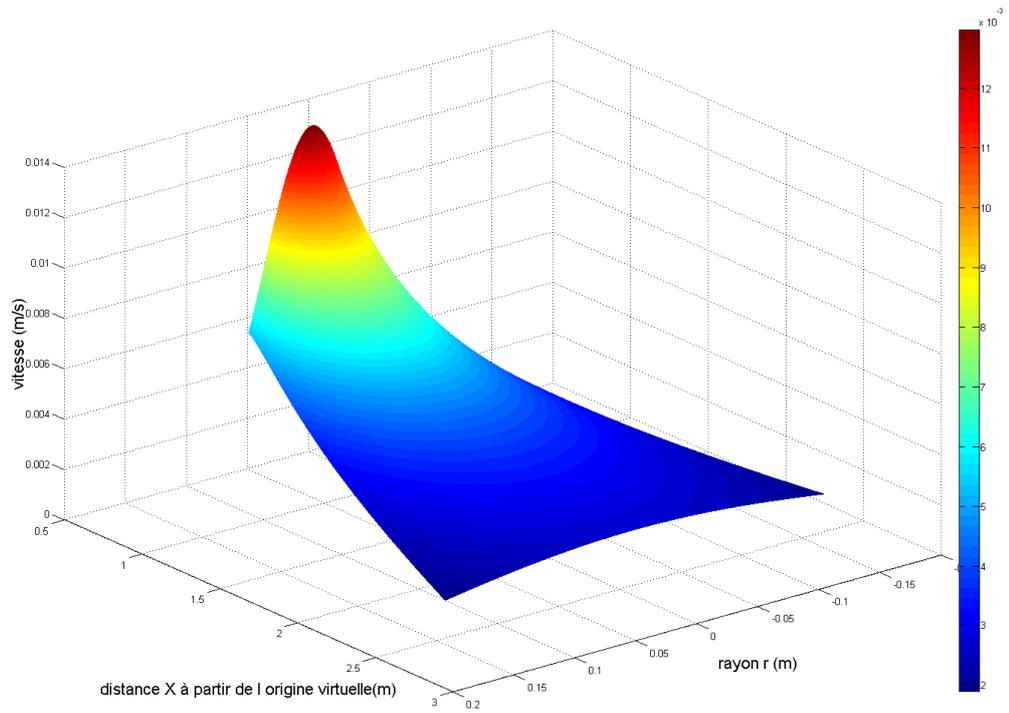


Figure 3.2 - Évolution de la vitesse du jet dans le cas d'une injection d'eau de 20 °C à 150 L/h dans un ballon initialement à 20 °C

Alors que le modèle zonal prévoit une répartition isotrope des débits dans le cas d'une injection à même température, la Figure 3.2 montre une direction de jet privilégiée avec une évolution de vitesse particulière. La Figure 3.3 présente la différence entre les débits sortants d'une zone courante et sortants d'une zone de jet.

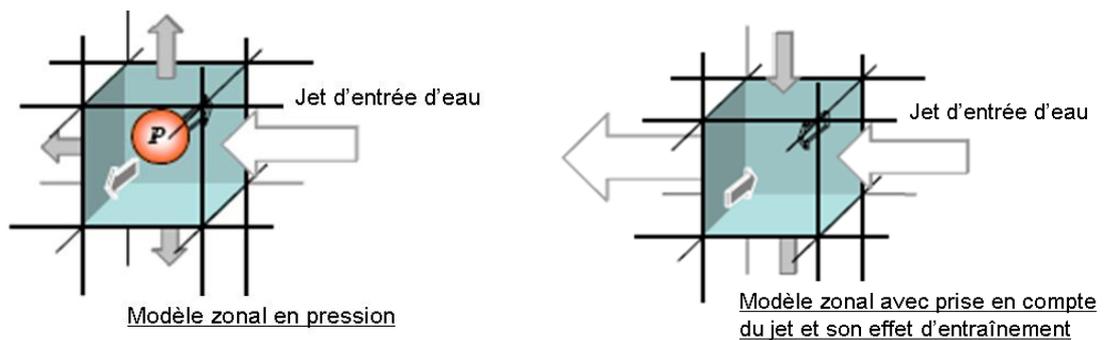


Figure 3.3 - Répartition des débits sortants d'une zone courante (à gauche) et d'une zone spécifique de jet (à droite)

Une zone courante peut ainsi se transformer au cours de la simulation en zone de jet lorsqu'un débit la traverse. Les débits entrant et sortant d'une zone de jet sont alors déterminés via les relations (3-5) et (3-6) et en fonction de la surface de jet qui traverse la zone. Les débits sortant d'une zone de jet (*en blanc sur la Figure 3.3*) sont alors généralement plus grands que ceux entrant du fait de l'augmentation de la surface de jet. Ainsi, des débits d'entraînement sont calculés pour apporter la différence au prorata de leurs surfaces. Numériquement, ces débits viennent en conditions limites aux zones courantes. Les bilans massiques sont alors calculés uniquement pour les zones courantes.

3 PRISE EN COMPTE D'UN APPORT DE CHALEUR DANS LE MODELE ZONAL

Un apport de chaleur localisé dans une zone du modèle zonal engendre une augmentation de température dans la zone en question. Des débits vers les zones adjacentes sont alors créés pour diffuser cette chaleur dans le ballon. Cependant, les équations établies pour les écoulements entre zones courantes du modèle ne sont pas assez précises car uniquement valides pour décrire les écoulements à faible quantité de mouvement : l'intégration du modèle de panache est ici développée.

Un échangeur solaire est couramment utilisé dans les installations classiques pour transmettre la chaleur récupérée par les capteurs vers le dispositif de stockage. La modélisation d'un échangeur de type serpentin dans le modèle zonal suivra alors l'intégration du panache dans le modèle zonal.

3.1 PANACHE ISSU D'UNE ZONE

La montée d'un panache s'explique par l'échauffement de l'eau près de la source de chaleur. En devenant moins dense et sous l'effet du champ gravitationnel, cette eau au voisinage de la source est entraînée vers le haut. En montant, l'eau chaude entraîne une certaine quantité d'eau secondaire qui était initialement stagnante. L'entraînement de cette eau est causé par le frottement entre l'eau chaude qui monte et l'eau avoisinante. Il s'ensuit une montée de l'eau en forme de cône avec une distribution gaussienne de la vitesse axiale. Le fluide monte alors jusqu'au point neutre (*z_{min} sur la Figure 3.4*) où la masse volumique du fluide dans le panache est égale à celle du fluide avoisinant. Le fluide continue ensuite son ascension jusqu'à *z_{max}* grâce à son inertie ; il se répand alors autour du point neutre (*WIR74*) en prenant la forme d'un champignon.

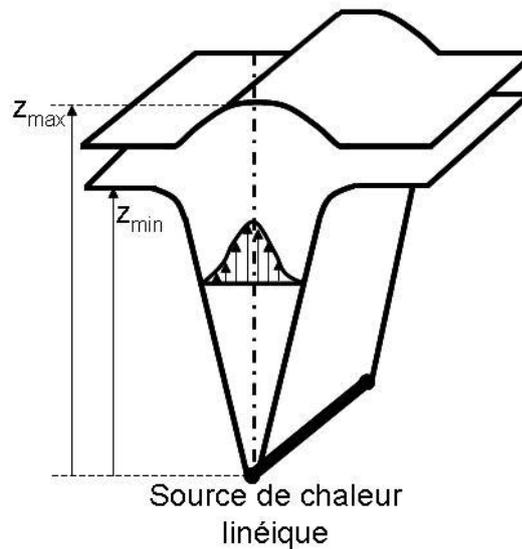


Figure 3.4 - Caractéristiques d'un panache issu d'une source de chaleur linéique

Le nombre de Grashof du panache, rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses, est utilisé pour caractériser la convection libre dans le fluide.

$$Gr = \frac{g\beta q' h^3}{\lambda \nu^2} \quad (3-8)$$

Avec : q' : la puissance fournie par l'élément chauffant par unité de longueur [W/m].

β : le coefficient d'expansion thermique de l'eau [1/K].

H : la hauteur du panache [m].

λ : la conductivité thermique de l'eau [W/(m.K)].

ν : la viscosité cinématique de l'eau [m²/s].

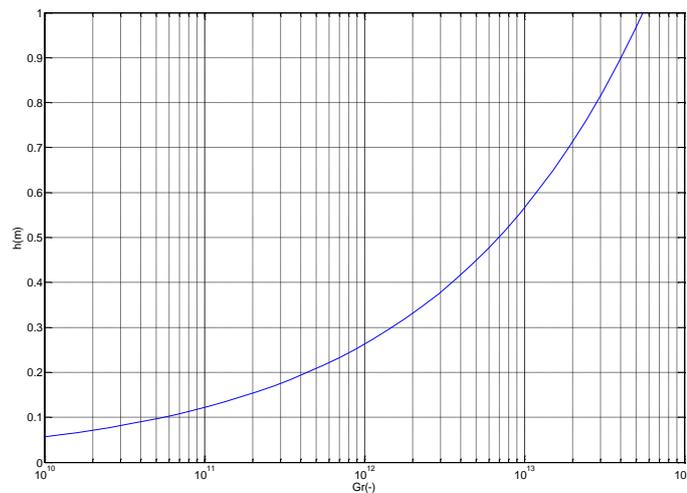


Figure 3.5 - Nombre de Grashof du panache en fonction de la hauteur de montée du panache dans un chauffe-eau

La transition laminaire-turbulent d'un panache se situe à un nombre de Grashof de 3.10^8 (LIS82) ; la Figure 3.5 présente la variation du nombre de Grashof en fonction de la hauteur du panache pour des conditions d'utilisation typiques. En considérant que l'élément chauffant est activé lorsqu'au moins 5 à 10 cm d'eau froide le couvrent, le nombre Gr correspondant est de l'ordre de 10^{10} : la montée d'un panache dans un chauffe-eau est donc un phénomène turbulent.

Pour caractériser le panache, le flux spécifique de poussée B (équation (3-9)) est intéressant car il permet de déterminer le flux volumétrique total (équation (3-10)) ainsi que le débit (équation (3-11)) produit par une source de chaleur linéaire dans un milieu non-confiné et non-stratifié (LIS82). Ceci n'est pas tout à fait notre cas d'étude mais les relations donnent un bon ordre de grandeur dans un premier temps.

$$B = \frac{g\beta q'}{\rho C_p} \quad (3-9)$$

$$Q = k_\mu B^{1/3} z \quad (3-10)$$

$$m = k_m B^{2/3} z \quad (3-11)$$

Avec : ρ : la densité de l'eau.

C_p : la chaleur massique.

z : la coordonnée verticale.

k_μ et k_m : des constantes recommandées par List à respectivement 0,338 et 0,394.

Très peu d'études expérimentales sur la montée d'un panache turbulent et transitoire dans un milieu stratifié existent. L'étude plus générale de List (LIS82) est alors utilisée pour nous donner le bon ordre de grandeur.

L'intégration dans le modèle zonal de ces équations approchées permettra une meilleure prise en compte du phénomène physique. En effet, comme évoqué dans le chapitre 2, il y a création d'un débit essentiellement ascendant dans le cas d'un apport de chaleur dans une zone courante du modèle zonal. Cependant, des débits horizontaux perduraient vers les zones adjacentes de même hauteur que la source de chaleur alors que l'intégration d'une loi de panache inverse le sens de ces débits horizontaux. Les débits ascendants de panache sont en effet alimentés par des débits d'entraînement venant des zones courantes adjacentes de même hauteur qu'une zone spécifique de panache. Les zones spécifiques de panache sont alors définies comme les zones localisées entre l'élément chauffant et le haut du ballon. La zone de fin de panache reste cependant courante pour des raisons purement numériques.

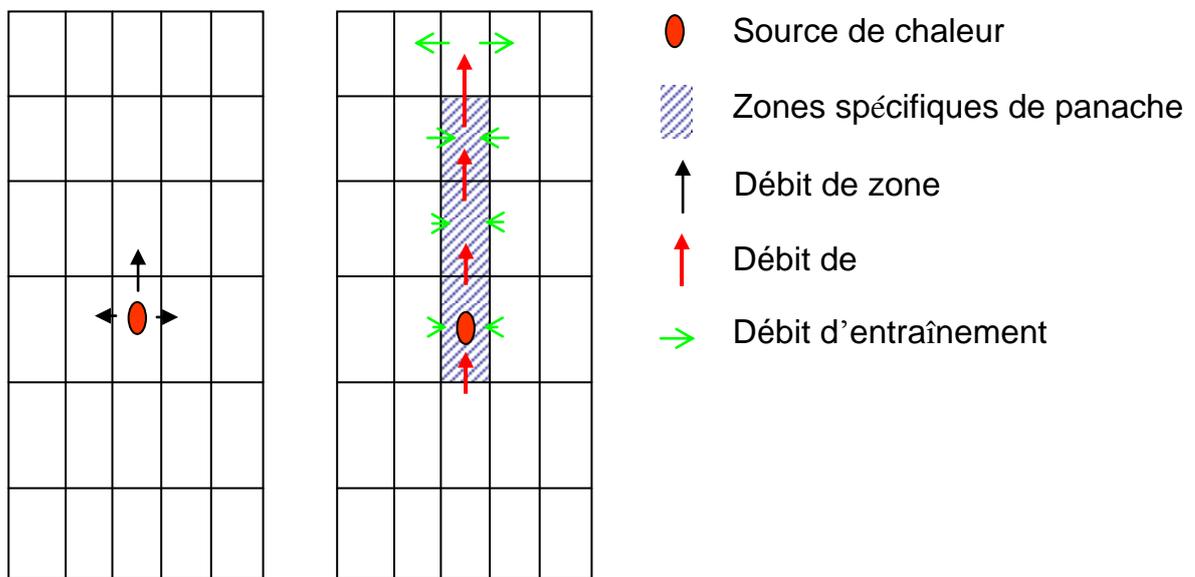


Figure 3.6 - Débits résultant d'une source de chaleur sans (à gauche) ou avec (à droite) intégration d'une loi de panache spécifique dans le modèle zonal

La prise en compte du panache permet de rajouter de la physique dans la description des écoulements. La modélisation du panache permet alors de diffuser plus rapidement l'apport de chaleur dans le reste du ballon du fait des débits de panaches plus grands que ceux issus du simple modèle zonal.

Il est de plus important de remarquer que l'intégration d'une loi spécifique (*jet ou panache*) permet de diminuer le nombre de zones courantes et donc le nombre de bilans massiques. Le calcul est alors plus rapide dans le cas d'une intégration d'écoulement dominant.

3.2 INTEGRATION DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR DE TYPE SERPENTIN DANS LE MODELE ZONAL

Les méthodes classiques liées à la théorie des échangeurs (*DTLM et NUT*) sont valables pour une circulation forcée du fluide de part et d'autre de l'échangeur. Dans une situation de non puisage d'ECS, le transfert thermique UAHX (*W/K*) entre le fluide présent dans l'échangeur et l'ECS peut être une donnée constructeur. Il permet alors de caractériser l'échangeur dans des conditions précises d'utilisation. Mais cette donnée n'est pas toujours disponible et elle évolue en fonction de l'utilisation de l'échangeur (*débit d'entrée, fluide utilisé, températures d'utilisation,...*). Différentes solutions permettent d'estimer le transfert thermique UAHX. Il est possible d'utiliser le programme VEKSLER (*FUR05b*) qui donne des constantes caractéristiques d'un type d'échangeur (*K1, K2, K3 et K4*). Ces constantes sont issues de travaux expérimentaux et permettent de caractériser par extrapolation tout échangeur spiral ayant un pas égal au double du diamètre de l'échangeur. Le transfert thermique entre le fluide entrant dans l'échangeur et la zone du ballon où est situé l'échangeur est alors dépendant du type d'échangeur (*constantes Ki*) mais aussi des températures du fluide de part et d'autre de l'échangeur (*équation (3.12)*).

$$UA_{HX} = A + B.T_{zone_HX} \quad (3-12)$$

Avec : $A = K_1 + K_2 \cdot \ln(T_{in_HX} - T_{zone_HX})$

$$B = K_3 + K_4 \cdot \ln(T_{in_HX} - T_{zone_HX})$$

et

T_{in_HX} : Température du fluide entrant dans l'échangeur

T_{zone_HX} : Température d'eau de la zone du ballon à proximité de l'échangeur

Cette solution, utilisée par S.Furbo (*FUR05b*), donne de bons résultats pour cette géométrie précise. Elle surestime le calcul du UAHX pour un espacement entre les spires inférieur à deux fois le diamètre de la spire. Pour rester générique dans le calcul de UAHX, la méthode de calcul du UAHX utilisée par H. Druck (*KLE00*) est intégrée au modèle zonal. Celle-ci consiste à évaluer les transferts convectifs de part et d'autre de l'échangeur et les transferts conductifs dans le matériau constituant l'échangeur (3-13).

$$\frac{1}{UA_{HX}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} + \frac{1}{\frac{\lambda}{s} \cdot F^*} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} \quad (3-13)$$

Avec :

$$F^* = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\ln\left(\frac{r_{int}}{r_{ext}}\right)}$$

$h_{int/ext}$ le coefficient de transfert convectif interne/externe.

$A_{int/ext}$ la surface entre le fluide et interne/externe.

$h_{int/ext}$ le coefficient de transfert convectif interne/externe.

Pour tenir compte de la présence d'ailettes, un coefficient correcteur peut être introduit sur le transfert convectif externe ou interne.

Le calcul du UAHX (3-13) laisse envisager le calcul des coefficients d'échange convectif interne et externe. L'estimation du nombre de Nusselt diffère selon la nature de l'échange (*convection libre côté extérieur et convection forcée à l'intérieur*).

Le cas de la convection forcée pour un nombre de Reynolds $2\,300 < Re < 12\,000$ est traité par la corrélation de Gnielinski (3-14).

$$Nu = \frac{\xi/8 \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left[\frac{d}{l}\right]^{2/3}\right) \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{paroi_int}}\right)^{0,11} \quad (3-14)$$

Avec : $\xi = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2}$

Les propriétés thermiques (Re , Pr) du fluide sont estimées via la température de film (3-15). Le rapport Pr/Pr_{paroi_int} correspond au rapport du nombre de Prandtl à la température de film sur celui à la température de paroi intérieure.

$$g_{film} = \frac{g_{paroi_int} + g_{milieu_portion}}{2} \quad (3-15)$$

L'équation de définition (3-16) permet de calculer le coefficient d'échange convectif interne en fonction du Nusselt.

$$h_{int} = Nu_i \cdot \frac{\lambda}{d_{int}} \quad (3-16)$$

Pour la convection libre du côté extérieur de l'échangeur, l'expression de Churchill et Chu ($CHU75$) est utilisable avec un nombre de Rayleigh défini par $105 \leq Ra \leq 1011$ (3-17).

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{1 + 0,559/Pr^{9/16} \cdot 8/27} \right) \quad (3-17)$$

La température de film externe (3-18), moyenne entre la température de paroi extérieure de la portion d'échangeur et la température de la zone du ballon associée à la portion, est choisie pour évaluer les propriétés physiques de l'eau.

$$g_{film_ext} = \frac{g_{paroi_ext} + g_{zone_ballon}}{2} \quad (3-18)$$

Le coefficient convectif externe (3-19) est alors déduit du calcul de Nusselt (3-17).

$$h_{ext} = Nu_{ext} \cdot \frac{\lambda}{d_{ext}} \quad (3-19)$$

Le calcul de UAHX découlant permet ensuite de déterminer la température de sortie d'échangeur en fonction de la température d'entrée et de la température avoisinant l'échangeur.

L'encombrement de l'échangeur dans le ballon doit être pris en compte. Puisque la modélisation de l'échangeur s'intègre dans le modèle zonal, l'échangeur suit la discrétisation tridimensionnelle du ballon. La Figure 3.7 montre ainsi qu'un découpage en zone grossière du ballon conduit à augmenter le nombre de portion d'échangeur au sein d'une même zone.

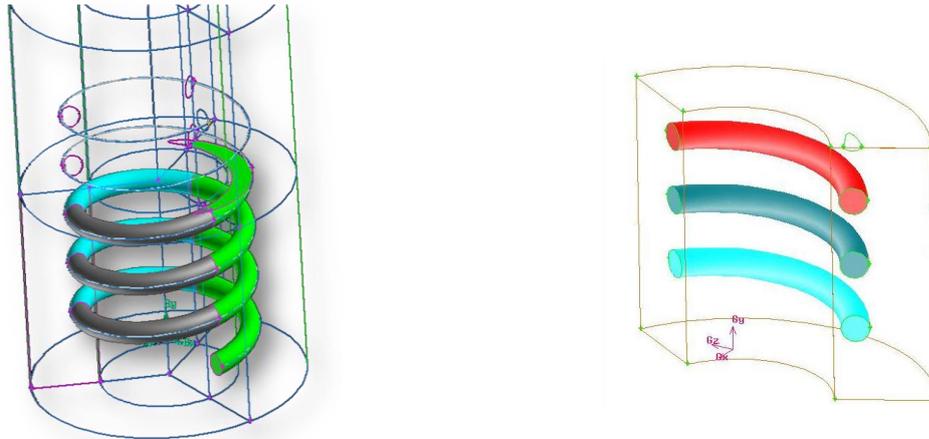


Figure 3.7 - Découpage de l'échangeur en portion pour l'intégration de l'échangeur dans le modèle zonal (à gauche) et portions d'échangeur au sein d'une même zone (à droite)

Puisque chaque portion d'échangeur dans une zone n'est à priori pas à la même température et ne cède donc pas la même quantité d'énergie aux différentes zones du ballon, les températures de sortie de chaque portion d'échangeur sont déterminées en fonction de la température d'entrée dans chaque portion. La partie "maillage" du modèle permet de créer les différentes portions d'un échangeur en fonction du découpage zonal du ballon. Les différentes hauteurs d'entrées et de sorties sont alors déterminées pour permettre le repérage d'une portion dans une zone.

La méthode de détermination de la température de sortie d'échangeur peut s'appliquer d'un point de vue global via la température d'entrée dans l'échangeur et la température de la zone contenant l'échangeur. L'approche implémentée dans le modèle zonal et présentée ici permet de calculer la température de sortie de portion d'échangeur en fonction de la température d'entrée dans une portion d'échangeur et en fonction de la température de la zone i dans laquelle la portion d'échangeur est intégrée.

Le calcul des températures correspondant au $k^{\text{ème}}$ échangeur k fait alors intervenir :

- $T_{in_HX}(k,i,j)$ Température d'entrée de la portion j comprise dans la zone i du modèle.
- $T_{out_HX}(k,i,j)$ Température de sortie de la portion j comprise dans la zone i du modèle.

En raisonnant sur une portion infinitésimale d'échangeur montrée par le zoom de la Figure 3.8, le bilan thermique de la portion d'échangeur avec une zone du ballon se traduit par l'équation 3-20 que l'on peut récrire sous la forme 3-21.

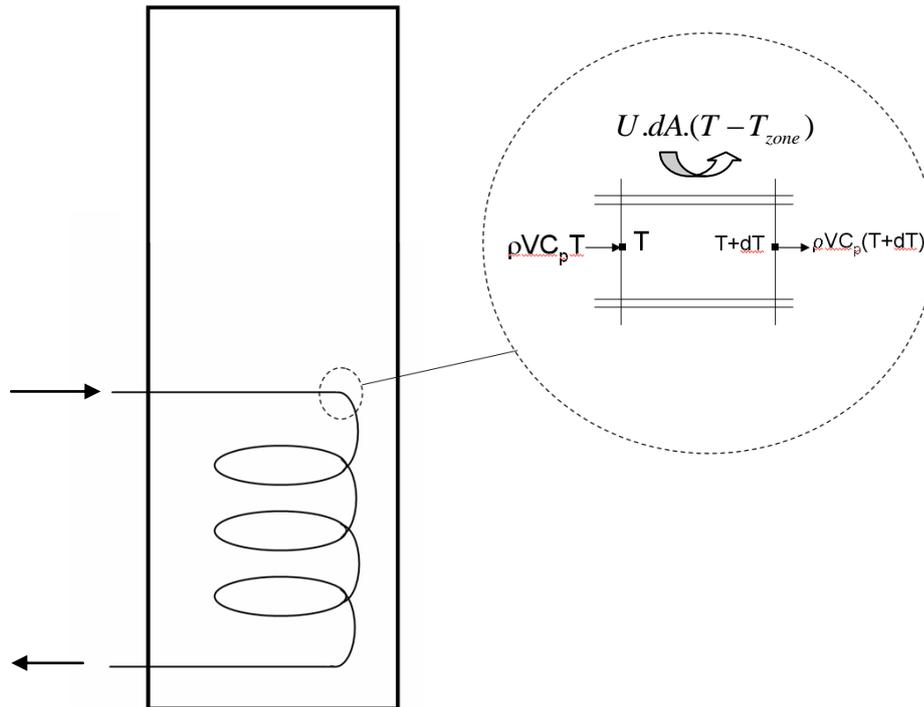


Figure 3.8 - Bilan thermique sur une portion d'échangeur

Ces bilans supposent une succession d'états permanents au fil du temps: le régime pseudo-permanent est en effet choisi en considérant l'inertie du fluide dans l'échangeur négligeable par rapport à l'inertie de l'eau dans le ballon. Le débit volumique est alors noté V [m^3/s] et la densité ρ [kg/m^3] ainsi que la chaleur spécifique C_p [$Wh/kg.K$] sont considérées indépendantes de la température du fluide contenu dans l'échangeur.

$$\rho.V.C_p.T = U.dA.(T - T_{zone}) + \rho.V.C_p.(T + dT) \quad (3-20)$$

$$-\frac{U.dA}{\rho.V.C_p} = \frac{dT}{T - T_{zone}} \quad (3-21)$$

En intégrant l'équation 3-21 pour une portion de l'échangeur n° 1 avec $T_{in_HX}(1,i,j)$ la température d'entrée de la portion d'échangeur j dans la zone du ballon i et $T_{out_HX}(1,i,j)$ la température de sortie respective, il vient l'équation 3-22 :

$$-\frac{U.A}{\rho.V.C_p} = \ln\left(\frac{T_{out_HX}(1,i,j) - T_{zone}}{T_{in_HX}(1,i,j) - T_{zone}}\right) \quad (3-22)$$

Toutes les températures de sortie de portions d'échangeur sont alors accessibles en fonction des températures d'entrée. Le calcul de la température de sortie de la première portion est déterminé en fonction de la température d'entrée dans l'échangeur. La température de sortie de la première portion devient alors la température d'entrée dans la portion d'échangeur suivante. Cette portion se situe alors dans une zone de ballon adjacente à celle rencontrée par l'entrée de l'échangeur dans le ballon.

Au sein d'un pas de temps, toutes les températures d'échangeur sont donc calculées en fonction des températures de zone dans le ballon (*les températures de zone étant calculées par itération au sein d'un pas de temps, le calcul de températures d'échangeur subit ce processus itératif*).

Le calcul de la température de sortie de la portion d'échangeur se fait donc selon la température d'entrée dans la zone, la température de la zone, les propriétés de l'échangeur (*matériau, épaisseur, diamètre*) et le sens d'injection du fluide dans l'échangeur (*du haut vers le bas ou du bas vers le haut*).

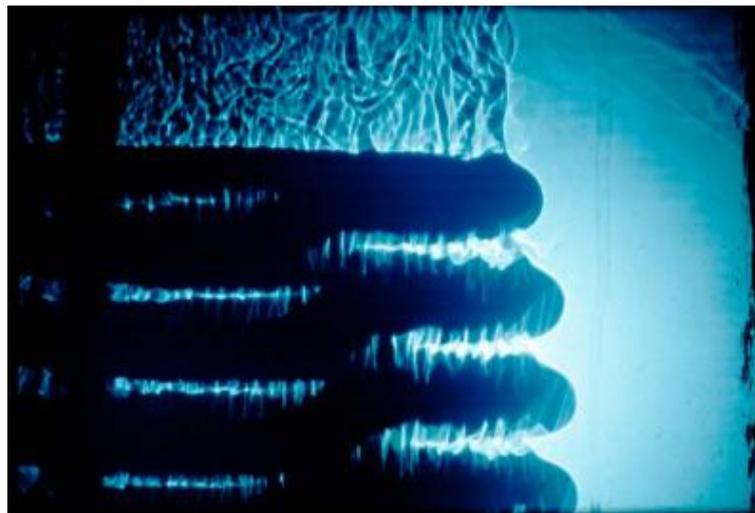


Figure 3.9 - Visualisation du panache issu d'un échangeur

La Figure 3.9 montre le panache issu d'un échangeur de chaleur. Le modèle de panache précédemment décrit est alors ajouté à la modélisation de chaque portion d'échangeur. Les débits issus du modèle de panache permettent encore une fois d'homogénéiser la température des zones du ballon comprises entre le bas de l'échangeur et le haut du ballon.

4 PRISE EN COMPTE DES DEPERDITIONS DU BALLON

Dans une installation solaire classique, le puisage de l'ECS peut intervenir bien après la charge par l'échangeur solaire. Il convient donc de bien isoler le ballon afin de garder un niveau de température permettant de satisfaire le puisage. Le chapitre 1 montre que le type d'isolation varie selon la nature et l'épaisseur de l'isolant. Les déperditions totales du ballon sont de plus influencées par le nombre de piquages qui jouent le rôle de pont thermique et par des éventuelles recirculations de fluide vers le ballon. Enfin, les écoulements de couches limites le long de la paroi permettent la diffusion des déperditions dans l'ensemble du ballon.

Notre domaine d'étude laisse apparaître des zones en contact direct avec la paroi (*nœuds en rouge, orange et bleu sur la Figure 3.10*) qui sont de fait soumises à des déperditions vers l'extérieur. La Figure 3.10 montre alors des déperditions latérales sur toute la hauteur du ballon (*nœuds en orange*). Des déperditions supérieures (*nœuds en rouge*) en haut du ballon et inférieures (*nœuds en bleu*) en bas du ballon viennent s'ajouter aux pertes latérales (*le nœud orange en haut/bas du ballon est assujetti à des pertes latérales et à des pertes supérieures/inférieures*).

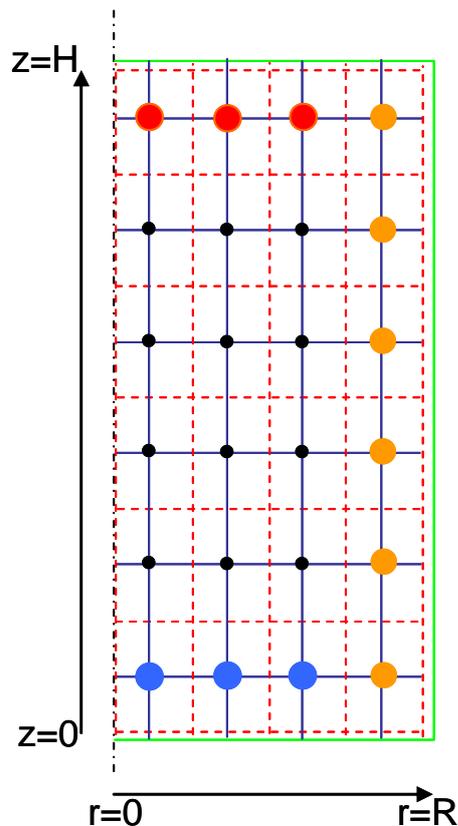


Figure 3.10 - Vue d'une section méridienne (r,z) du domaine

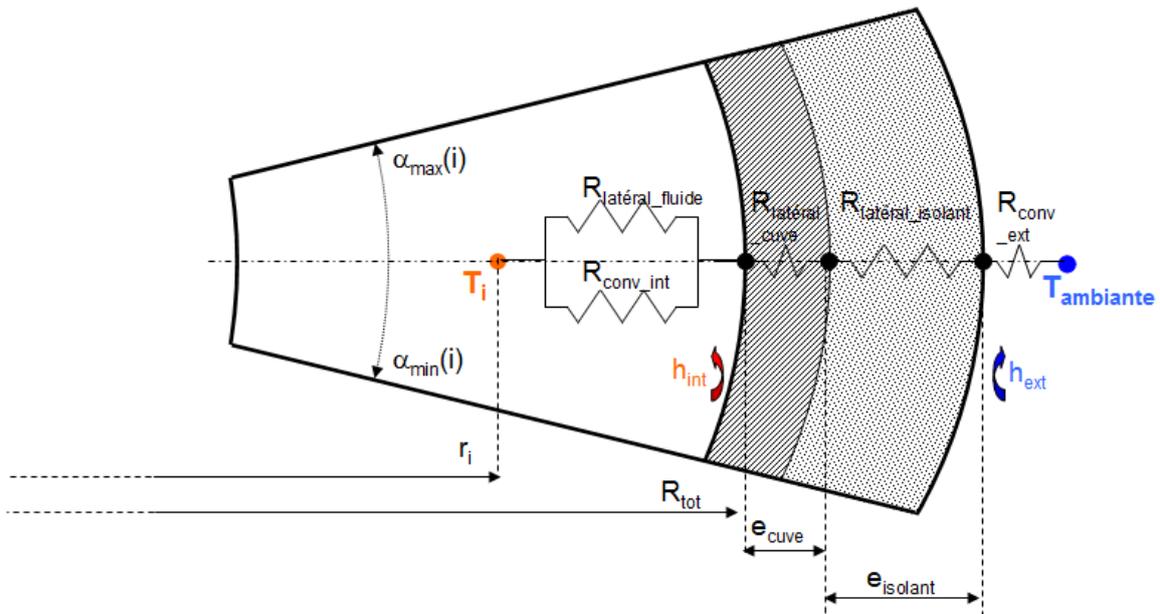


Figure 3.11 - Schéma résistif associé à la déperdition d'une zone latérale du ballon

La déperdition d'une zone i se traduit par un flux de chaleur entre le nœud i et l'ambiance. L'utilisation de résistances thermiques permet alors de décomposer ce flux. Les pertes thermiques latérales du nœud i vers la paroi de la cuve du ballon sont alors symbolisées par $R_{\text{latéral_fluide}}$ sur la Figure 3.11. Le phénomène de convection permettant la diffusion de la chaleur entre le fluide et la cuve est alors représenté par la résistance $R_{\text{conv_int}}$. Il est important de noter ici que les deux résistances thermiques précédentes sont en parallèle. Dans le cas d'un échange convectif important, la résistance $R_{\text{latéral_fluide}}$ sera négligeable par rapport à $R_{\text{conv_int}}$: tout le flux thermique passera par $R_{\text{conv_int}}$. La conduction dans la cuve et dans l'isolant fait intervenir respectivement $R_{\text{latéral_cuve}}$ et $R_{\text{latéral_isolant}}$. Enfin, $R_{\text{conv_ext}}$ décrit la convection existant entre le ballon et son environnement.

Les équations (3-23) à (3-27) permettent d'exprimer les différentes résistances thermiques entrant en jeu dans la déperdition d'une zone i en contact avec une paroi latérale du ballon.

$$R_{\text{latéral_fluide}} = \frac{\ln \frac{R_{\text{tot}}}{r_i}}{\alpha_{\text{max}}(i) - \alpha_{\text{min}}(i) \cdot \lambda_{\text{eau}} \cdot H(i)} \quad (3-23)$$

$$R_{\text{conv_int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot 2\pi \cdot R_{\text{tot}} \cdot \alpha_{\text{max}}(i) - \alpha_{\text{min}}(i) \cdot H(i)} \quad (3-24)$$

$$R_{\text{latéral_cuve}} = \frac{\ln \frac{R_{\text{tot}} + e_{\text{cuve}}}{R_{\text{tot}}}}{\alpha_{\text{max}}(i) - \alpha_{\text{min}}(i) \cdot \lambda_{\text{cuve}} \cdot H(i)} \quad (3-25)$$

$$R_{\text{latéral_isolant}} = \frac{\ln\left(\frac{R_{\text{tot}} + e_{\text{cuve}} + e_{\text{isolant}}}{R_{\text{tot}} + e_{\text{cuve}}}\right)}{\alpha_{\text{max}}(i) - \alpha_{\text{min}}(i) \cdot \lambda_{\text{isolant}} \cdot H(i)} \quad (3-26)$$

$$R_{\text{conv_ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot 2\pi \cdot (R_{\text{tot}} + e_{\text{cuve}} + e_{\text{isolant}}) \cdot \alpha_{\text{max}}(i) - \alpha_{\text{min}}(i) \cdot H(i)} \quad (3-27)$$

Pour les déperditions du haut et du bas du ballon, les déperditions se calculent d'une manière analogue au cas latéral. Cependant, les équations des résistances thermiques s'expriment en des coordonnées différentes. La surface de contact de la zone i avec la paroi est cette fois égale à la surface de contact de la partie d'isolant avec l'ambiance.

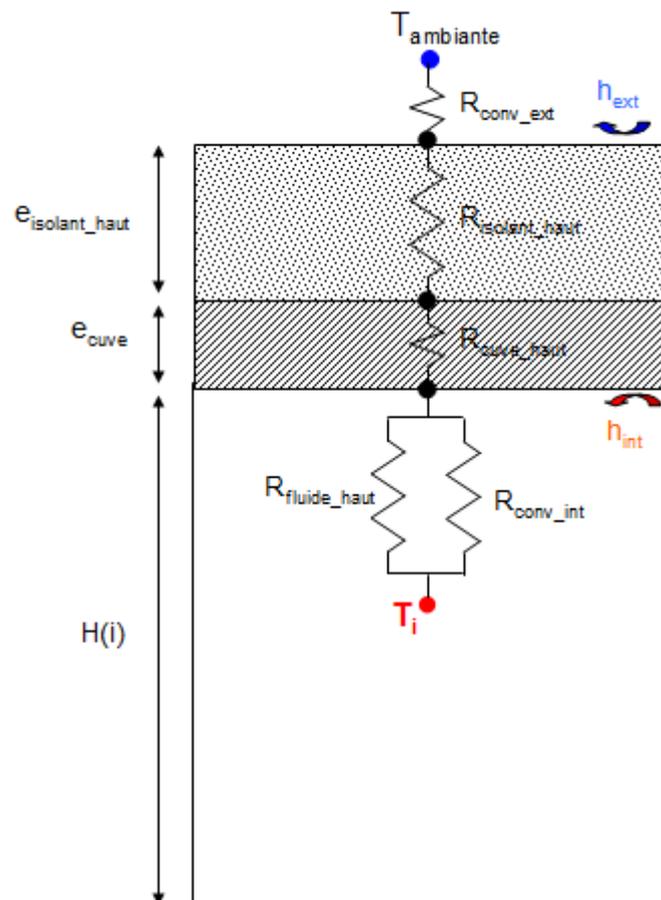


Figure 3.12 - Schéma résistif associé à la déperdition d'une zone supérieure du ballon

$$R_{\text{fluide_haut}} = \frac{H(i)/2}{\lambda_{\text{eau}} \cdot S(i)} \quad (3-28)$$

$$R_{\text{conv_int_haut}} = \frac{1}{h_{\text{int_haut}} \cdot S(i)} \quad (3-29)$$

$$R_{\text{cuve_haut}} = \frac{e_{\text{cuve}}}{\lambda_{\text{cuve}} \cdot S(i)} \quad (3-30)$$

$$R_{\text{isolant_haut}} = \frac{e_{\text{isolant_haut}}}{\lambda_{\text{isolant_haut}} \cdot S(i)} \quad (3-31)$$

$$R_{\text{conv_ext_haut}} = \frac{1}{h_{\text{ext_haut}} \cdot S(i)} \quad (3-32)$$

Avec : $S(i)$ la surface horizontale séparant deux zones adjacente

Que cela soit pour le cas des pertes thermiques du bas, du haut ou du côté du ballon, une résistance thermique équivalente R_{global} [K/W] peut alors être évaluée pour déterminer la conductance globale H_{global} (W/K).

$$H_{\text{global}} = \frac{1}{R_{\text{global}}} \quad (3-33)$$

Avec :

$$R_{\text{latéral_global}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{latéral_fluide}}} + \frac{1}{R_{\text{conv_int}}}} + R_{\text{latéral_cuve}} + R_{\text{latéral_isolant}} + R_{\text{conv_ext}}$$

$$R_{\text{global_haut}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{fluide_haut}}} + \frac{1}{R_{\text{conv_int_haut}}}} + R_{\text{cuve_haut}} + R_{\text{isolant_haut}} + R_{\text{conv_ext_haut}}$$

$$R_{\text{global_bas}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{fluide_bas}}} + \frac{1}{R_{\text{conv_int_bas}}}} + R_{\text{cuve_bas}} + R_{\text{isolant_bas}} + R_{\text{conv_ext_bas}}$$

La résistance d'un matériau isolant est d'autant plus élevée que son épaisseur est grande et sa conductivité thermique faible. La résistance thermique équivalente R_{global} est alors fortement conditionnée par la valeur de la plus forte résistance $R_{isolant}$. Les paramètres les plus influant dans la description des déperditions sont donc l'épaisseur et la conductivité de l'isolant.

Les déperditions d'une zone peuvent de plus être amplifiées par la présence de piquage. Le travail de Jiménez (*JIM07*) initié pour les besoins du modèle zonal permet alors de quantifier la perte par piquage grâce à des coefficients exprimés en $[W/K]$. Ils sont définis selon le diamètre et la longueur du piquage mais aussi selon l'épaisseur d'isolation du piquage et du ballon.

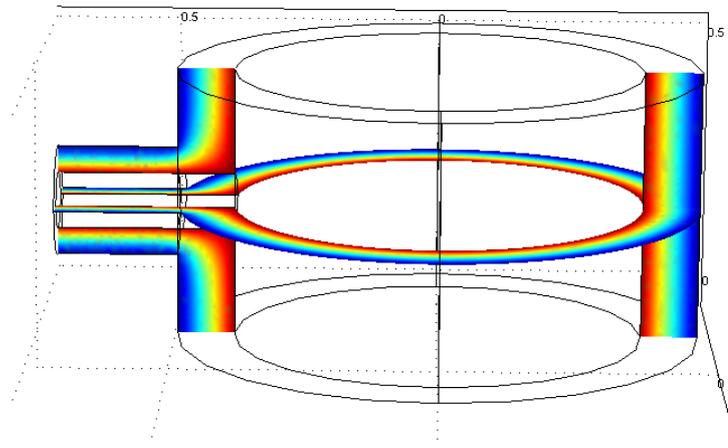


Figure 3.13 - Illustration de la déperdition supplémentaire causée par un piquage via la simulation thermique COMSOL d'une couche de ballon maintenu à 60 °C contenant un piquage vers l'ambiance de 20 °C

D'après ce travail, on estime que la valeur moyenne des déperditions supplémentaires engendrées par la présence du piquage est de 0,05 W/K (*JIM07*). Cependant, cette déperdition supplémentaire contraste avec les valeurs expérimentales de la littérature (0,6 W/K (*SCH84*), 0,5 W/K (*FUR89*)). Ceci confirme la conclusion de Suter (*SUT03*) sur les pertes réelles de ballons qui peuvent être jusqu'à 5 fois plus grandes que prévu. La valeur de 0,05 W/K est par conséquent logiquement inférieure à la déperdition totale causée par un piquage dans lequel le fluide refroidi du tuyau peut revenir vers le ballon. Il faut noter que la recirculation peut être évitée par des moyens technologiques (*chapitre 1*). De plus des piquages hydrauliques en matériau de plus faible conductivité permettent de réduire les ponts thermiques. Le modèle zonal utilise donc la reconnaissance des zones d'entrée/sortie directes dans le ballon ainsi que des zones d'entrée/sortie indirectes. Les zones correspondant aux appoints électriques sont aussi repérées automatiquement afin d'affecter des déperditions supplémentaires localisées en fonction de la nature du piquage.

Enfin, les corrélations de couches limites choisies par Kenjo (*KEN02*) (*cf chapitre 1*) sont aussi intégrées au modèle zonal pendant les périodes de relaxation. Dans le cas de la prise en compte de la couche limite dans les zones pariétales, ces zones sont dimensionnées à 5 cm de la paroi comme dans le modèle de Kenjo.

5 CONCLUSION

La prise en compte du jet, du panache et des écoulements de couches limites permettent d'apporter plus de physique dans le modèle zonal. Les écoulements sont donc décrits de manière plus réaliste. La modélisation précise de l'échangeur de chaleur solaire et des déperditions permettent de compléter les besoins du modèle zonal. Il convient maintenant de valider la prise en compte de ces modifications avec une comparaison expérimentale du modèle zonal sur certaines situations types.



Etude expérimentale

1	INTRODUCTION	112
2	PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL	112
2.1	Instrumentation du ballon	112
2.2	Présentation du banc semi Virtuel	117
2.2.1	Régulation des débits	118
2.2.2	Régulation de la température de sortie du banc	118
2.2.3	Adaptation du banc au cas étudié	119
3	RESULTATS EXPERIMENTAUX	121
3.1	Présentation de la norme 12977-3	121
3.2	Cas du puisage	122
3.3	Cas de la relaxation thermique	128
3.4	cas de la charge.....	133
4	CONCLUSION	136

1 INTRODUCTION

La modélisation zonale permettant de reproduire les performances d'un ballon d'eau chaude solaire a été développée dans les chapitres précédents. Afin de valider cette nouvelle approche de modélisation, un ballon d'eau chaude solaire présent sur le marché est expérimenté. Ce chapitre présente dans un premier temps le dispositif expérimental avant de s'attacher à décrire les performances du ballon solaire.

2 PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

2.1 INSTRUMENTATION DU BALLON

Avant de présenter le dispositif expérimental, le choix de la méthode expérimentale retenue est expliqué. Différentes techniques sont en effet possibles afin de caractériser les performances d'un ballon d'eau chaude solaire. Ainsi, la mesure de température par sonde platine ou par thermocouples est souvent utilisée afin de mesurer la température aux différentes entrées/sorties du ballon. Cette mesure est non-intrusive c'est-à-dire qu'elle ne perturbe pas le champ de température régnant au sein du ballon. Nous mesurerons donc ces températures via des sondes platine PT 100 qui permettent une mesure précise de la température. Cependant, cette mesure n'est pas suffisante pour décrire par exemple l'évolution des températures pendant des phases de non puisage et d'une manière générale n'est pas suffisante pour valider l'approche zonale utilisée dans la modélisation. La thermographie infrarouge n'est finalement pas retenue car elle permet uniquement de visualiser la température sur la surface externe du ballon alors que le modèle zonal décrit essentiellement les températures du volume d'eau du stockage. La PIV "Particle Imaging Velocimetry" alliée à la LIF "Laser Induced Fluorescence" aurait pu nous permettre une caractérisation très précise du champ de température et des vitesses de fluide au sein du dispositif de stockage. Cette technique a de plus l'avantage d'être non intrusive. Cependant, des surfaces transparentes sur la cuve du ballon sont nécessaires. Ces surfaces surévaluent les pertes thermiques et modifient de ce fait la validation du cas réel. De plus, ces techniques sont onéreuses et seraient plus adaptées pour une validation de modèles CFD. Il faut cependant mentionner que des travaux sont actuellement menés dans différents laboratoires européens afin de mieux caractériser les écoulements au sein des ballons solaires. Ainsi W. Logie (*LOG08*) caractérise par P.I.V. le panache se créant entre les spires d'un échangeur solaire.

Afin de caractériser au mieux le champ de température au sein du volume de stockage et donc d'accéder à une étude qualitative des écoulements, nous choisissons une mesure par thermocouples au sein du volume de stockage. Cette mesure de température en plus d'être intrusive pose des problèmes d'étanchéité déjà rencontrés sur d'autres dispositifs expérimentaux au CSTB. Bien que des traversés étanches permettent d'assurer l'étanchéité des câbles, l'eau s'infiltrait dans la gaine du thermocouple. Une mesure par canne multipoint est commercialement disponible afin de mesurer la température à différentes hauteurs d'une cuve. Cependant, cette solution expérimentale offre l'inconvénient de conduire la chaleur car réalisée en Inox comme le montre la Figure 4.1.

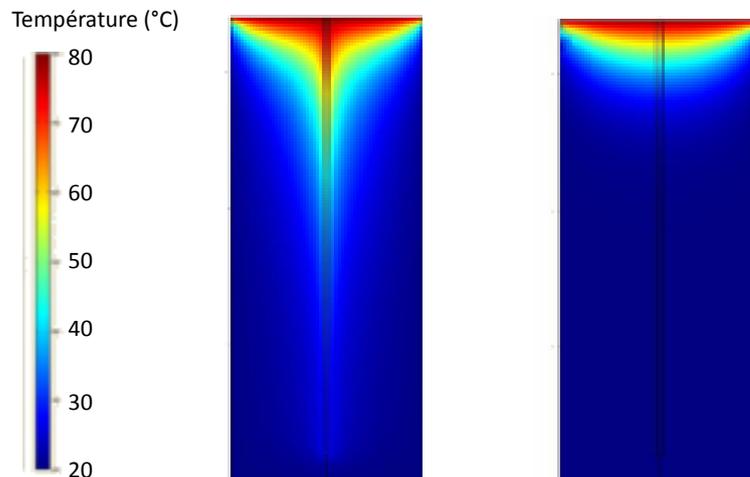


Figure 4.1 - Effet de la présence d'une canne de mesure en Inox (à gauche) ou en PVC (à droite)

Pour diminuer la conduction le long de la canne de mesure, une solution expérimentale faite d'un matériau de faible conductivité est choisie. Afin de perturber le moins possible la mesure, des thermocouples isolés et coextrudés en Téflon sont retenus. Ceci permet d'éviter l'infiltration d'eau dans la gaine du thermocouple tout en gardant une mesure dynamique précise. La mesure aurait en effet pu être moins dynamique en plaçant les thermocouples au sein d'un tube de verre (Figure 4.2), méthode employée au D.T.U. (Danmarks Tekniske Universitet) de Copenhague. L'emploi du verre comme tuteur pour fixer les thermocouples au sein du ballon a été imaginé mais un tuteur en Téflon est finalement choisi pour sa faible conductivité, sa bonne rigidité et sa disponibilité à moindre coût.

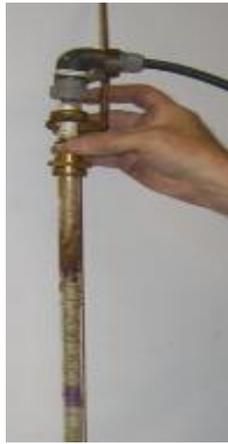


Figure 4.2 - Dispositif expérimental utilisé au DTU composé de thermocouples insérés dans un tube en verre

Afin de valider au mieux le modèle zonal mais aussi d'être le moins intrusif possible, le profil vertical de température est mesuré en plaçant les thermocouples tout les 10 cm sur le tube en Téflon de 1,2 cm de diamètre (*soit un total de 16 thermocouples selon la verticale*). La canne de mesure permet alors de mesurer la stratification thermique au sein du ballon.

Pour la validation du modèle zonal, des profils transversaux sont conçus pour mesurer la température d'une même couche sur 4 hauteurs différentes. Cela a pour but de montrer les écarts de température dans une couche du ballon et ainsi vérifier l'utilité du modèle zonal par rapport aux modèles à couches classiques. Ces profils permettent la mesure de 5 autres températures (*soit un total de 6 thermocouples pour la mesure de température sur un profil transversal*). Le dispositif de support des thermocouples pour un profil transversal est fabriqué avec des tiges de fibre de verre de 4 mm de diamètre. A l'origine de l'instrumentation, il était prévu d'utiliser du Téflon pour les profils transversaux mais la fibre de verre a finalement été retenue pour sa meilleure rigidité. Ces dispositifs sont alors placés à l'intérieur du ballon avant d'être maintenus au moyen d'une vis en PVC au tube en Téflon.

Via ce dispositif expérimental, trente six thermocouples sont immergés dans le ballon. L'instrumentation se complète par 5 sondes platine PT 100 qui mesurent les températures d'entrée/sortie dans le ballon ainsi que la température ambiante (*entrée/sortie de la décharge directe et de la charge par échangeur*).

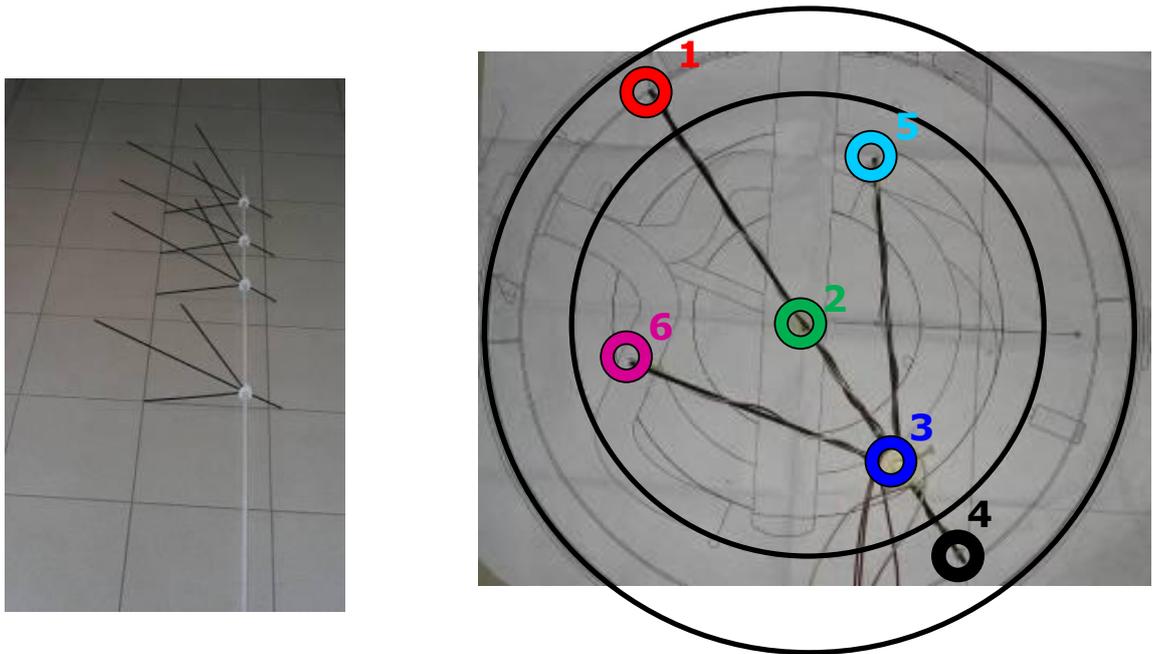


Figure 4.3 - Canne de support des thermocouples (à gauche) et emplacement des thermocouples sur un plan horizontal (à droite)

Cette solution expérimentale doit ensuite venir s'intégrer au sein d'un ballon fourni par ATLANTIC. Le ballon ATLANTIC choisi est un ballon solaire de 300 L avec appoint électrique via une résistance de 1,8 kW (Figure 4.4). L'échangeur solaire placé en bas du ballon est un échangeur double spire.

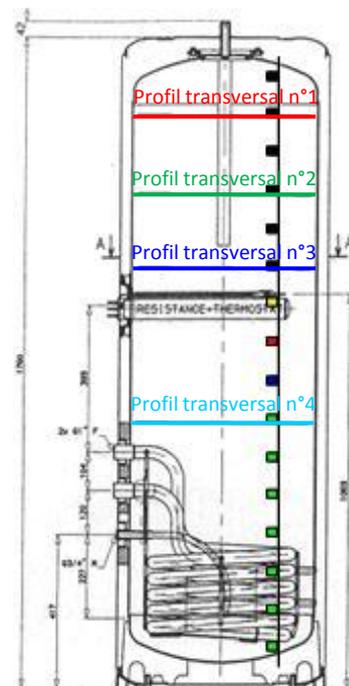


Figure 4.4 - Ballon ATLANTIC 300l vue de l'extérieur (à gauche) et plan de l'intégration de la canne de mesure dans ce ballon (à droite)

Avant le montage du dispositif de mesure au sein de ce ballon de 300 L, la précision des thermocouples est évaluée dans un bain thermostatique dans lequel on fait varier la température de 10 à 90 °C puis de 90 °C à 10 °C par intervalle de 20 °C (cf ANNEXE).

Il faut de plus légèrement adapter le ballon fourni par ATLANTIC afin d'intégrer le dispositif de mesure retenu. Ainsi, deux piquages au niveau des fonds de cuve viennent accueillir le tube en Téflon. La canne est alors décalée par rapport à centre du ballon afin de ne pas interférer avec la résistance électrique. La solution consiste à faire passer la canne de mesure dans l'espace entre les spires de l'échangeur double spire. Ce travail accompli à la CICE (ATLANTIC) est illustré sur la Figure 4.5.



Figure 4.5 - Intérieur du ballon avant instrumentation de celui-ci –
Perçage du bas du ballon pour accueillir la canne de mesure

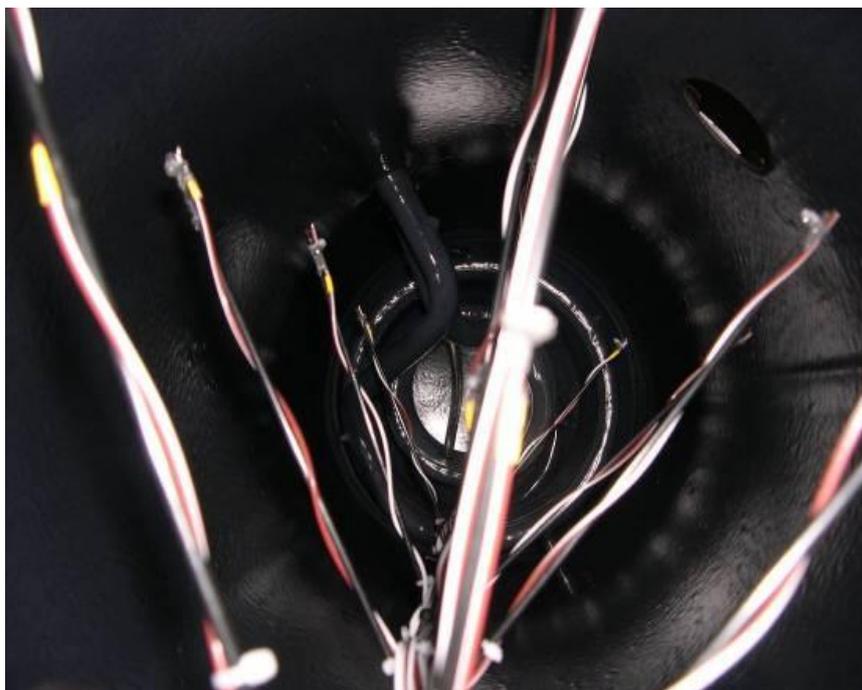


Figure 4.6 - Mise en place des cannes de mesure à l'intérieur du ballon

Alors que la littérature donne un profil vertical de la température au sein du stockage, ce dispositif permet d'en savoir plus sur la répartition de température dans des plans horizontaux au sein du ballon. Il est alors possible d'avoir des mesures de température plus complètes pendant les différentes phases de fonctionnement du ballon. Il est ainsi prévu d'étudier la charge via l'échangeur ou l'appoint électrique mais aussi la décharge lors du puisage et du stand-by du ballon. Pour ce faire, les débits des circuits ECS et échangeur doivent être contrôlés. La température d'entrée de ces circuits et la mise en fonctionnement de la résistance doivent de même être régulées : le banc semi-virtuel du CSTB est utilisé pour cela.

2.2 PRESENTATION DU BANC SEMI VIRTUEL

Le banc hydraulique a été conçu par le CSTB (*Figure 4.7*) pour pouvoir être connecté à n'importe quel type d'installations thermiques et fournir de multiples possibilités d'alimentation hydraulique. Il est constitué de cinq circuits hydrauliques, deux circuits froids (*décharges*), deux circuits chauds (*charges*), et un circuit de puisage d'ECS. Chaque circuit du banc est connecté, par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur à plaques, au circuit primaire qui fournit une source de froid et de chaud. La source de froid provient d'un groupe frigorifique de 180 kW qui fournit de l'eau glacée à 9 °C, alors que la source de chaleur provient d'une chaufferie, composée de deux chaudières en cascade de 150 kW chacune, qui fournit de l'eau chaude jusqu'à 100 °C.

Le but du banc hydraulique est de contrôler précisément la quantité de chaleur fournie ou retirée au fluide caloporteur qui traverse les trois circuits, solaire, chauffage et ECS. Ce contrôle énergétique s'effectue grâce à la régulation du débit et de la température de sortie de chaque circuit. L'ensemble contrôle-commande du banc se fait à un pas de temps de 10 secondes.



Figure 4.7 - Banc semi-virtuel du CSTB

2.2.1 REGULATION DES DEBITS

Les débits de quatre circuits du banc semi-virtuel peuvent être contrôlés par l'environnement de simulation. La régulation se fait par des automates mesurant les débits grâce à des débitmètres électromagnétiques. L'environnement de simulation envoie à ces automates les consignes de débit qui peuvent être variables ou fixes pendant un essai. L'automate utilise une régulation proportionnelle et intégrale dont les deux paramètres ont été choisis dans des essais préliminaires pour chaque circuit. Le débit dans chaque circuit peut être modulé entre débit nul et le débit nominal de la pompe. Puisque notre essai nécessite des débits plus faibles que ceux prévus par l'installation, une adaptation du banc fut nécessaire pour permettre le fonctionnement de la pompe à débit nominal.

2.2.2 REGULATION DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DU BANC

La régulation des températures de sortie du banc semi-virtuel est réalisée par l'association de deux circuits : un circuit chaud et un circuit froid. La Figure 4.8 montre le principe pour un circuit de décharge (*par exemple pour le circuit chauffage*). Les vannes trois voies ne sont pas utilisées dans cette configuration.

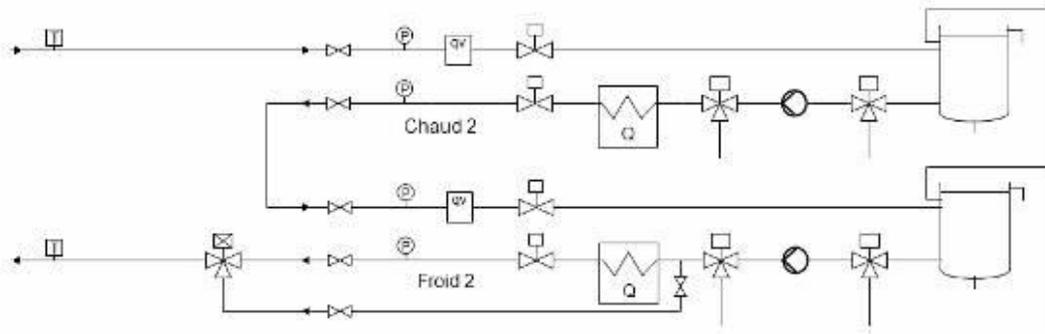


Figure 4.8 - Exemple d'un circuit de décharge du banc semi-virtuel

L'eau chaude de départ (*par exemple de la chaudière*) arrive d'abord dans le circuit "Chaud2" pour être légèrement réchauffée (*en haut à gauche sur la figure*), elle passe par le ballon tampon de ce circuit et ensuite par l'échangeur primaire (*chaud*). Elle entre ensuite dans le circuit "Froid2" en bas de la figure ou elle passe de nouveau dans un ballon tampon avant de passer soit par l'échangeur primaire (*froid*), soit en *bypass* directement vers la sortie du banc (*en bas à gauche sur la figure*). Ce dernier *bypass* permet une régulation fine et dynamique de la température de sortie du banc semi-virtuel, suivant les résultats de la simulation.

2.2.3 ADAPTATION DU BANC AU CAS ETUDIÉ

Des modifications ont encore été nécessaires ici pour adapter le banc à notre cas d'étude. En effet, nous n'avons pas constamment un débit entrant dans l'échangeur ou dans le ballon mais nous avons besoin d'une température adéquate dès que l'on décide d'injecter un débit. Deux électrovannes fonctionnant en opposition ont été installées sur chaque circuit afin de toujours réguler la température avec le débit voulu en passant tantôt par un *bypass* tantôt par le ballon.

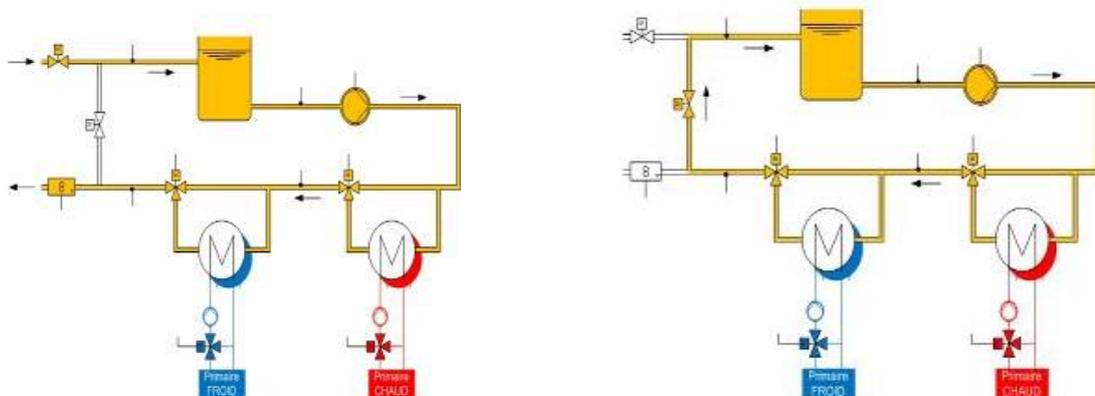


Figure 4.9 - Module en position ouverte (*circulation vers le ballon ATLANTIC*) (à gauche) ou fermée (*circulation du banc sur lui-même*) (à droite)

Le banc est alors constitué de quatre modules élémentaires conçus sur le même principe que celui décrit par la figure du schéma hydraulique :

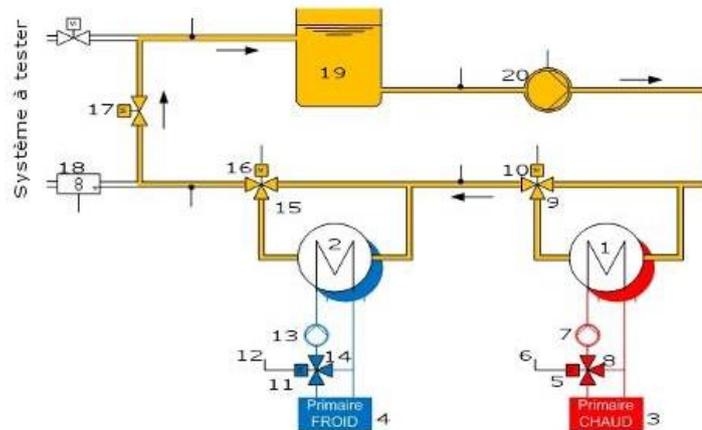


Figure 4.10 - Schéma hydraulique d'un module du banc semi-virtuel

Les éléments présents sur chaque circuit, sont énumérés dans le tableau 4-1.

Nomenclature	
1	Echangeur primaire chaud
2	Echangeur primaire froid
3	Production primaire chaud
4	Production primaire froid
5	Régulateur température circuit chaud
6	Température de régulation circuit chaud
7	Pompe circuit primaire chaud
8	Vanne 3 voies circuit chaud primaire
9	Vanne 3 Voies circuit chaud banc
10	Régulateur température circuit chaud banc
11	Régulateur température circuit froid
12	Température de régulation circuit froid
13	Pompe circuit primaire froid
14	Vanne 3 voies circuit froid primaire
15	Vanne 3 Voies circuit froid banc
16	Régulateur température circuit froid banc
17	Bouteille de découplage hydraulique
18	Débitmètre
19	Ballon de stockage
20	Pompe de circulation système

Tableau 4-1 - Nomenclature du schéma hydraulique d'un module du banc semi-virtuel

3 RESULTATS EXPERIMENTAUX

Afin de valider expérimentalement le modèle zonal, il est choisi d'expérimenter quelques situations précises qui permettent de caractériser le fonctionnement du ballon. Ainsi, nous nous appuyons sur la norme 12977-3 [EN 12977-3] qui prévoit des séquences d'essais type en vue de l'identification d'un modèle de ballon solaire à partir de résultats expérimentaux.

3.1 PRESENTATION DE LA NORME 12977-3

La norme 12977-3 décrit les méthodes d'essais permettant d'identifier les principaux paramètres pour la simulation du comportement thermique d'un ballon solaire d'une installation de production d'ECS. Cette norme européenne s'applique aux ballons solaires dont le volume est compris entre 50 et 3 000 L. Le type d'essais est dans un premier temps déterminé selon le groupe auquel appartient le ballon. Selon le mode de charge/décharge direct ou indirecte, un ballon appartient à tel ou tel groupe.

Quelque soit ce groupe, il est important de bien caractériser le volume du dispositif de stockage et la stratification thermique pendant la décharge d'un ballon initialement chargé par l'échangeur solaire (*essai C de la norme*). L'essai C se déroule ainsi en 3 phases :

- phase d'essai C1 : conditionnement jusqu'à ce qu'un état stationnaire soit atteint ;
- phase d'essai C2 : mise en charge avec une puissance de charge constante de 3 kW jusqu'à ce que la température de sortie échangeur atteigne 60 °C ;
- phase d'essai C3 : décharge jusqu'à ce qu'un état stationnaire soit atteint.

Phase d'essai	Processus	Circuit de charge			Circuit de décharge		
		\tilde{V}_C l/h	$\tilde{g}_{C,i}$ °C	$\tilde{g}_{C,o}$ °C	\tilde{V}_D l/h	$\tilde{g}_{D,i}$ °C	$\tilde{g}_{D,o}$ °C
C1	conditionnement	0	-	-	$0,5 \times \dot{V}_n$	20,0	variable
C2	charge	$1,2 \times \dot{V}_n$	variable	variable	0	-	-
C3	décharge	0	-	-	$0,5 \times \dot{V}_n$	20,0	variable

Tableau 4-2 : Débits et températures à l'entrée du dispositif de stockage pour l'essai C de la norme 12977-3

D'autres essais sont décrits dans la norme. L'essai S est similaire à l'essai C mais prévoit d'étudier la stratification thermique pendant la décharge à un débit élevé. L'essai L a pour but de déterminer le coefficient de perte thermique de l'ensemble du dispositif de stockage pendant la période de relaxation du ballon alors que l'essai EiA permet de caractériser la mise en fonctionnement de l'appoint électrique.

Les résultats sont présentés sous une forme légèrement différente en privilégiant dans un premier temps le puisage du ballon. Ainsi, plusieurs débits d'injection et différentes températures initiales permettent de diversifier les cas de décharge. Pour le cas du stand-by du ballon, des essais sont réalisés sur un ballon à température uniforme ou à température initialement stratifié. Enfin, le cas de la charge est expérimenté via des charges indirectes par l'échangeur solaire ou l'appoint électrique.

3.2 CAS DU PUISAGE

Pour la décharge, il est choisi de montrer l'influence de différents débits d'injection (150 L/h et 600 L/h) dans un ballon initialement à température uniforme de 60 °C. Cette température initiale de la décharge est obtenue par la charge du ballon via l'échangeur solaire (cf essai C ou S). Le puisage laisse alors entrer une eau à 20 °C dans le bas du ballon. L'influence de la température initiale est mise en évidence par une injection de 150 L/h à 20 °C dans un ballon initialement à 40 °C et à 60 °C. Trois essais permettent donc de caractériser le puisage.

Le cas de l'injection à 150 L/h dans un ballon à température initiale $T_{ini} = 60$ °C est présenté à la Figure 4.11.

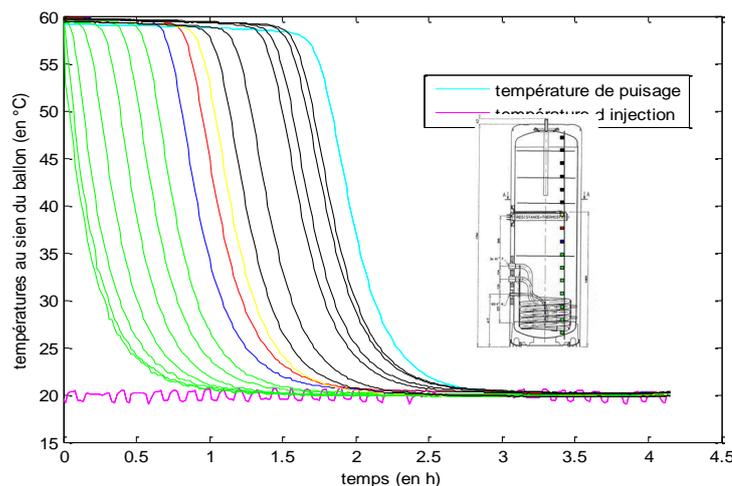


Figure 4.11 - Évolution des températures dans le cas d'une décharge par puisage à 150 L/h en injectant à 20 °C

L'injection d'eau froide dans le bas du ballon montre à travers la Figure 4.11 un refroidissement du bas du ballon. Ce refroidissement se propage alors du bas vers le haut du ballon via l'avancée de la thermocline dans le ballon. L'évolution des profils de températures au cours de la décharge montre alors une bonne stratification dans le ballon avec ce débit de puisage.

A débit plus élevé (600 L/h), les profils de température sont modifiés. Les températures du bas du ballon vont tendre moins vite vers la température d'injection (Figure 4.12). Le jet plus puissant va en effet mélanger tout le bas du ballon : les températures du haut du ballon vont alors se refroidir plus rapidement.

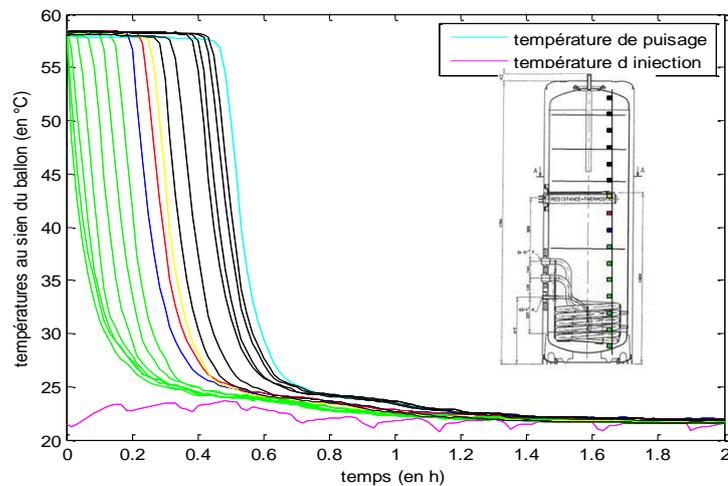


Figure 4.12 - Évolution des températures dans le cas d'une décharge par puisage à 600 L/h en injectant à 20 °C

Le cas de l'injection à 150 L/h mais cette fois dans un ballon à température initiale $T_{ini} = 40$ °C montre alors des profils de température similaire à ceux d'une température initiale de 60 °C (Figure 4.13).

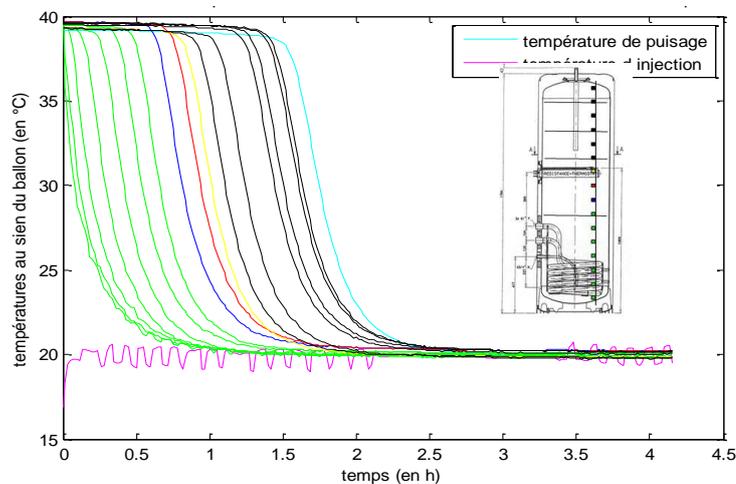


Figure 4.13 - Évolution des températures dans le cas d'une décharge par puisage de 600 L/h en injectant à 20 °C

La répartition des températures des profils transversaux pour le cas de l'injection à 20 °C de 150 L/h dans un ballon initialement à 60 °C est représentée sur la Figure 4.14.

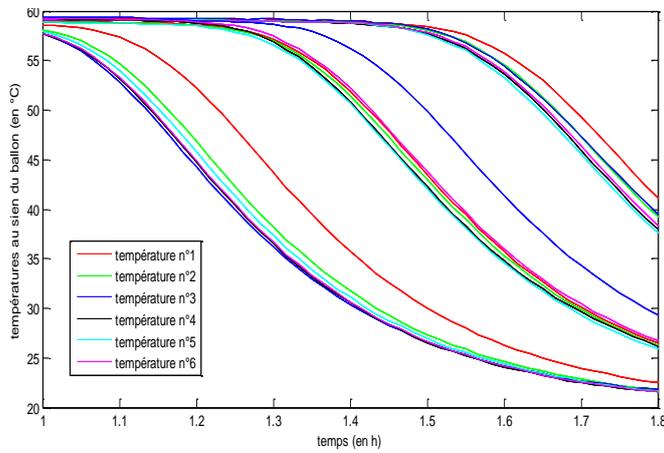


Figure 4.14 -
Évolution des températures
des profils transversaux

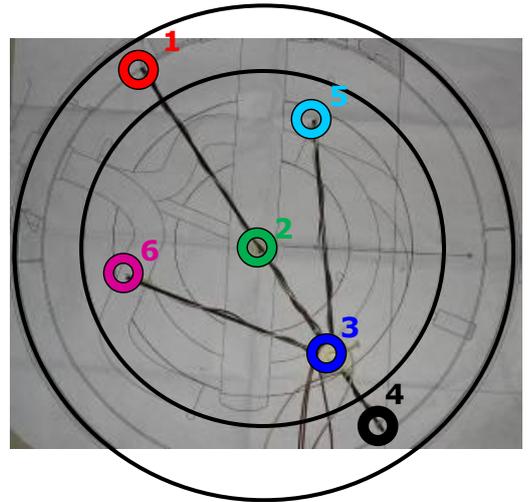


Figure 4.15 - Localisation des
thermocouples n° 1 à n° 6
des profils transversaux

La différence entre les températures d'un même profil transversal ne permet pas d'être exploitée pour la détermination des débits au sein d'une même couche.

Cependant, les variances des températures d'un même profil sont illustrées à la Figure 4.16 afin de justifier le fait qu'une couche n'est pas toujours à température uniforme.

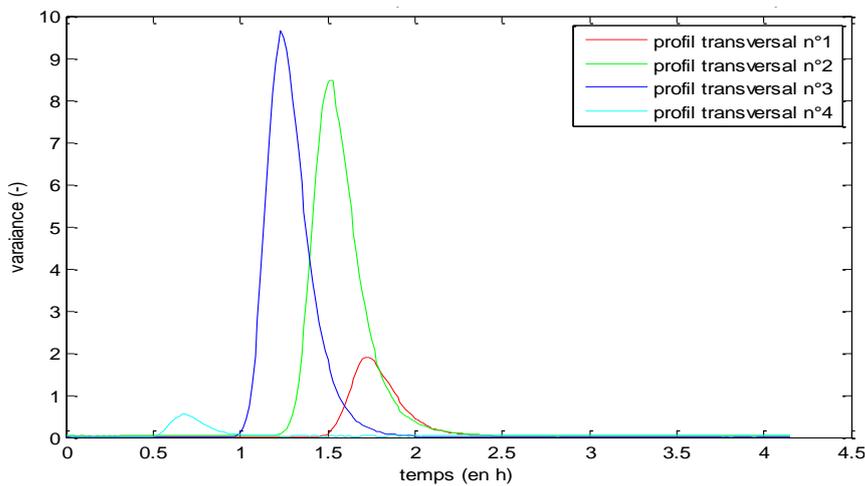
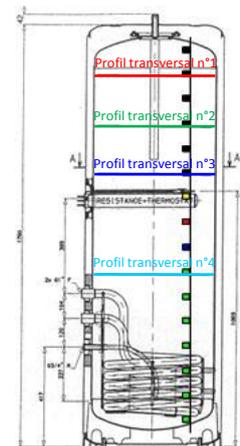


Figure 4.16 - Évolution de la variance
des températures des profils transversaux



Localisation des
profils transversaux

Une couche n'est en effet pas à température uniforme lorsque la thermocline la traverse comme peut le suggérer la Figure 4.16. L'écart maximum de température au sein d'une couche est d'alors :

- 3,8 °C entre le thermocouple n° 1 et le n° 5 du profil transversal n° 1.
- 7,7 °C entre le thermocouple n° 3 et le n° 5 du profil transversal n° 2.
- 8,3 °C entre le thermocouple n° 1 et le n° 3 du profil transversal n° 3.
- 2,3 °C entre le thermocouple n° 5 et le n° 6 du profil transversal n° 4.

L'écart maximum évolue alors selon le scénario de puisage (cf *Tableau 4-3*) mais reste toujours maximum entre les mêmes thermocouples (*entre le 5 et le 1 pour le profil 1*).

	Profil transversal n° 1 (T ₅ - T ₁)	Profil transversal n° 2 (T ₅ - T ₃)	Profil transversal n° 3 (T ₃ - T ₁)	Profil transversal n° 4 (T ₅ - T ₆)
150 L/h ; T _{ini} = 60 °C	3,8 °C	7,7 °C	8,3 °C	2,3 °C
600 L/h ; T _{ini} = 60 °C	5,1 °C	8,2 °C	9 °C	2,6 °C
150 L/h ini = 40 °C	2 °C	4,4 °C	4,4 °C	1,2 °C

Tableau 4-3 : Ecart maximum entre les températures de 4 profils transversaux

D'après le Tableau 4-3 on peut conclure qu'une couche ne reste pas à température uniforme lors de la décharge du ballon. L'utilité du modèle zonal apparaît donc ici, car il permet de prévoir le découpage d'une couche en différentes zones pouvant être à températures non-uniformes.

Afin de mieux comparer les différents scénarii de puisage présentés, les températures ainsi que le temps de la décharge sont adimensionnés.

$$g_{a \text{ dim}} = \frac{(T - T_{\text{initiale}})}{(T_{\text{injection}} - T_{\text{initiale}})}_i \quad (4-1)$$

Le temps de la décharge est adimensionné en fonction d'un temps final de décharge. Ce temps final est déterminé de sorte que la décharge est considérée terminée lorsque la température moyenne du ballon est à la température d'injection.

$$t^* = \frac{t}{t_{\text{décharge } i}} \quad (4-2)$$

L'évolution de ces températures adimensionnées jusqu'à décharge complète du ballon est assez similaires pour un même débit d'injection (*la température initiale semble avoir un impact moindre sur les profils au cours de la décharge*). Pour un débit d'injection différent, la puissance du jet influe directement sur la répartition de température.

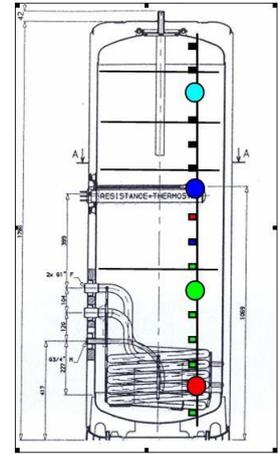
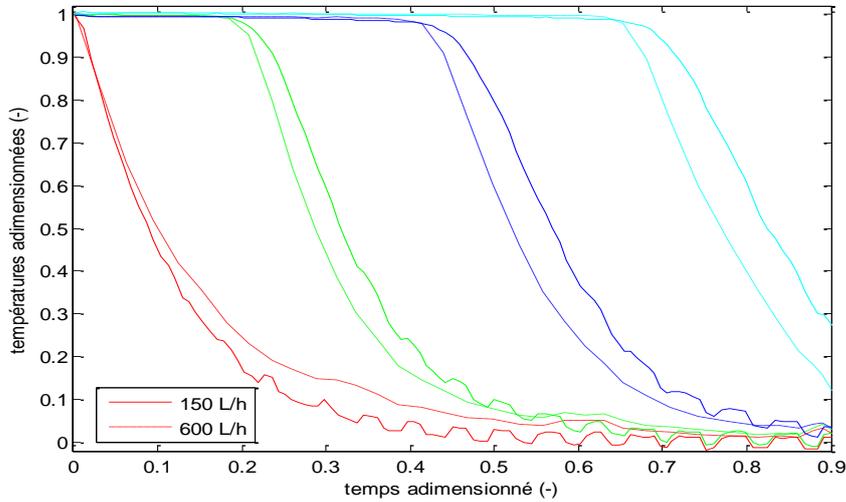


Figure 4.17 -
Évolution des températures dans le cas d'une décharge par puisage à 600 L/h (en pointillé) ou à 150 L/h (en trait plein)

Répartition
des thermocouples
au sein du ballon

La Figure 4.17 permet de visualiser que le mélange dû au débit plus élevé va changer la répartition de température. Ainsi, le bas du ballon va tendre plus lentement vers la température d'injection alors que le haut du ballon va se refroidir plus rapidement : l'augmentation du débit détériore la qualité de stratification du ballon. L'énergie E_i de chaque couche du ballon est alors calculée par l'équation (4-3) et l'énergie totale du ballon est alors la somme de l'énergie de chaque couche. L'énergie totale d'un ballon idéalement stratifié et d'un ballon idéalement brassé est alors identique (Figure 4.18).

$$E_i = \rho_i C_{p_i} V_i T_i \tag{4-3}$$

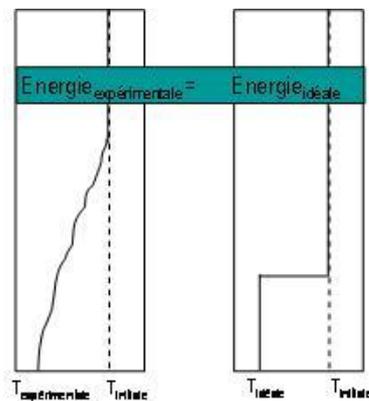


Figure 4.18 - Profil de température d'un ballon réel et d'un ballon idéalement stratifié

Afin de caractériser l'évolution de la stratification au cours de la décharge, la dégradation qualitative de l'énergie est étudiée via une analyse exergetique. La caractérisation exergetique permet alors de différencier le cas expérimental d'un cas idéal à travers le rendement exergetique de la décharge. L'équation (4-4) permet de calculer l'exergie du ballon à un instant en sommant l'exergie des couches 1 à N tandis que l'équation (4-5) compare cette exergie à l'exergie d'un ballon idéalement stratifié pour obtenir un rendement.

$$\Delta\xi = \sum_{j=1}^{j=N} \left(m_j C_p \cdot (T_j - T_0) + m_j C_p \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_0}{T_j}\right) \right) \quad (4-4)$$

$$\eta_{exergetique} = \frac{\Delta\xi_{\text{expérimentale}}}{\Delta\xi_{\text{idéale}}} \quad (4-5)$$

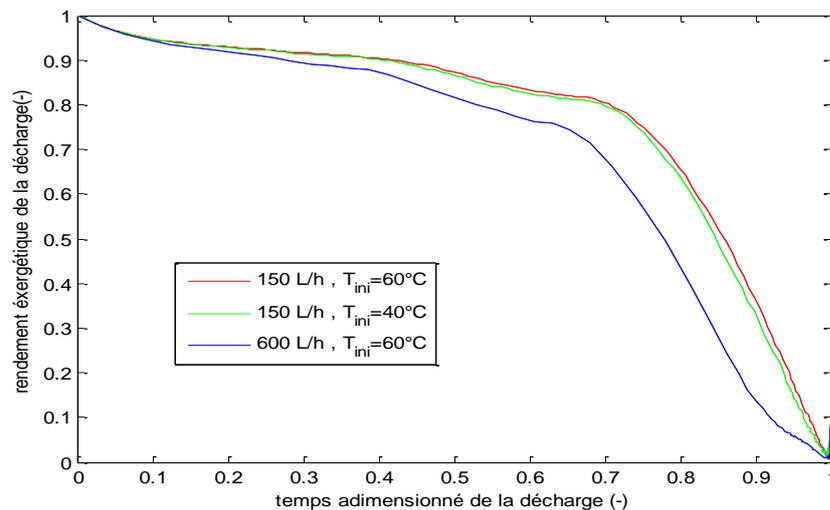


Figure 4.19 - Évolution du rendement exergetique au cours de la décharge

L'évolution du rendement exergetique (Figure 4.19) permet de confirmer l'analyse sur les profils de température. Le rendement exergetique quantifie la diminution de l'énergie utilisable dans le cas de l'augmentation du débit de puisage. L'écart entre le rendement exergetique du cas de puisage à 150 L/h et celui à 600 L/h augmente essentiellement à partir de 0.1t*. Nous observons de plus que les différences entre les rendements exergetiques de décharge à température initiale différente sont minimales. Les nombres de Richardson calculés pour les 3 cas de puisage nous montrent en effet une importance plus marquée de la différence entre la température et la température initiale.

	150 L/h ; Tini = 60 °C	600 L/h ; Tini = 60 °C	150 L/h ; Tini = 40 °C
Nombre de Richardson Ri (-)	28,2	1,5	8,3

Tableau 4-4 : Nombre de Richardson selon le cas de puisage

3.3 CAS DE LA RELAXATION THERMIQUE

Afin de caractériser expérimentalement la période de stand-by du ballon, nous traitons le cas du ballon à température initiale uniforme et le cas du ballon initialement stratifié. Un ballon initialement à température uniforme de 69 °C se refroidit de manière assez homogène dans une ambiance à 15 °C (Figure 4.20).

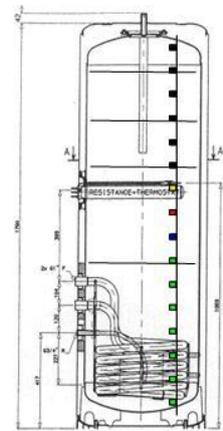
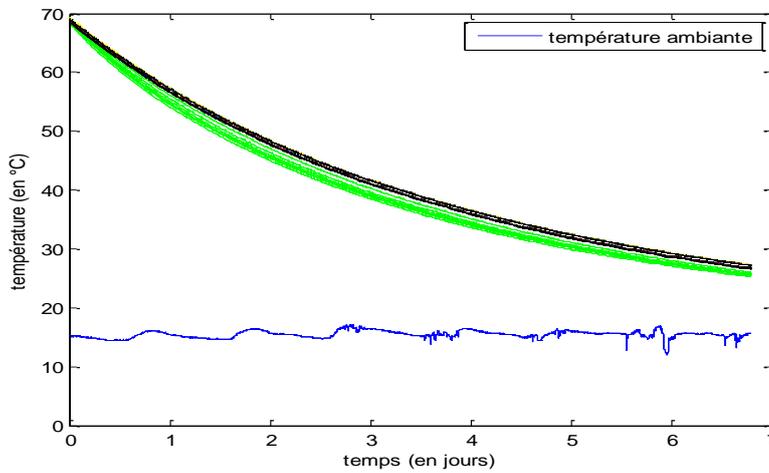


Figure 4.20 -
Évolution des températures au sein du ballon pendant le test de stand-by d'un ballon à température initiale uniforme

Répartition
des thermocouples
au sein du ballon

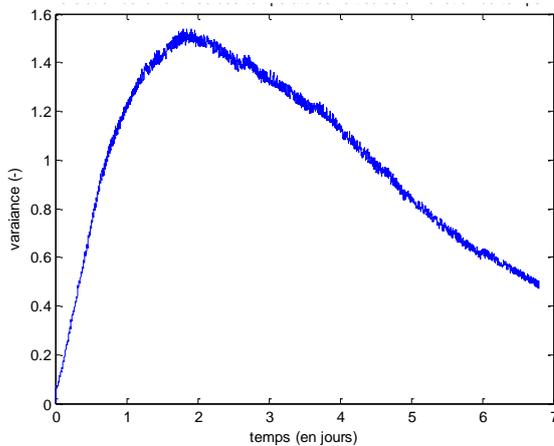


Figure 4.21 -
Évolution de la variance des températures selon la hauteur du ballon en fonction du temps

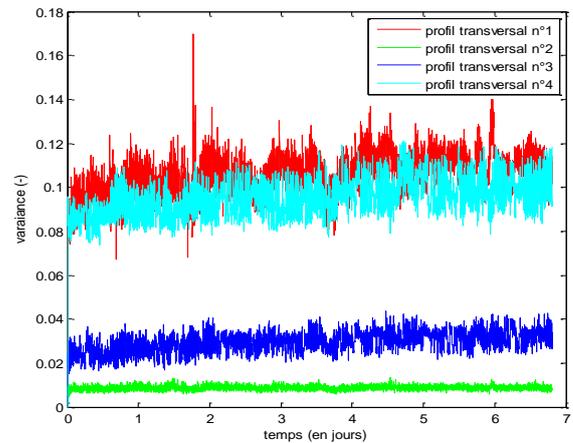


Figure 4.22 -
Évolution de la variance des températures selon un même profil transversal en fonction du temps

L'analyse de la variance du profil vertical des températures montre alors un écart maximum de température de 3 °C entre le bas et le haut du ballon à $t = 43$ h (Figure 4.21) alors que la variance des profils transversaux (Figure 4.22) ne montre pas d'écart important de températures au sein des 4 couches localisées.

L'évolution des profils de température montre un refroidissement accentué dans le bas du ballon (Figure 4.23). Ce résultat conforte donc la présence de débits de couche limite qui viennent accentuer le refroidissement du ballon.

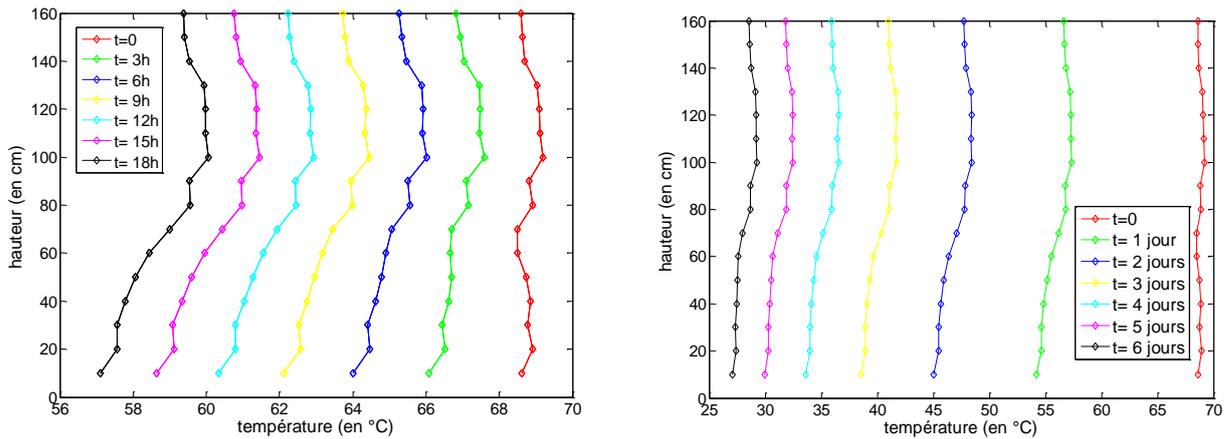


Figure 4.23 - Profils de température selon la hauteur du ballon à différents instants jusqu'à 18 h (à gauche) et jusqu'à 6 jours (à droite)

Dès le premier jour de relaxation, le bas du ballon a subi un refroidissement accentué par rapport au haut du ballon. Le profil de température est ensuite translaté au fil des jours. L'étude des 18 premières heures de refroidissement montre alors la création progressive du profil de température (Figure 4.23 gauche).

Les déperditions sont les plus grandes en haut et en bas du ballon en raison d'une plus grande surface d'échange avec l'ambiance. Le refroidissement du haut du ballon va alors créer un écoulement qui va accélérer le refroidissement du ballon aux hauteurs inférieures à celle de la résistance. Nous remarquons de plus un refroidissement accentué dans le bas de la partie basse du ballon du fait de l'augmentation des surfaces d'échange avec l'ambiance.

Afin de poursuivre l'analyse exergétique commencée dans le cas du puisage, il est choisi d'exprimer les exergies du cas expérimental et du refroidissement d'un ballon idéalement brassé. La température ambiante est prise comme température de référence pour calculer les exergies de ces deux cas. Le cas du refroidissement d'un ballon idéalement stratifié n'a en effet ici pas vraiment de sens physique. Le rendement exergétique est alors calculé via l'équation (4-6).

$$\eta_{\text{exergetique}} = 1 - \frac{\Delta \xi_{\text{experimentale}}}{\Delta \xi_{\text{brassé}}} \quad (4-6)$$

L'exergie du cas expérimental est ici très proche du cas du ballon idéalement brassé du fait des faibles écarts de températures constatés ci-dessus. Le rendement exergetique se trouve alors très faible. L'augmentation du rendement exergetique au cours du temps s'explique par une plus grande énergie valorisable dans le cas expérimental que dans le cas d'un ballon idéalement brassé.

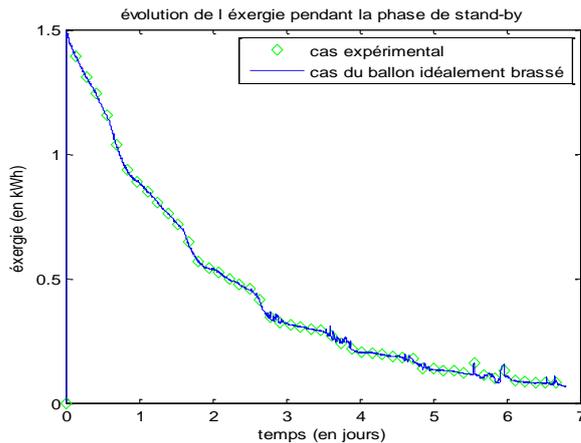


Figure 4.24 -
Évolution des exergies en fonction du temps

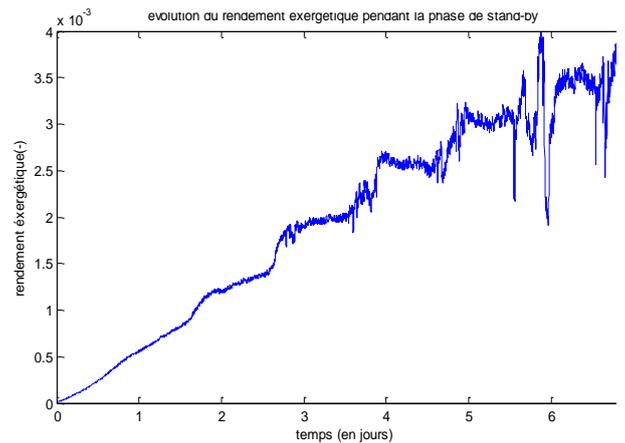


Figure 4.25 -
Évolution du rendement exergetique

Afin de caractériser à présent la relaxation thermique d'un ballon initialement stratifié, nous choisissons d'étudier la relaxation qui suit l'arrêt de la résistance. La charge du ballon via l'appoint électrique permet en effet de stratifier le ballon. L'arrêt brutal de la résistance implique une chute très rapide de la température au niveau de la résistance. Alors que les températures des thermocouples situés au dessus de la résistance vont diminuer progressivement, les températures du bas du ballon augmentent dans un premier temps puis diminuent.

Le bas du ballon se réchauffe par transfert thermique du haut vers le bas du ballon et se refroidit lorsque les pertes thermiques vers l'ambiance deviennent prépondérantes. Les températures des hauteurs juste en-dessous de la résistance vont atteindre leur maximum avant que le bas du ballon débute son refroidissement.

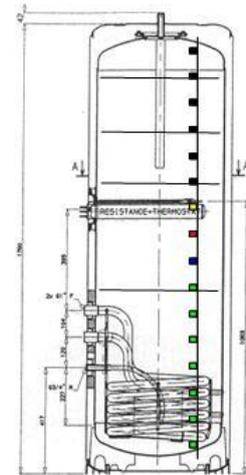
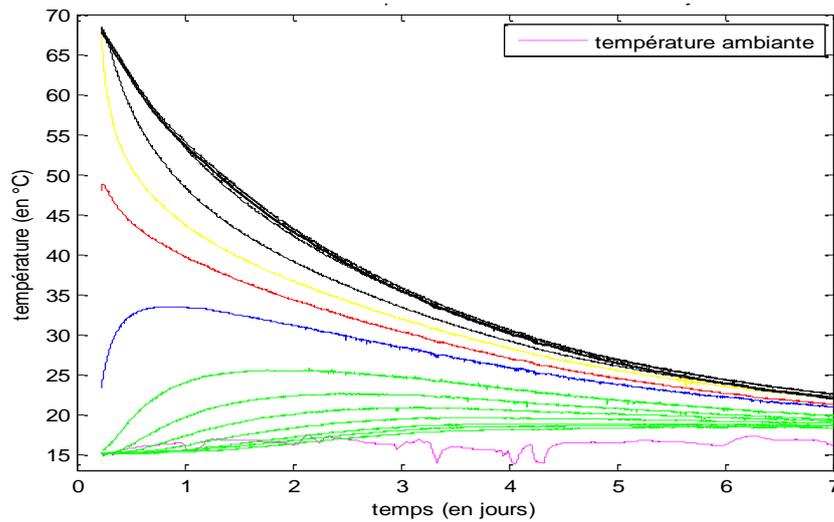


Figure 4.26 -
Évolution des températures dans le cas
du stand-by du ballon initialement stratifié

Répartition
des thermocouples
au sein du ballon

L'analyse des profils de température à différents instants montre alors que la thermocline va à la fois s'épaissir mais aussi se déplacer vers le bas du ballon au cours de ce stand-by.

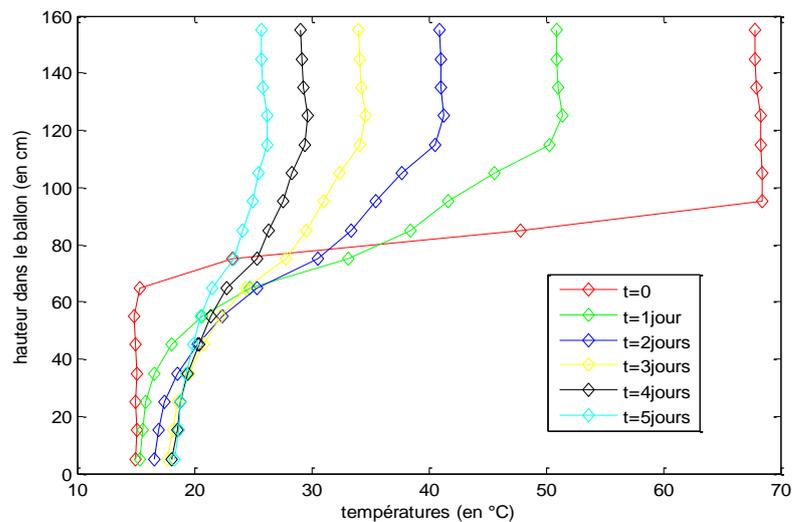


Figure 4.27 - Évolution des profils de température pendant le stand-by

Il apparaît que les transferts thermiques causant le réchauffement du bas du ballon au début de l'essai ne sont pas uniquement conductifs. Même si l'analyse des profils transversaux ne montre pas de grandes différences de températures au sein d'une couche ($< 1 \text{ }^\circ\text{C}$), les températures du bas du ballon augmentent beaucoup moins vite que diminuent les températures du haut du ballon : cela montre donc un transfert thermique plus fort dans une direction.

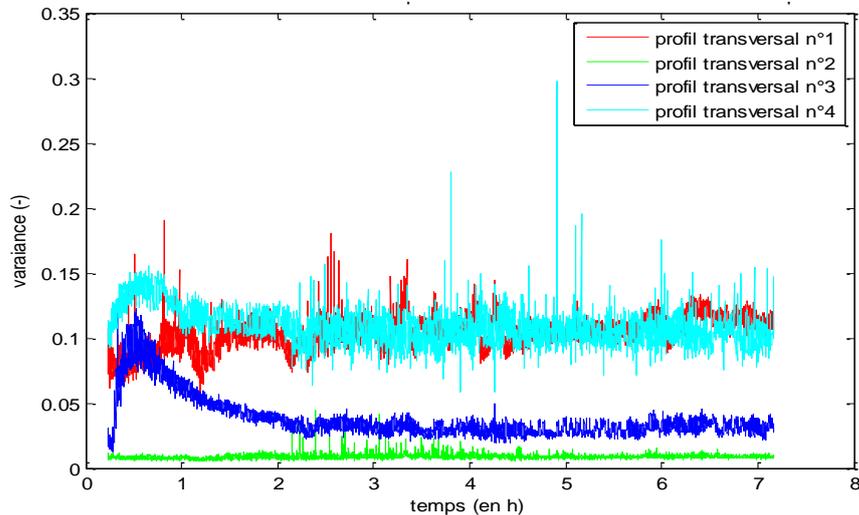
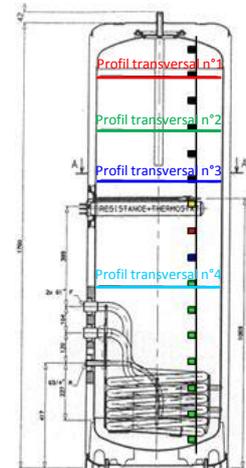


Figure 4.28 - Évolution de la variance des températures des profils transversaux



Localisation des profils transversaux

Une température de $1 \text{ }^\circ\text{C}$ inférieure aux températures d'une même couche du profil transversal n° 1 du haut du ballon est remarquée au centre du ballon. Ceci pourrait justifier la création d'écoulements pariétaux lors du refroidissement du ballon. Cependant, la précision de la mesure ne nous permet pas de conclure avec plus de précisions sur ces débits.

L'analyse exergétique succincte permet alors de relater la perte de stratification au cours de la relaxation. La comparaison par rapport au cas stratifié permet alors de mettre en exergue l'énergie gaspillée pour brasser le ballon pendant le stand-by. La température ambiante est ici encore choisie comme température de référence pour calculer le rendement exergétique par rapport à un ballon idéalement stratifié en calculant dans un premier temps l'exergie du ballon idéalement brassé.

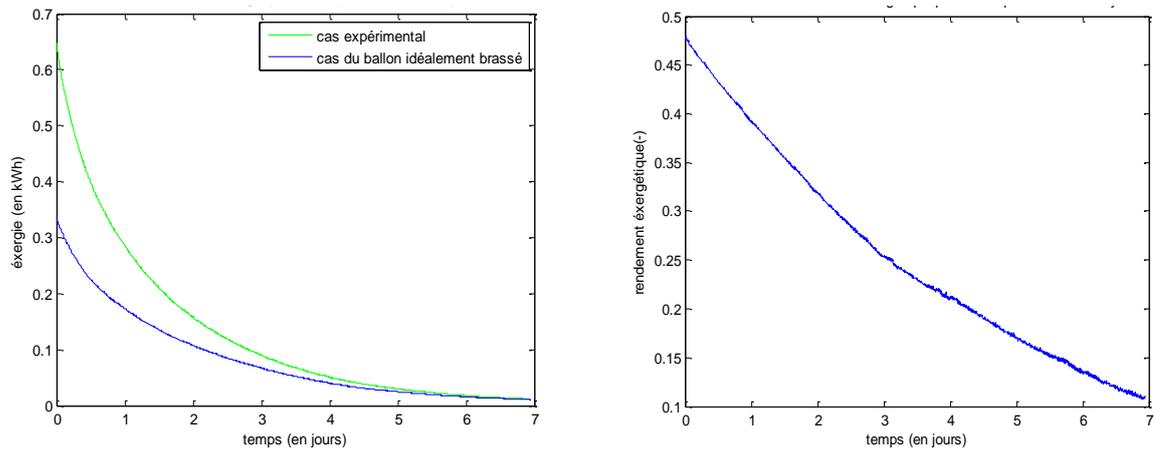


Figure 4.29 - Évolution de l'exergie expérimentale et idéale (à gauche) et du rendement exergetique (à droite) pendant la phase de stand-by d'un ballon initialement stratifié

3.4 CAS DE LA CHARGE

Pour obtenir un ballon initialement stratifié avant la phase de stand-by, l'appoint résistif au milieu du ballon est utilisé pour obtenir une assez bonne stratification. Cette partie développe cette charge par l'appoint électrique. Avant cela, la charge via l'échangeur solaire est caractérisée. Pour cet essai, il s'agit dans un premier temps de conditionner le ballon à 20 °C en injectant 150 L/h à 20 °C dans le bas du ballon. Une fois la température de puisage stabilisée à 20 °C, 360 L/h sont injectés dans l'échangeur solaire à température d'entrée variable caractérisant le début de fonctionnement d'un échangeur solaire.

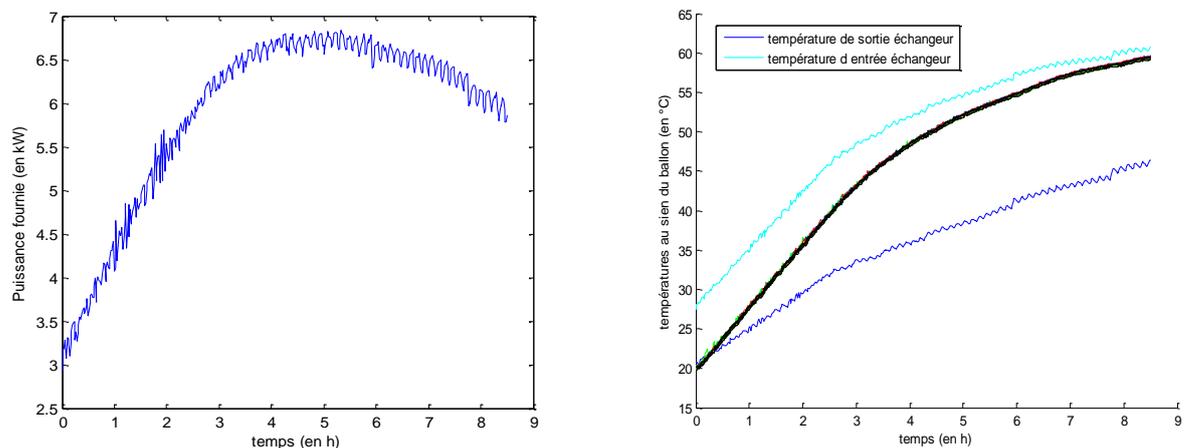


Figure 4.30 - Évolution de la puissance fournie au ballon par l'échangeur solaire (à gauche) et évolution des températures au sein du ballon et en entrée/sortie de l'échangeur (à droite)

La charge par un échangeur placé dans le bas du ballon ne fait donc pas apparaître de stratification au sein du ballon. Le panache, créé par la mise en fonctionnement de l'échangeur va en effet brasser le ballon qui va se réchauffer à température uniforme.

La température de référence pour l'analyse exergetique est cette fois la température initiale du ballon. Le rendement exergetique est calculé en faisant intervenir le cas d'un ballon idéalement brassé car le cas d'un ballon idéalement stratifié n'est physiquement pas concevable. Il s'agirait en effet d'une couche infiniment fine à température infinie dans le haut du ballon.

Pour la charge du ballon via l'appoint électrique, une stratification va s'établir dans le ballon initialement à température uniforme. La mise en route de la résistance de 1.8 kW crée un panache qui va mélanger les températures du haut du ballon. La Figure 4.31 représente alors l'évolution du profil pendant cette mise en route et ainsi l'élaboration de la stratification.

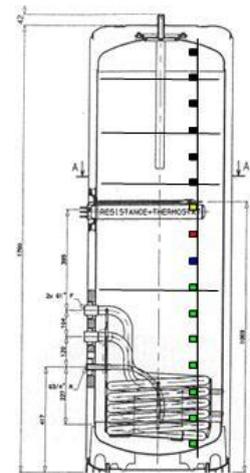
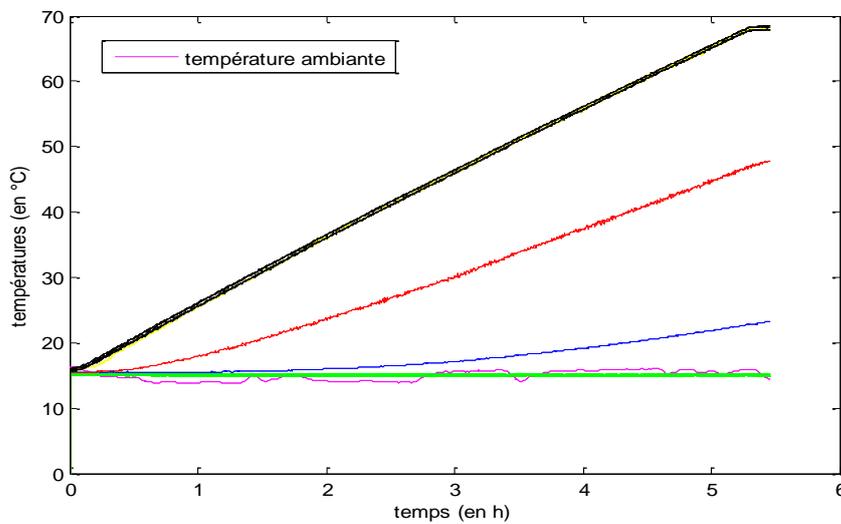


Figure 4.31 - Évolution des températures dans le cas de l'appoint électrique

Répartition des thermocouples au sein du ballon

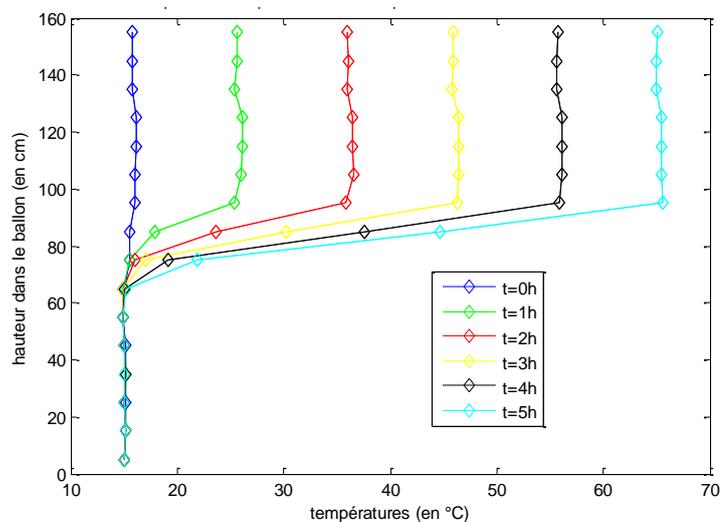


Figure 4.32 - Évolution du profil de températures pendant la mise en fonctionnement de la résistance à t = 0, 1, 2, 3, 4 et 5 h

Il est intéressant de noter dans un premier temps que le haut du ballon est légèrement plus froid que la zone entre la résistance et le haut du ballon. Ceci s'explique par des pertes supplémentaires en haut du ballon. Le panache va d'abord réchauffer la zone juste au dessus de la résistance. A mesure que l'écart de température entre le haut et le bas du ballon s'accroît, la zone légèrement en dessous de la résistance se réchauffe.

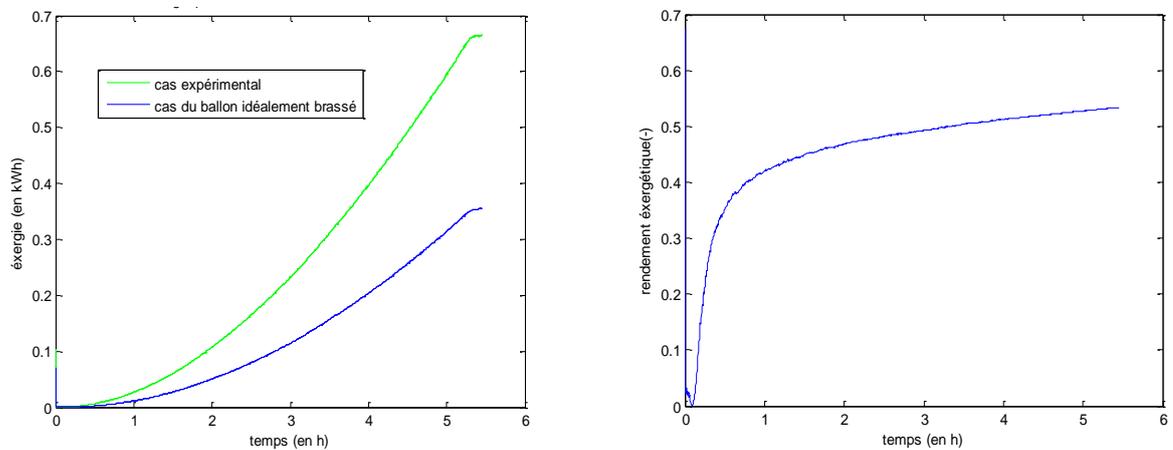


Figure 4.33 - Évolution de l'exergie expérimentale et idéale (à gauche) et du rendement exergétique (à droite) pendant la phase de charge par appoint électrique

Par la mesure de l'énergie apportée par la résistance, il est alors possible d'évaluer les pertes énergétiques. La mesure nous donne 9 kWh alors que l'énergie totale exprimée par les températures au sein du ballon est de 7.48 kWh : 17 % de l'énergie totale fournie n'est pas assimilée par le ballon à cause des pertes. Plus de 50 % de l'énergie finale du ballon est de plus valorisable selon le rendement exergétique de la Figure 4.33.

4 CONCLUSION

La démarche expérimentale a permis de mettre en évidence qu'une couche n'est pas à température uniforme. La mesure de température au sein du ballon permet alors de proposer une analyse exergétique. Celle-ci a pu mettre en évidence que l'augmentation du débit de puisage déstratifie d'avantage le ballon de stockage. La création d'une couche limite descendante lors de la relaxation thermique a été mise en évidence via la modification de la distribution des températures d'un ballon initialement à température uniforme. Cependant, ces débits n'ont pas été quantifiés. L'homogénéisation des températures via le panache de l'échangeur situé en partie basse du ballon est aussi vérifiée. Il a de plus été constaté l'élaboration d'une bonne stratification thermique via l'appoint électrique en milieu de ballon et son panache qui brasse uniquement le haut du ballon. Ces essais expérimentaux ont permis aussi de mieux comprendre le comportement du ballon solaire et devraient permettre de valider les bases du modèle zonal.



Validation expérimentale du modèle zonal

1	INTRODUCTION	138
2	VALIDATION DE LA DECHARGE	138
2.1	Influence du volume en eau.....	139
2.2	Influence du nombre de couches.....	140
2.3	D'un point de vue énergétique.....	144
3	VALIDATION DE LA CHARGE	147
3.1	Charge par l'échangeur solaire	147
3.2	Charge par l'appoint électrique.....	150
4	VALIDATION DE LA RELAXATION.....	153
4.1	Ballon initialement à température uniforme.....	153
4.2	Ballon initialement stratifié.....	156
5	CONCLUSION ET PERSPECTIVES DU MODELE.....	157

1 INTRODUCTION

Valider un modèle revient à définir l'intervalle de confiance à accorder aux résultats de calcul. Il est en effet crucial d'évaluer la précision du modèle zonal afin de pouvoir valider le choix de ce modèle et encourager son utilisation future. Le modèle zonal pourrait alors permettre une simulation plus précise des installations réelles mais aussi faciliter la sélection d'un ballon solaire pour une installation donnée. Enfin, il pourrait être utilisé en amont pour évaluer l'impact qu'une technologie pourrait avoir sur les performances annuelles d'un système solaire.

Après avoir analysé les tendances du modèle zonal au chapitre 2 en le comparant aux modèles classiques "à couches", il est ici présenté une comparaison entre les résultats issus du modèle zonal et les résultats expérimentaux. La décharge, la charge et le stand-by du ballon étudiés expérimentalement forment donc les trois parties du chapitre.

2 VALIDATION DE LA DECHARGE

Différents cas de décharges expérimentales du ballon de 300 l d'ATLANTIC sont présentés au chapitre précédent. Les cas présentés vont ici être reproduits avec le modèle zonal afin d'évaluer sa pertinence. Dans le cas d'une décharge, les mesures expérimentales qui vont servir d'entrées au modèle sont :

- La température et le débit d'eau froide.
- La température ambiante.

Ces entrées sont mesurées à intervalle de dix secondes et réinjectés dans le modèle. La température initiale du modèle sera la température relevée expérimentalement dans le ballon.

Des paramètres utilisés dans la modélisation permettent la description du comportement du fluide. Parmi ces paramètres, la conductivité thermique influence les transferts entre les différentes zones du ballon tandis que la chaleur massique caractérise l'inertie du stockage. Ces paramètres varient selon la température. Cependant, dans le cas d'un stockage en eau, leurs variations n'influencent pas les températures du ballon lors de décharge.

Enfin, des paramètres intrinsèques à la description physique du ballon sont nécessaires. Alors que des paramètres physiques tels que l'épaisseur d'isolation n'ont pas énormément d'influence pendant la décharge et de ce fait n'ont pas besoin d'être connus avec une grande précision, la connaissance précise du volume en eau du ballon est primordiale.

2.1 INFLUENCE DU VOLUME EN EAU

Bien que la hauteur et le diamètre du ballon permettent d'estimer le volume du ballon, celui-ci n'est pas connu avec précision du fait des différents équipements présents. Un volume correctif est alors introduit dans le modèle zonal pour tenir compte de cette dépendance. La sensibilité du volume de ballon modélisé est alors illustré à la Figure 5.1 dans le cas d'une simulation de décharge du ballon de 60 °C à 150 L/h.

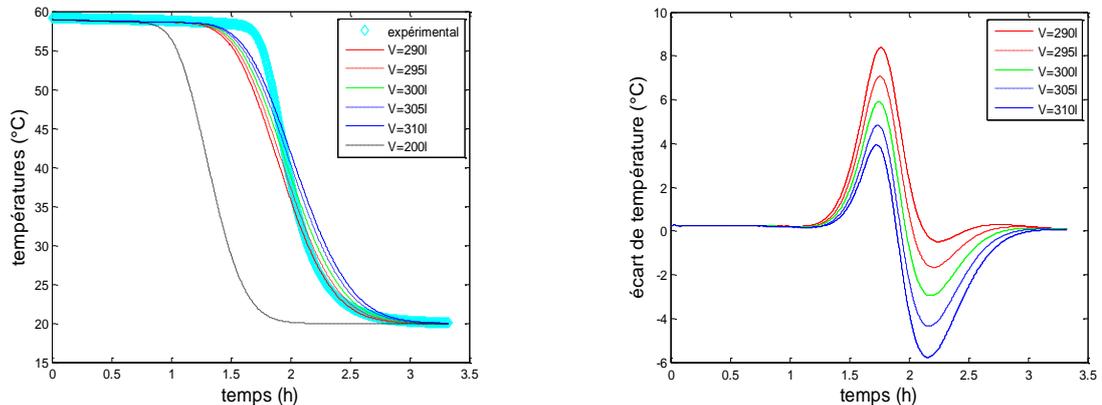


Figure 5.1 - Évolution de la température de sortie du ballon lors d'un puisage de 150 L/h à 20 °C dans le cas expérimental et numérique pour différents volumes de ballon (à gauche) et évolution de l'écart entre le modèle et l'expérimental [Texp-Tmodèle] (à droite)

Sous-estimer le volume du ballon va entraîner une chute plus rapide de la température de sortie du ballon. La Figure 5.1 (*gauche*) montre ainsi un fort écart de température entre l'expérimental et le modèle avec un volume de 200 L. Un modèle de ballon de 300 L de volume, correspondant au volume nominal indiqué par le constructeur, montre la plus faible accumulation d'écart absolue entre la température de sortie expérimentale et celle du modèle (*figure droite*). Il faut tout de même noter que ce choix de volume est discutable car non mesuré expérimentalement et donc non connu avec un intervalle de confiance.

Le ballon est alors discrétisé en 50 couches d'égale hauteur pour la Figure 5.1. Des simulations réalisées avec 16 couches montrent une tendance semblable avec de plus grands écarts par rapport à l'expérimental. Ces écarts atténuent la sensibilité du paramètre volume sur la précision des résultats. En effet, un paramètre influant du modèle zonal pendant la décharge est un paramètre d'ordre numérique : le nombre de couches utilisé dans la modélisation.

2.2 INFLUENCE DU NOMBRE DE COUCHES

La Figure 5.2 montre l'influence du nombre de couches sur la précision des résultats. Les températures sont alors ici adimensionnées par rapport à la différence entre la température d'injection et la température initiale du ballon (équation 4-1) afin de prévoir la comparaison des températures de sortie du ballon en fonction du temps pour différents scénarii de décharge (Figure 5.2, Figure 5.3 et Figure 5.4). Il est constaté que pour un volume donné, les températures de sortie du ballon modélisé avec différents nombre de couches se croisent toutes en un même point. Cette remarque permet de choisir le volume d'eau à modéliser en faisant varier le volume d'eau à modéliser pour deux nombre de couches différents (16 et 50 par exemple) jusqu'à ce que l'intersection entre ces modèles se retrouve sur la température de sortie expérimentale.

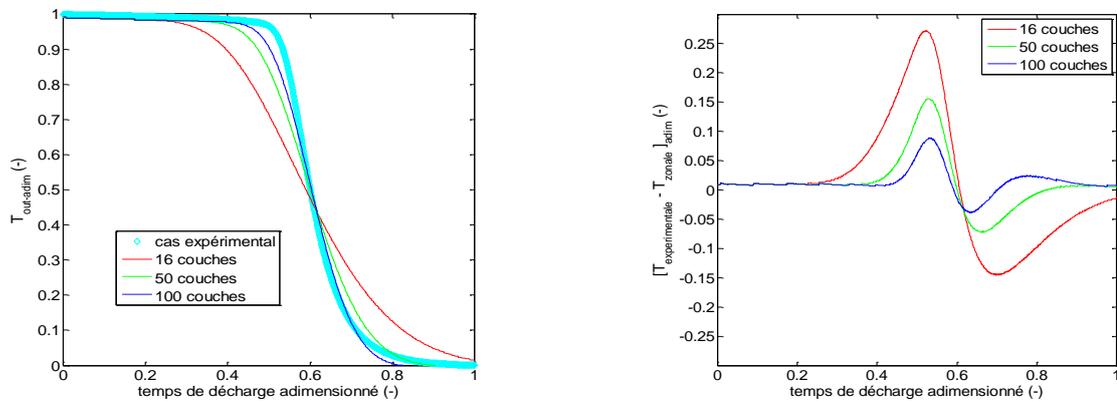


Figure 5.2 - Température adimensionnée de sortie du ballon (à gauche) et différence entre la température expérimentale adimensionnée et la température du modèle adimensionnée (à droite) pour différents nombres de couches dans le cas d'une injection d'eau à 20 °C avec un débit de 150 L/h dans un ballon initialement à 60 °C

La décharge expérimentale du ballon a de plus été étudiée pour un débit d'injection de 600 L/h à 20 °C dans un ballon initialement à 60 °C et pour un débit d'injection de 150 L/h à 20 °C dans un ballon initialement à 40 °C. La dépendance du nombre de couches et son impact sur la précision du modèle zonal pour ces deux autres cas de décharge reflète des tendances similaires sur la Figure 5.3 et sur la Figure 5.4.

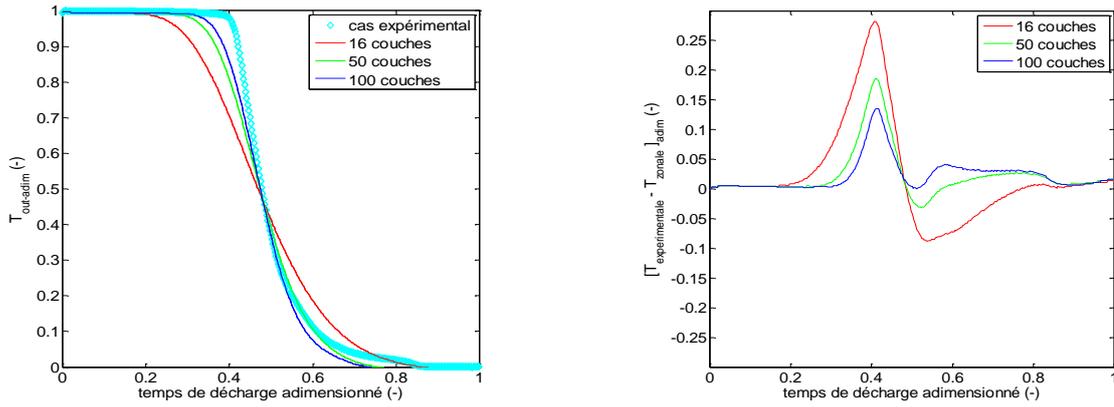


Figure 5.3 - Température adimensionnée de sortie du ballon (à gauche) et différence entre la température expérimentale adimensionnée et la température du modèle adimensionnée (à droite) pour différent nombre de couches dans le cas d'une injection de 20 °C à 600 L/h dans un ballon initialement à 60 °C.

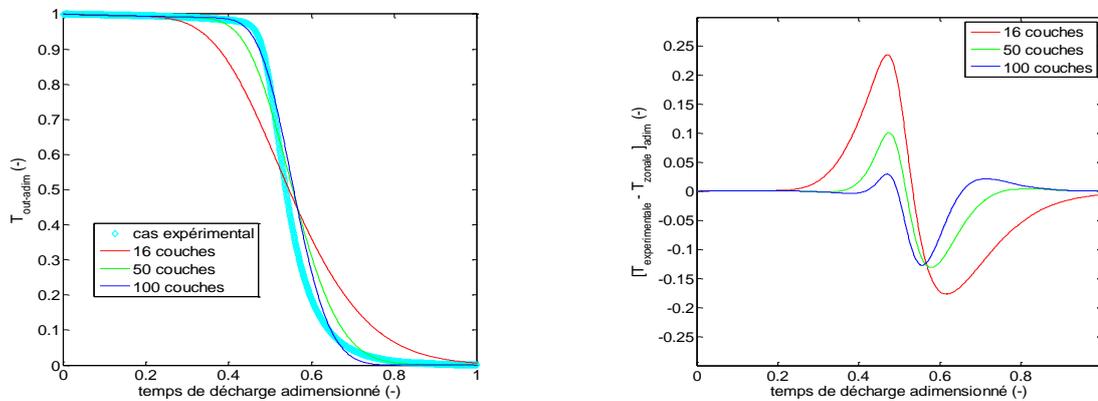


Figure 5.4 - Température adimensionnée de sortie du ballon (à gauche) et différence entre la température expérimentale adimensionnée et la température du modèle adimensionnée (à droite) pour différent nombre de couches dans le cas d'une injection de 20 °C à 150 L/h dans un ballon initialement à 40 °C

Le nombre de couches est donc un paramètre très influant dans le cas de la décharge du ballon alors que le nombre de portions et de couronnes entrant dans la discrétisation du ballon ont une influence minime dans le cas de cet écoulement piston. Le nombre de couches est un paramètre purement numérique qui permet d'obtenir un profil de température plus ou moins abrupte. C'est un paramètre de diffusion numérique.

La diffusion numérique est la transmission trop rapide d'un changement local de température dans une partie du ballon vers une autre partie du ballon. Elle intervient dans les simulations dynamiques des fluides en mouvement en utilisant des modèles basés sur un nombre de volumes de contrôle ayant pour variable d'état la température. Pour la modélisation des ballons solaires, la diffusion numérique est présente lors d'injection directe ou indirecte de fluide dans le ballon.

A titre d'exemple, un puisage de 20 L d'eau chaude en haut d'un ballon de 50 L initialement à 60 °C est explicité. L'injection d'eau froide à 10 °C dans le bas du ballon avec un débit volumique de 10 L/min est alors supposée sans mélange. De même, aucunes pertes ou conductions thermiques ne sont envisagées afin de simplifier l'analyse de la diffusion numérique.

En prenant, l'hypothèse d'un pas de temps d'1 min, l'influence du nombre de couches du modèle sur la température du ballon au bout de 2 min est mise en avant.

Modèle avec un seul volume de 50 L :

Début	Après 1min :	Après 2min :
60 °C	$(40 \text{ L} * 60 \text{ °C} + 10 \text{ L} * 10 \text{ °C})/50 \text{ L} = 50 \text{ °C}$	$(40 \text{ L} * 50 \text{ °C} + 10 \text{ L} * 10 \text{ °C})/50 \text{ L} = 42 \text{ °C}$

Modèle avec 2 volumes de 25 L :

Début	Après 1min :	Après 2min :
60 °C	60 °C	$(15 \text{ L} * 60 \text{ °C} + 10 \text{ L} * 40 \text{ °C})/25 \text{ L} = 52 \text{ °C}$
60 °C	$(15 \text{ L} * 60 \text{ °C} + 10 \text{ L} * 10 \text{ °C})/25 \text{ L} = 40 \text{ °C}$	$(15 \text{ L} * 40 \text{ °C} + 10 \text{ L} * 10 \text{ °C})/25 \text{ L} = 28 \text{ °C}$

Modèle avec 5 volumes de 10 L :

Début	Après 1min :	Après 2min :
60 °C	60 °C	60 °C
60 °C	60 °C	60 °C
60 °C	60 °C	60 °C
60 °C	60 °C	10 °C
60 °C	10 °C	10 °C

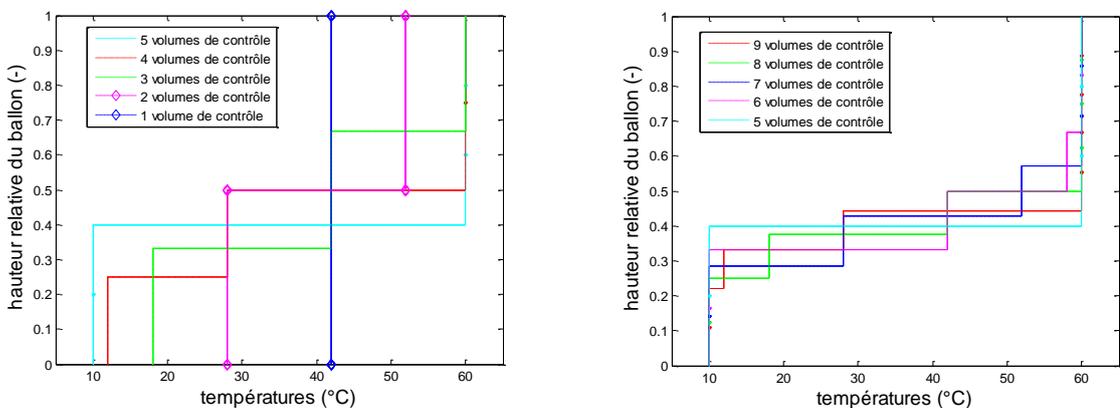


Figure 5.5 - Profils de température du ballon au bout de 2 min pour des volumes de contrôle allant de 1 à 5 (à gauche) et de 5 à 9 (à droite)

La Figure 5.5 permet d'illustrer la diffusion numérique. Cette dernière peut être éliminée en remplaçant un volume de contrôle à chaque itération (*modèle plug flow*). Ainsi, l'utilisation de 5 volumes de contrôle permet dans l'exemple précédent d'éliminer la diffusion numérique. La diffusion numérique est réduite en augmentant le nombre de volume de contrôle.

Une judicieuse façon d'empêcher la diffusion numérique serait alors d'utiliser un maillage avec un nombre de volumes variable pendant l'injection. Au sein d'un pas de temps, le nombre de volumes de contrôle dépendrait des températures et des flux au sein du ballon.

Pour une discrétisation à nombre de volumes de contrôle fixe, il est possible d'adapter le pas de temps : il s'agit cette fois d'adapter le pas de temps dans le but de remplacer un volume de contrôle à chaque itération par le volume d'eau entrant dans le ballon. Cette solution est ceci dit inapplicable à notre cas étant donné l'intégration du modèle dans une bibliothèque d'autres composants fonctionnant tous selon le pas de temps choisis par TRNSYS.

En travaillant avec un pas de temps et un nombre de volume de contrôle fixe, la diffusion numérique peut être uniquement diminuée en augmentant la discrétisation spatiale. L'augmentation du nombre de couches conditionne alors le pas de temps de la simulation.

Ceci est équivalent à un nombre de courant Co utilisé dans le calcul par éléments finis et notamment en CFD et défini par l'équation (5-1). Ce nombre est couramment égal à l'unité en CFD en se basant sur la vitesse maximum et la discrétisation spatiale minimum.

$$Co = \frac{v \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (5-1)$$

Avec : V : vitesse dans la direction x

Δt : intervalle temporel

Δx : intervalle dimensionnel

Il convient en effet de choisir un pas de temps plus petit que le rapport entre le plus petit volume et le débit maximum. Une connaissance à priori des débits d'injection dans le ballon permet de choisir le pas de temps de simulation. Une perspective du modèle zonal serait alors d'utiliser un découpage du pas de temps interne au modèle afin de pouvoir utiliser un plus large pas de temps pour le reste des composants d'un projet TRNSYS.

2.3 D'UN POINT DE VUE ENERGETIQUE

La comparaison d'un point de vue énergétique des simulations précédentes tend à nuancer l'importance des imprécisions numériques : de plus faibles écarts entre les différentes discrétisations du ballon sont en effet constatés.

L'énergie E_i de chaque couche du ballon est alors calculée par l'équation (5-2) et l'énergie totale du ballon est alors la somme de l'énergie de chaque couche.

$$E_i = \rho_i C_{p_i} V_i T_i \quad (5-2)$$

Dans les trois cas de décharge étudiés, l'évolution des énergies adimensionnées est assez similaire quelque soit le nombre de couches. Pour le cas d'un débit d'injection de 150 L/h, les erreurs énergétiques du modèle zonal par rapport à l'expérimental s'avèrent être quasiment identiques indépendamment de l'initialisation du ballon (*Figure 5.7*). Pour un plus gros débit d'injection, les écarts entre les énergies adimensionnées restent du même ordre de grandeur (*Figure 5.6*). Il faut retenir ici que l'influence d'une discrétisation plus ou moins fine sur la précision des résultats est remarquable à partir de 30 % du temps de décharge. Cette remarque permet d'accepter l'utilisation du modèle avec un nombre de couches plus réduit dans une simulation d'installation réelle où les décharges sont rarement complètes (*un ordre de grandeur de 40 L d'eau chaude pour une douche*).

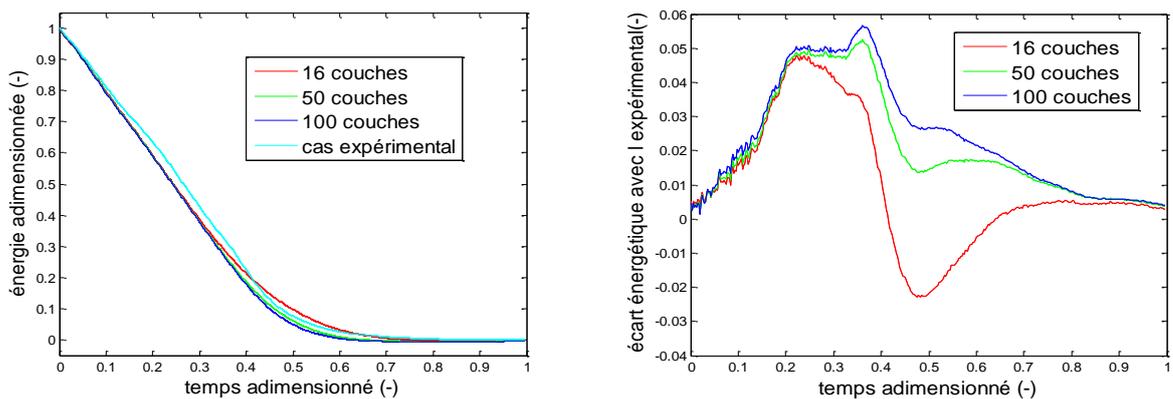


Figure 5.6 - Évolution de l'énergie globale adimensionnée par rapport à l'écart entre l'énergie initiale et l'énergie finale du ballon dans le cas d'une injection de 20 °C à 600 L/h dans un ballon à 60 °C (*à gauche*) et écart entre l'énergie adimensionnée expérimentale et celle du modèle zonal pour différents nombres de couches (*à droite*)

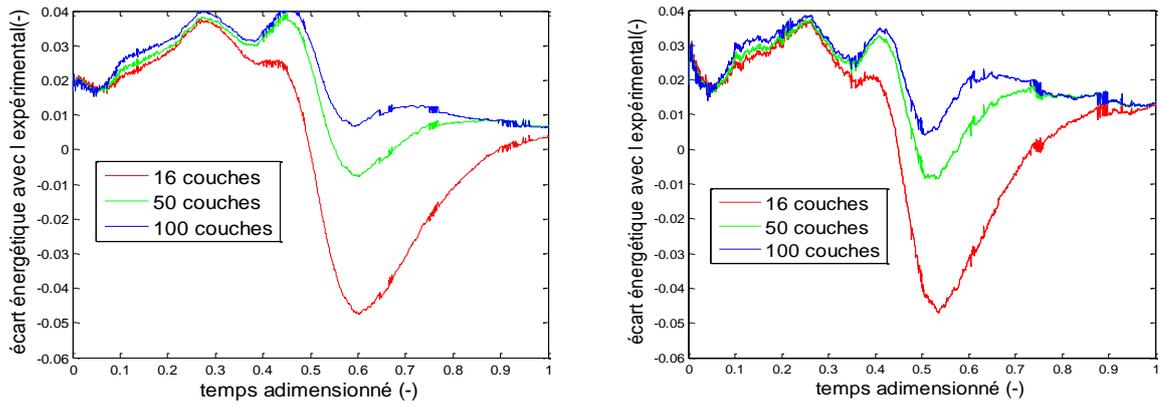


Figure 5.7 - Écart entre l'énergie adimensionnée expérimentale et celle du modèle zonal pour différents nombres de couches dans le cas d'une injection de 20 °C à 150 L/h d'un ballon initialement à 60 °C (à gauche) et 40 °C (droite)

Pour le cas de décharge à fort débit (600 L/h), l'utilisation du modèle de jet permet de mieux prédire la répartition de température dans le bas du ballon. La Figure 5.8 permet de l'illustrer mais il est difficile de quantifier ce gain dans la prédiction du champ de température car ce changement engendre une diminution moins rapide de la température du haut du ballon en fin de décharge.

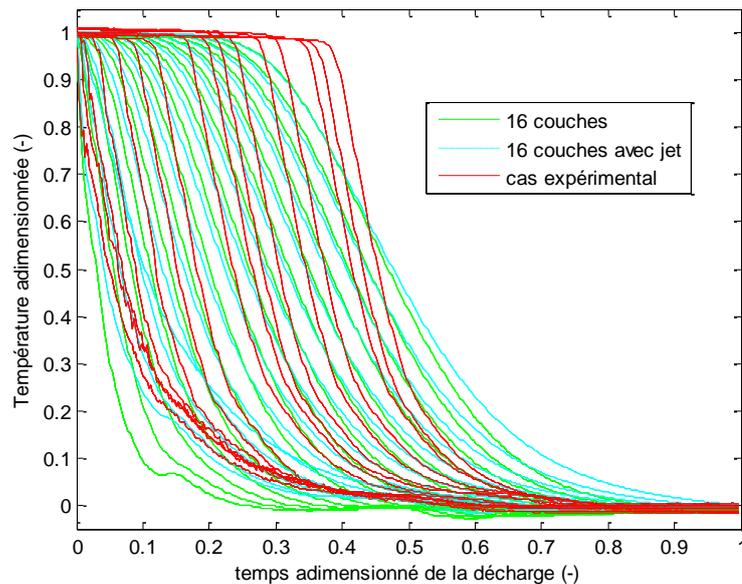


Figure 5.8 - Influence de la prise en compte du modèle de jet pour une décharge à 600 L/h

En définitive, le modèle zonal reflète assez bien la décharge du ballon d'un point de vue énergétique. La représentation de l'évolution thermique des températures au sein du ballon peut être améliorée en augmentant le nombre de couches et en affinant la modélisation du jet. Le gain en précision par l'augmentation du nombre de couches doit alors induire une diminution du pas de temps de simulation (*choisi à priori en fonction du débit maximum entrant dans le ballon*). Dans un but d'identification du modèle une discussion sur les imprécisions expérimentales devrait de plus être menée ; l'écart entre le modèle et l'expérimental n'a pas lieu d'être inférieur aux incertitudes expérimentales.

Le nombre de couches choisi a cependant un lien direct sur le temps de calcul du modèle zonal. Pour des simulations annuelles, un compromis devra être trouvé entre précision désirée et temps de calcul réduit. Des améliorations du modèle pour la décharge sont donc nécessaires. Une piste intéressante serait de découper certains pas de temps de TRNSYS au sein du modèle zonal afin de diminuer la diffusion numérique. La piste du maillage variable du ballon serait en effet plus difficile à mettre en place numériquement.

Enfin, au début de la décharge, le nombre de couche apparait moins influant et le modèle de jet permet de mieux décrire l'évolution des températures du bas du ballon. Cela permet une utilisation du modèle actuel dans une simulation annuelle faisant intervenir des puisages séparés par des stand-by du ballon mais aussi couplés à des charges du ballon.

3 VALIDATION DE LA CHARGE

La charge permet de fournir de l'énergie au ballon solaire. Il est donc crucial de bien évaluer le fonctionnement de cet apport de chaleur au sein du modèle zonal. Pour ce faire, des charges par appoint électrique et par échangeur solaire sont étudiées expérimentalement.

3.1 CHARGE PAR L'ÉCHANGEUR SOLAIRE

Pour la charge via l'échangeur solaire, la description physique de l'échangeur et son emplacement dans le ballon interviennent en tant que paramètres géométriques. Du fait d'un échangeur solaire à double spires un peu particulier, l'approche de modélisation retenue est la prise en compte de 2 échangeurs reliés entre eux. L'échangeur dans lequel entre le fluide a un diamètre de spire de 37 cm alors que le second échangeur a un diamètre de 23 cm. Le fluide est injecté dans le premier échangeur et suit la trajectoire de l'échangeur vers le bas du ballon (*flèches rouges de la Figure 5.9*) avant d'entrer dans le deuxième échangeur (*flèche orange de la Figure 5.9*) et de suivre une trajectoire ascendante (*flèches bleues de la Figure 5.9*). Le premier échangeur possède alors 6 spires et le deuxième 4 spires. L'échangeur double spire se situe alors dans le bas du ballon entre une hauteur de 7,5 cm et 33 cm. Le diamètre intérieur de tube est de 3 cm pour une épaisseur de 2 mm.

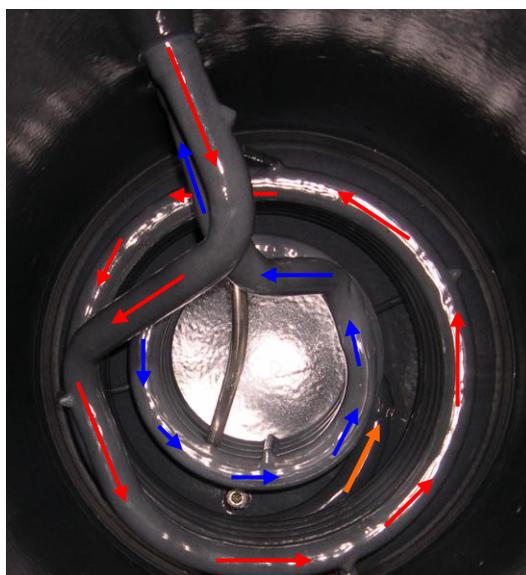


Figure 5.9 - Échangeur de chaleur double spire et modélisation de 2 échangeurs couplés entre eux (*un échangeur externe en rouge rejoint l'échangeur interne en bleu via une jonction orange*)

Puisque ce mode de charge par échangeur a tendance à uniformiser le champ de température au sein du ballon, il ne devient plus primordial de discrétiser finement le ballon selon la hauteur. Une modélisation en 4 couches du ballon est alors choisie pour la validation de cette charge. Le cas expérimental choisi pour la validation de la charge est

l'injection à 360 L/h d'eau à 60 °C. La température ambiante d'environ 15 °C, la température d'injection ainsi que le débit d'injection sont mesurés à intervalle de 10 s : ce seront les entrées principales du modèle avec la mesure de la température initiale du ballon de 15 °C. La température de sortie de l'échangeur et les températures au sein du ballon sont alors comparées à celles obtenues par le modèle zonal.

La prise en compte du panache lors de la charge montre un brassage plus important au sein du ballon tendant à uniformiser les températures au sein du ballon et donc se rapprocher du cas expérimental (*Figure 5.10*). Les écarts de température entre l'expérimental et le modèle zonal illustrés en *Figure 5.12* sont plus importants sans prise en compte du panache. Sans la modélisation du panache, l'apport de chaleur donné par l'échangeur n'est pas transmis assez rapidement vers les autres zones du ballon. Une plus grande discrétisation du ballon selon sa hauteur tendra alors à augmenter les écarts entre le modèle sans panache et l'expérimental (*Figure 5.10*).

La température de sortie échangeur est alors directement liée aux températures au sein du ballon. Ainsi, la température de la couche contenant l'échangeur (*en rouge sur la Figure 5.11 et la Figure 5.12*) augmente plus rapidement dans le cas de non prise en compte du panache du fait qu'elle ne diffuse pas assez rapidement l'apport venant de l'échangeur. L'écart entre la température d'entrée dans l'échangeur et la température de la zone du ballon contenant l'échangeur est donc réduit par rapport au cas réel. L'échangeur cède alors moins d'énergie au ballon et la température de sortie échangeur s'en trouve surévaluée.

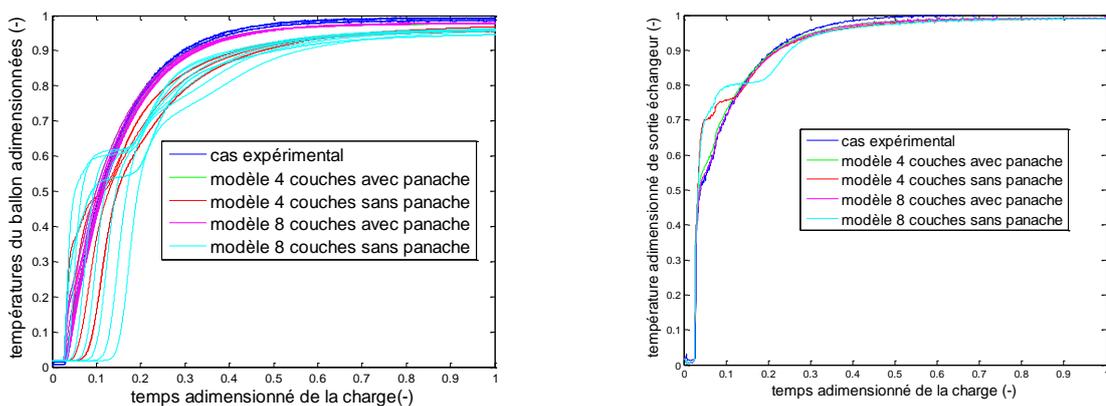


Figure 5.10 - Températures adimensionnées des 4 couches du ballon (*à gauche*) et température adimensionnée de sortie échangeur (*à droite*) pendant la charge

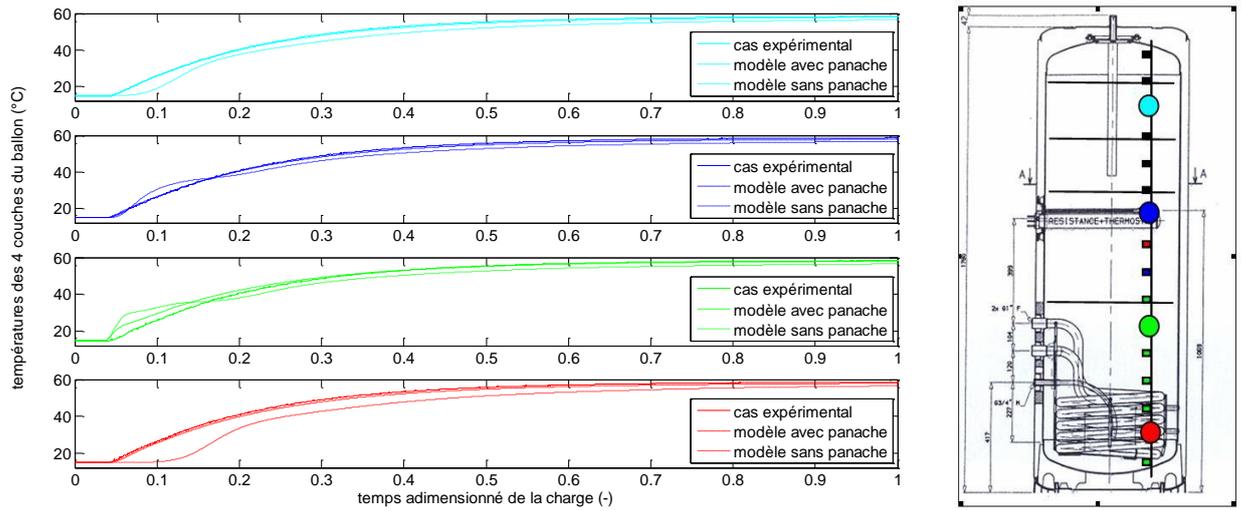


Figure 5.11 - Évolution de la température des 4 couches du modèle zonal avec prise en compte ou non du panache comparée à l'évolution de la température expérimentale de ces couches

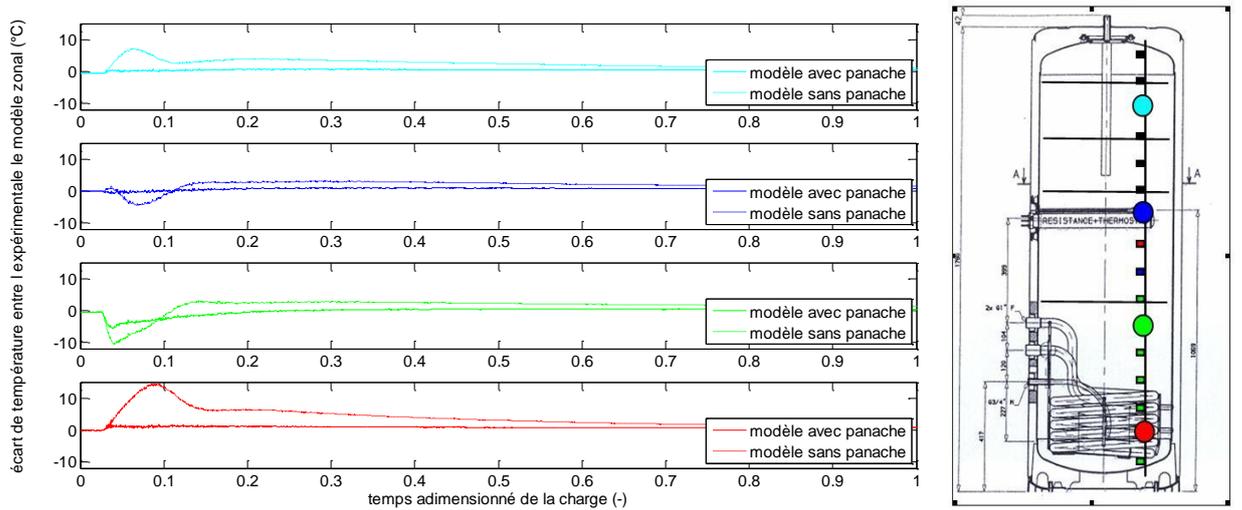


Figure 5.12 - Évolution de l'écart de température entre l'expérimental et le modèle zonal avec ou sans prise en compte du panache pour 4 couches

D'un point de vue énergétique, la charge à température d'entrée constante correspond à une augmentation de l'énergie jusqu'à l'obtention d'un équilibre correspondant au ballon chargé.

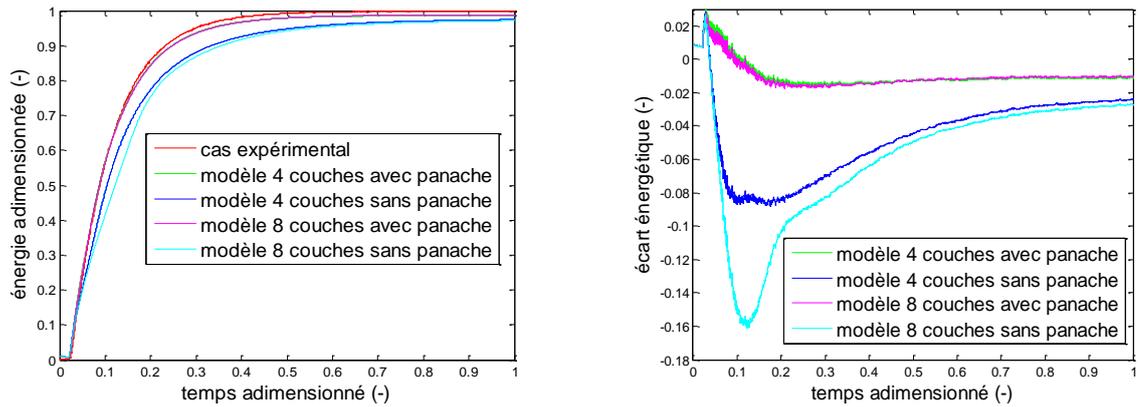


Figure 5.13 - Énergies expérimentales et numériques adimensionnées du ballon (à gauche) et écart entre ces énergies (à droite) pendant la charge

La Figure 5.13 illustre alors l'importance de la prise en compte du panache qui permet de diffuser la chaleur localisée dans une zone. Il faut de plus noter ici que la discrétisation du ballon a beaucoup moins d'influence que dans le cas de la décharge mais qu'elle devient influente sans la prise en compte du panache.

3.2 CHARGE PAR L'APPOINT ELECTRIQUE

La charge par appoint électrique placé au milieu du ballon permet de fournir l'eau chaude au ballon solaire dans les périodes où l'énergie solaire récupérée n'est pas suffisante. Cet appoint est de 1 800 W pour le ballon ATLANTIC. La procédure expérimentale consiste alors ici à mettre en route cet appoint dans un ballon initialement à 15 °C avec une température ambiante de 15 °C aussi.

Lors de la charge par appoint électrique, le panache conduit à une répartition quasi uniforme de la température au dessus de la résistance : sa prise en compte dans la modélisation permet donc de mieux prévoir le fonctionnement de l'appoint résistif (Figure 5.14).

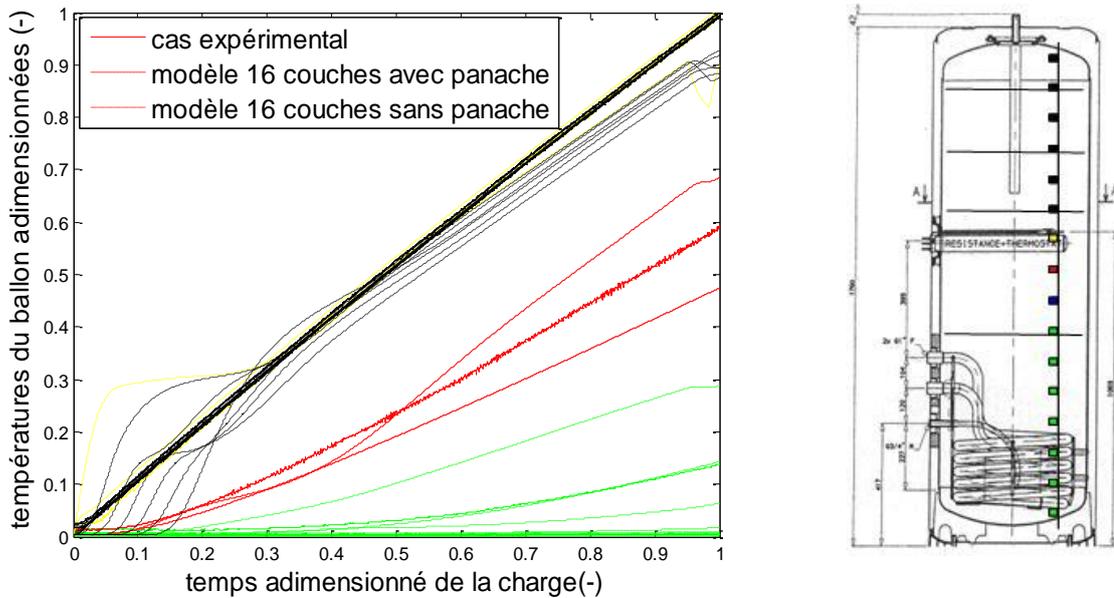


Figure 5.14 - Évolution des températures adimensionnées du ballon dans le cas d'une charge par appoint électrique de 1,8 kW (à gauche) et emplacement des thermocouples dans le ballon (à droite)

La température juste en dessous de la résistance (*en rouge*) semble alors croître moins vite que dans le cas expérimental. Cela pourrait s'expliquer par des échanges radiatifs entre la résistance et le thermocouple. Cependant, la fiabilité du dispositif expérimental doit être remise en cause dans un premier temps. Une imprécision dans l'emplacement du thermocouple serait en effet à même d'expliquer ce type de différence dans le cas présent d'un fort gradient thermique. Il faut retenir que le modèle avec la prise en compte du panache se comporte d'une façon analogue à l'expérimental.

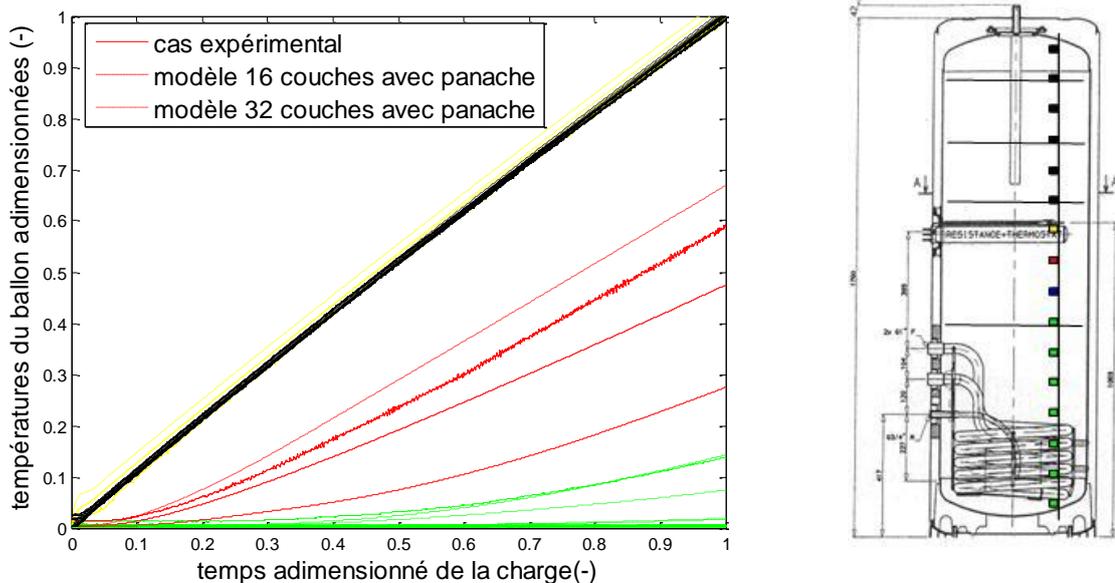


Figure 5.15 - Évolution des températures adimensionnées du ballon dans le cas d'une charge par appoint électrique de 1,8kW

Une discrétisation plus fine du ballon selon l'axe vertical permet de mieux appréhender le fort gradient thermique au niveau de la résistance. La Figure 5.15 illustre une température mesurée en dessous de la résistance qui est comprise dans l'intervalle des résultats du modèle 32 couches.

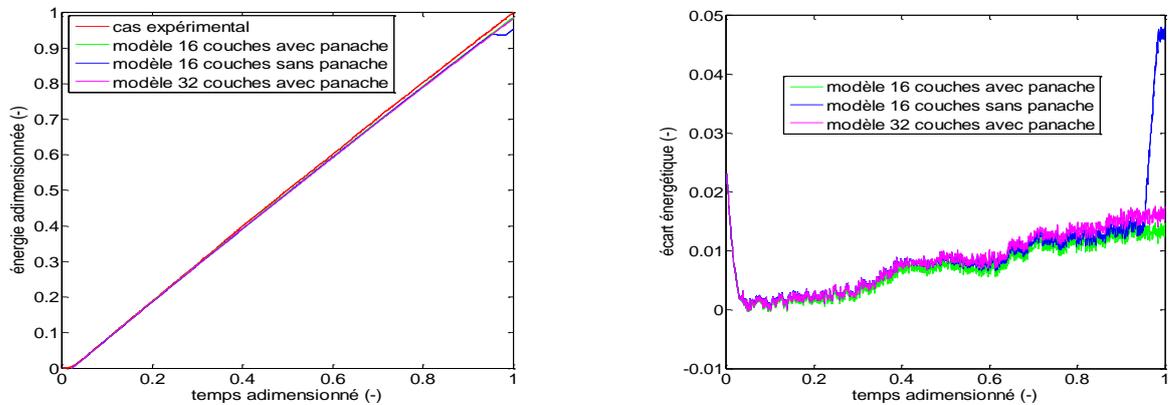


Figure 5.16 - Énergies expérimentales et numériques adimensionnées du ballon (à gauche) et écart entre ces énergies (à droite) pendant la charge

Alors que la prise en compte du panache a une influence sur l'énergie globale du ballon dans le cas d'une charge par échangeur, la non prise en compte du panache ne montre pas de différences énergétiques aussi flagrantes dans le cas d'une charge par appoint électrique. En effet, la puissance délivrée est constante et ne dépend pas des températures au sein du ballon dans le cas d'un appoint résistif. Cependant, la zone contenant la résistance s'échauffe plus rapidement sans la prise en compte du panache. Ainsi, le thermostat situé juste au dessus de la résistance s'arrête prématurément et accumule des erreurs énergétiques. La Figure 5.16 illustre ainsi un arrêt prématuré de l'appoint résistif pour le modèle sans panache.

Que cela soit pour la charge par échangeur ou par appoint électrique, la modélisation du panache permet de valider le modèle zonal par rapport aux essais expérimentaux. Son rôle est alors de diffuser l'apport de chaleur localisé dans une ou plusieurs zones. Enfin, l'influence du maillage devient moindre dans le cas de la charge par un échangeur situé dans le bas du ballon. Pour une charge indirecte en milieu de ballon, une bonne discrétisation du problème aidera à traduire le gradient thermique entre la zone chaude du haut du ballon et le bas du ballon. Dans une installation classique de CESI, la charge par échangeur solaire se déroulera pendant les journées ensoleillées. La décharge étant traduite par des profils de puisage indépendants des ressources solaires, l'appoint permettra de combler les besoins en ECS. L'appoint pourra alors être choisi nocturne afin de profiter des heures creuses. Entre ces différents modes de fonctionnement validés expérimentalement, le ballon est en relaxation.

4 VALIDATION DE LA RELAXATION THERMIQUE

Le but de cette partie est de valider l'utilisation du modèle zonal pour la relaxation. Ce mode est étudié expérimentalement pour un ballon initialement à température uniforme et pour un ballon initialement stratifié. Afin de se rapprocher de l'expérimental, la température initiale du modèle vient de la mesure expérimentale alors que la température ambiante mesurée à intervalle de 10 s est une entrée du modèle zonal.

Les paramètres de modélisation influant pour la relaxation sont les paramètres liés à la description de l'isolation. Ainsi, l'épaisseur et la conductivité de l'isolant sont très influentes dans cette partie. Cependant, ces valeurs ne sont pas connues avec une grande précision et des phénomènes annexes tels que les phénomènes de couches limites, de recirculation et de pertes par piquage viennent modifier la déperdition totale du ballon. Des hypothèses sont donc nécessaires pour décrire l'isolation du ballon.

4.1 BALLON INITIALEMENT A TEMPERATURE UNIFORME

En partant de l'hypothèse d'une isolation uniforme de 3 cm à $0,045 \text{ W}/(\text{m.K})$, le maillage du ballon avec une ou plusieurs couronnes aura une forte influence sur la répartition du champ de température du ballon. En effet, la modélisation de plusieurs couronnes permet la création de débits entre les zones qui va favoriser l'élaboration d'une stratification (cf. chapitre 2). Bien que cette modélisation permette d'ajouter du sens physique et que les écarts énergétiques entre le modèle et l'expérimental tendent à diminuer, l'analyse des profils de température issus du modèle zonal à plusieurs couronnes avec ceux de l'expérimental montre des écarts trop importants (droite de la Figure 5.17).

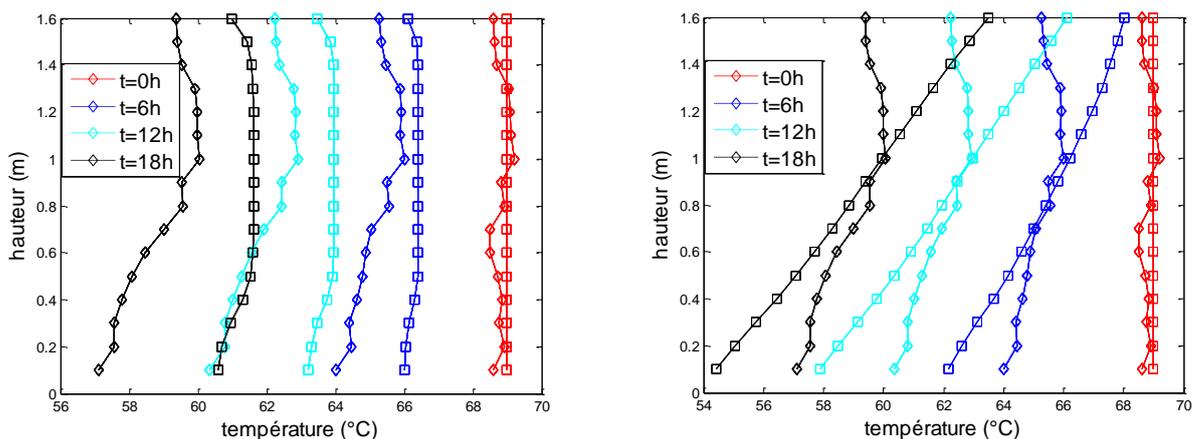


Figure 5.17 - Comparaison des profils de température issus du modèle zonal (carrés) et de l'expérimental (losanges) pour différents instants avec une discrétisation du ballon en 16 couches (à gauche) et en 16 couches chacune divisée en 2 couronnes (à droite)

La trop grande différence de température entre le haut et le bas du ballon s'explique en fait par des débits entre zones trop grands. Puisque les corrélations de couches limites testées ne donnent pas satisfaction, il est choisi de minimiser ces débits par rapport à ceux donner par la corrélation (gauche de la Figure 5.18). Les échanges entre zones sont alors réduits à la conduction via une conductivité de 0,6 W/(mK). L'échange entre 2 zones fluides toutes deux en contact avec la paroi est alors modélisé par une conductivité modifiée tenant compte de la conduction dans la paroi. L'apport d'énergie par conduction de la zone i vers la zone j séparée d'une distance L_{ij} par une frontière S_{ij} est en effet modélisé par l'équation (5-3) alors que l'énergie apportée par conduction entre deux zones fluide en contact avec la paroi se modélise par l'équation (5-4).

$$cond_{ij} = \frac{\lambda_{ij} S_{ij}}{L_{ij}} T_i \quad (5-34)$$

$$cond_{ij_paroi} = \frac{S_{ij} \left(\lambda_{ij} + \frac{\lambda_{paroi} S_{paroi}}{S_{ij}} \right)}{L_{ij}} T_i \quad (5-35)$$

Les déperditions supplémentaires dues aux piquages sont alors prises en compte via un coefficient de 0,05 W/K (*déterminé au chapitre 3*) au niveau des entrées/sorties dans le ballon ainsi qu'au niveau de la résistance (*droite de la Figure 5.18*).

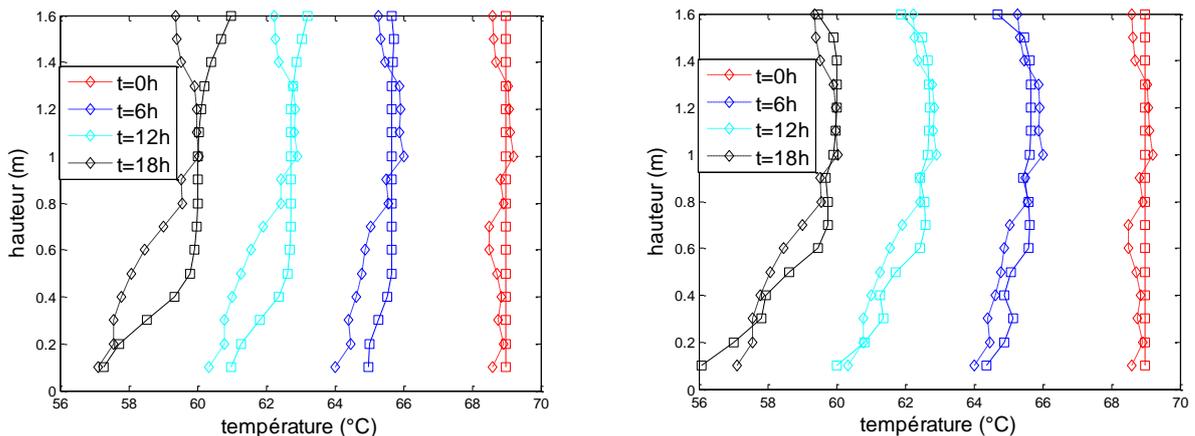


Figure 5.18 - Profils de température issus du modèle zonal (*carrés*) et de l'expérimental (*losanges*) pour différents instants avec une diminution des débits entre les zones (*à gauche*) ainsi que des déperditions supplémentaires sur les piquages (*à droite*)

La modélisation avec une couche subdivisée est alors essentielle pour ajouter les déperditions supplémentaires sur certaines zones. La gauche de la Figure 5.19 montre ainsi des profils trop marqués par l'ajout de ces déperditions ponctuelles pour une modélisation en couches non subdivisée. Il est en effet important que ces déperditions ponctuelles soient diffusées vers les autres zones du ballon.

Il faut cependant mentionner que le modèle zonal permet de prendre une isolation non uniforme. Ainsi, le choix d'une isolation variable selon la hauteur permet de se rapprocher de l'expérimental avec une modélisation en couches. La droite de la Figure 5.19 affiche alors une bonne prédiction du modèle zonal pour une isolation de 3 cm divisée en quatre partie selon la hauteur (*du haut vers le bas, des conductivités de 0,065 W/(m.K), 0,06 W/(m.K), 0,07 W/(m.K) et 0,08 W/(m.K) sont alors choisies*).

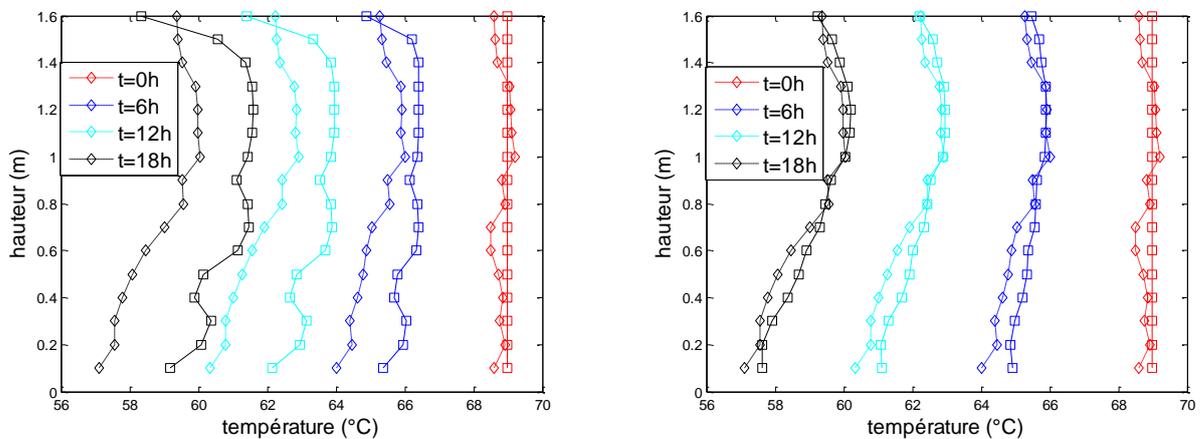


Figure 5.19 - Profils de température issus du modèle zonal (*carrés*) et de l'expérimental (*losanges*) pour différents instants dans le cas d'une modélisation à 16 couches avec des déperditions supplémentaires pour les piquages (*à gauche*) et avec une isolation non uniforme par des conductivités modifiées selon la hauteur (*à droite*)

En utilisant une discrétisation en couches, il est alors nécessaire de modéliser une isolation non uniforme du ballon afin de tenir compte des phénomènes de couches limites et de piquage. La modélisation d'une isolation non uniforme est de plus intéressante pour la conception de nouveaux produits. Il est en effet judicieux de mieux isoler le haut d'un ballon stratifié car le haut du ballon est plus chaud et donc plus assujéti aux pertes. De plus, la mise en place de l'isolation du ballon ATLANTIC testé se déroule en deux phase. La mousse polyuréthane est dans un premier temps injectée par un orifice au milieu du ballon et ensuite par le haut du ballon. Une isolation non-uniforme du ballon serait donc de mis en œuvre aisée.

4.2 BALLON INITIALEMENT STRATIFIE

Pour ce qui est d'un ballon initialement stratifié en relaxation, une modélisation avec les mêmes paramètres montre une tendance globale du modèle reflétant assez bien la situation expérimentale. Les différences peuvent cette fois s'expliquer par les imprécisions à caractériser l'état initial du ballon. Une modélisation du ballon avec 4 couronnes permet d'obtenir des résultats plus précis via une meilleure prédiction des phénomènes de recirculation.

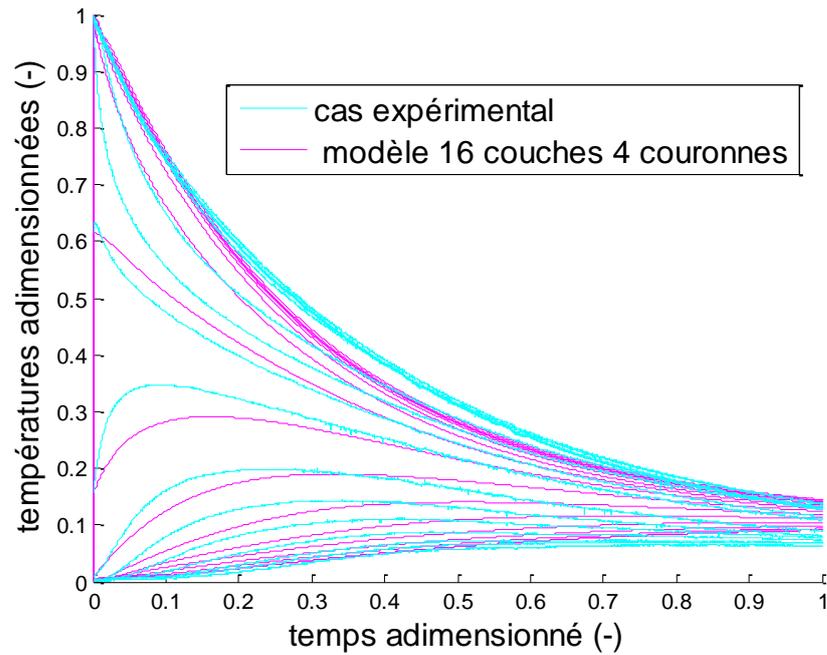


Figure 5.20 - Evolution des températures adimensionnées dans le cas d'un stand-by d'un ballon initialement stratifié

Pour la relaxation thermique, la prise en compte de la couche limite permet d'expliquer les phénomènes observés expérimentalement. Cependant, la mise en place du modèle de couche limite dans le modèle zonal ne répond pas parfaitement à ces phénomènes. Une caractérisation plus précise de cet écoulement est donc essentielle.

5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES DU MODELE

Le modèle zonal présente une approche novatrice pour la modélisation d'un ballon solaire. Ce chapitre permet de valider l'utilisation du modèle pour la description du ballon 300 L d'ATLANTIC testé expérimentalement pour la décharge, la charge et le stand-by. Il a cependant été mis en exergue des précautions d'utilisation du modèle pour se rapprocher des valeurs expérimentales. Ainsi, une bonne discrétisation du ballon solaire est un point essentiel pour éviter au maximum la diffusion numérique. Ceci entraînant un temps de calcul supplémentaire, il convient de trouver le compromis temps de calcul / précision selon la modélisation recherchée.

Selon la situation de charge, décharge ou de stand-by, des paramètres sont plus ou moins influents sur la précision des résultats. Ainsi, une modélisation précise du volume de ballon ainsi que du débit entrant est apparue déterminante sur la précision des résultats pendant la décharge du ballon. Alors que la prise en compte du jet semble influente mais pas quantifiable pour la décharge, la modélisation du panache est indispensable à la validation de la charge par échangeur et par appoint électrique. Pour le cas du stand-by, la discrétisation radiale est importante mais l'écoulement de couche limite prévu par le modèle ne donne pas satisfaction bien qu'il serait à même d'expliquer les phénomènes expérimentaux observés.

Le modèle zonal construit n'est donc pas parfait et ne permet pas d'être utilisé tel quel que ce soit pour la conception de ballons solaires ou pour la reproduction d'un ballon de l'offre technologique dans une simulation annuelle. Des optimisations sont en effet nécessaires pour une utilisation moins experte du modèle. Le découpage du pas de temps de simulation en pas de temps interne par le modèle zonal fait parti de ces optimisations.

Une optimisation du temps de calcul est de plus essentielle pour favoriser l'utilisation et la diffusion du modèle. Le temps de calcul actuel du modèle zonal est difficile à évaluer car à la fois dépendant du maillage et de la situation modélisée. La modélisation d'un stand-by sera ainsi plus rapide que la modélisation d'une décharge à maillage constant. De même, le temps de calcul dépendra du nombre de zones et du type de découpage du ballon (*couches, couronnes, portions*). La discrétisation en couches permettra alors d'obtenir des temps de calcul beaucoup moins grands qu'une discrétisation en couches subdivisées qui laissent intervenir le calcul des débits entre zones et l'appel à un solveur non linéaire pour satisfaire les bilans massiques.

Pour une simulation de 15 jours avec le modèle zonal à 50 couches soumis à une décharge constante de 150 L à 20 °C, le temps de calcul est de 142 s. La même simulation avec le type 60 de TRNSYS donne un temps de calcul de 20 s (simulations réalisées avec un core 2 Duo 2GHz et 2Go). Cependant, une première analyse du code a été faite et montre des voies d'optimisation intéressante. Ainsi, pour les bilans massiques sommant actuellement toutes les lignes d'une matrice, il est prévu de repérer les zones voisines et d'effectuer au maximum 6 additions. De même, la création et l'utilisation des matrices pouvant être de grande taille peuvent être optimisées en diminuant le nombre de boucles. Il est de plus prévu de faire appel à des algorithmes de résolution plus puissant pour gagner en temps de calcul.

Enfin, il est essentiel de convenir de simplifications pour éviter des calculs inutiles. Ainsi, pour un puisage en haut du ballon avec une entrée dans le bas du ballon, l'ensemble des débits seront ascendants. Il est alors intéressant dans ce cas de regrouper un ensemble de zones pour éviter de multiplier le calcul des bilans massiques. Ces zones pourront alors être dissociées au cours de la simulation en fonction de la situation rencontrée.

Des perspectives sont donc envisagées pour améliorer le modèle zonal. Il conviendra aussi d'accroître la fiabilité du modèle en comparant le modèle à des résultats expérimentaux d'autres types de ballons solaires. Ceci permettra à la fois de valider certaines hypothèses actuelles mais aussi de modifier le modèle pour mieux représenter l'offre technologique. En effet, de plus en plus de ballons solaires offrent des entrées à hauteurs variable. Le modèle actuel permet cette modélisation mais ne certifie pas sa validité. Il convient donc de continuer la validation du modèle afin de rendre le modèle compatible à une aide à la conception de ballons solaires plus performants.

Conclusion générale

Les ballons solaires permettent le stockage de l'énergie solaire dans des installations visant à répondre aux besoins thermiques du bâtiment (*ECS et chauffage*). Différentes technologies de ballons solaires tendent à se développer afin de favoriser la stratification ou d'en limiter sa dégradation. La stratification au sein d'un ballon solaire peut en effet augmenter considérablement les performances thermiques d'une installation solaire. L'approche par modélisation va permettre de caractériser l'impact de la stratification dans les ballons solaires sur les performances de l'installation et donc à terme de concevoir une nouvelle génération de ballons solaires plus performants. Les modèles existants ne permettent pas d'évaluer de façon satisfaisante cette influence. L'objectif initial de ce travail de recherche était le développement d'un modèle permettant une meilleure description de la stratification via la prise en compte des écoulements au sein du ballon. Ce modèle doit bien entendu couvrir l'offre technologique existante mais aussi permettre de concevoir de nouveaux systèmes plus performants. Des simulations CFD du ballon solaire ont d'abord été réalisées mais ne permettaient pas la prédiction de performances annuelles d'une installation avec un temps de calcul raisonnable.

Après une analyse comparée des modélisations existantes des ballons solaires, le choix s'est porté sur le développement d'un modèle zonal avec prise en compte de façon simplifiée des écoulements entre zones. Les hypothèses de base du modèle zonal ont été décrites afin d'établir les débits entre zones courantes du modèle. L'architecture numérique du modèle zonal fut alors présentée et la cohérence du modèle a été mise en avant dans les phénomènes qu'il prend en compte. Des différences de comportement entre ce modèle et les modèles à couches ont alors été expliquées par les débits entre zones d'une même couche. Ces débits semblaient refléter la physique des écoulements mais avaient besoin d'être adaptés dans certaines situations où l'hypothèse de faibles quantités de mouvement ne s'appliquait plus. Des précisions ont ainsi été apportées pour les écoulements dominants tels que le jet dans le cas du puisage. De même, la description de la charge et du stand-by du ballon ont nécessité la prise de précautions. La prise en compte du jet, du panache et des écoulements de couches limites ont permis la description de manière plus réaliste de ces écoulements. La modélisation précise de l'échangeur de chaleur solaire et des déperditions ont permis de compléter les besoins du modèle zonal. Les piquages du ballon,

agissant en ponts thermiques, ont nécessité une modélisation afin d'affiner la prise en compte de l'isolation. Enfin, les échangeurs internes au ballon se discrétisent automatiquement pour permettre l'adaptation au maillage du ballon. Des corrélations ont alors permis de déterminer la chaleur que cède chaque portion d'échangeur au ballon.

Cette approche novatrice de modélisation d'un ballon solaire a ensuite nécessité une étude expérimentale pour valider l'utilisation du modèle zonal. Un ballon de 300 L d'ATLANTIC a alors été testé expérimentalement pour la décharge, la charge et le stand-by. Un maximum de mesure de température (36 *thermocouples*) au sein du ballon a été réalisé tout en restant le moins intrusif possible. L'étude de la décharge du ballon a été menée pour différents débits et températures initiales. Il a été montré qu'une couche du ballon n'était pas à température uniforme lors du passage de la thermocline. Dans le cas du puisage, l'analyse exergétique a pu mettre en relief une augmentation de la dégradation de la stratification avec le débit de décharge. La création d'une couche limite descendante lors de la relaxation thermique a été mise en évidence via la modification du champ de température d'un ballon initialement uniforme. Cependant, ces débits n'ont pas été quantifiés. L'homogénéisation des températures via le panache de l'échangeur situé en partie basse du ballon a alors été vérifiée. Il a de plus été constaté l'élaboration d'une bonne stratification thermique via l'appoint électrique présent en milieu de ballon et son panache qui brasse uniquement le haut du ballon. Le bas du ballon se réchauffait alors dans ce cas par conduction et par des mouvements de recirculation. Ces essais expérimentaux ont en définitive aidé à la meilleure compréhension du comportement du ballon solaire et ont permis la validation du modèle zonal.

Cependant, il a été mis en exergue des précautions d'utilisation du modèle. Ainsi, une bonne discrétisation du ballon solaire fut un point clé pour éviter au maximum la diffusion numérique. Ceci entraînant un temps de calcul supplémentaire, il convient de trouver le compromis temps de calcul / précision selon la modélisation recherchée.

Selon la situation de charge, décharge ou de stand-by, des paramètres ont été jugés plus ou moins influents sur la précision des résultats. Ainsi, une modélisation précise du volume de ballon et du débit entrant est apparue déterminante sur la précision des résultats pendant la décharge du ballon. Alors que la prise en compte du jet semble influente mais pas quantifiable pour la décharge, la modélisation du panache a été indispensable à la validation de la charge par échangeur et par appoint électrique. Pour le cas du stand-by, la discrétisation radiale est importante mais l'écoulement de couche limite prévu par le modèle n'a pas donné entière satisfaction. Une meilleure caractérisation des écoulements pariétaux s'est avérée importante pour expliquer les phénomènes expérimentaux observés.

Le modèle zonal construit n'est donc pas parfait et ne permet pas d'être utilisé tel quel que ce soit pour la conception de ballons solaires ou pour la reproduction d'un ballon de l'offre

technologique dans une simulation annuelle. Des optimisations sont en effet nécessaires pour une utilisation moins experte du modèle. Le découpage du pas de temps de simulation en pas de temps interne par le modèle zonal fait parti de ces optimisations.

Une optimisation du temps de calcul est de plus essentielle pour favoriser l'utilisation et la diffusion du modèle. Le temps de calcul actuel du modèle zonal est difficile à évaluer car à la fois dépendant du maillage et de la situation modélisée. La modélisation d'un stand-by sera ainsi plus rapide que la modélisation d'une décharge à maillage constant. De même, le temps de calcul dépendra du nombre de zones et du type de découpage du ballon (*couches, couronnes, portions*). La discrétisation en couches permettra alors d'obtenir des temps de calcul beaucoup moins grands qu'une discrétisation en couches subdivisées qui fait intervenir le calcul des débits entre zones et fait appel à un solveur non linéaire pour satisfaire les bilans massiques.

Des perspectives sont donc envisagées pour améliorer le modèle zonal. Il conviendra aussi d'accroître la fiabilité du modèle en comparant le modèle à de nouveaux résultats expérimentaux provenant d'autres types de ballons solaires. Ceci permettra de conforter le choix de certaines hypothèses actuelles et d'augmenter l'intervalle de confiance du modèle sur certaines configurations non validées expérimentalement. En effet, de plus en plus de ballons solaires offrent des entrées à hauteurs variables et bien que le modèle zonal soit à même de prévoir cette configuration, il est primordial de tester expérimentalement ce type de ballon. Il convient donc de continuer la validation du modèle afin d'en faire un outil compétitif d'aide à la conception de ballons solaires plus performants.

Références Bibliographiques

- ABD82 Abdoly M.A., Rapp D. (1982) Theoretical and experimental studies of stratified thermocline storage of hot water, *Energy Conversion and Management* 22, p.275-285
- ABU92 Abu-Hamdani M.G., Zurigat Y.H., Ghajar A.J. (1992) An experimental study of stratified thermal storage under variable inlet temperature for different inlet designs, *International Journal Heat and Mass Transfer* 35, p.1927-1934
- ALM91 Al-Marafie A., Al-Kandari A., Ghaddar N. (1991) Diffuser design influence on the performance of solar thermal storage tanks, *International Journal of Energy Research* 15, p.525-534
- ALN93 Al-Najem N.M. (1993) Degradation of a stratified thermocline in a solar storage tank, *International Journal of Energy Research* 17, p.183-191
- ALT05 Altuntop et al. (2005) Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks, *Applied Thermal Engineering* 25, p.2285-2298
- AND07 Andersen E., Furbo S., Fan J. (2007) Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks, *Solar Energy* 81, p.1219-1226
- BAI82 Baines W.D., Martin W.W., Sinclair L.A. (1982) On the design of stratified thermal storage tanks, *ASHRAE Transactions* 88, p.426-439
- BEJ95 Bejan A. (1995) *Convection Heat Transfer*, Second edition, John Wiley & Sons, New York, USA, p.379-397
- BLA07a Blandin D. (2008) Literature study: Tank Inlets, Thermal storage in solar storage tanks (SOLNET workshop), Copenhagen
- BLA07b Blandin D. et al. (2007) A zonal approach for modelling stratified solar tanks In: *Proceedings, IBPSA Building Simulation 2007*, Beijing, China
- BOU93 Bouai H. (1993) Modélisation simplifiée d'écoulements de convection mixte interne: Application aux échanges thermo-aérauliques dans les locaux. Thèse de doctorat, Université de Poitiers.
- BUS06 Buscarlet C. et Caccavelli D. (2006) Suivi et évaluation du plan soleil: Chauffe-eau solaires individuels, DD/ENR-035 RS

- BRU74 Brumleve T.D. (1974). Sensible Heat Storage in Liquids, Sandia Labs Report, SLL-73-0263
- CAR93 Carlsson P. F. (1993) Heat storage for large low flow solar heating systems, ISES Solar World Congress 1993 in Budapest, Hungary
- CET05 Cetiner C. et al. (2005) Generating hot water by solar energy and application of neural network, Applied Thermal Engineering 25, p.1337-1348
- CHU75 Churchill S. W. and Chu H. S. (1975) Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, Int. J. Heat. Mass Transfer 18, p. 1323-1329
- CLO67 Close D.J. (1967). A design approach for solar processes, Solar Energy 11, p.112-122
- COL82 Cole R.L., Bellinger F.O. (1982) Thermally stratified tanks, ASHRAE Transactions 88, Part2(1), p. 1005-1017
- CSO92 Csordas G.F. et al. (1992), Plume entrainment effects in solar domestic hot water systems employing variable flow rate control strategies, Solar Energy 49, p.497-505
- DAV75 Davis E.S, Bartera R. (1975) Stratification in solar water heater storage tank, Proceedings of the workshop on Solar Energy Storage Subsystems for the Heating and Cooling of Buildings, Charlottesville, Virginia, p.38-42
- DAV94a Davidson J.H. et al. (1994) A coefficient to characterize mixing in solar water tanks, Journal of Solar Energy Engineering 116, p.94-99
- DAV94b Davidson J.H., Adams D.A. (1994) Fabric stratification manifolds for solar water-heating, Journal of Solar Energy Engineering 116, p.130-136
- DIN02 Dincer I., Rosen (2002) Thermal energy storage. Systems and applications. John Wiley & Sons. Chichester
- DUF80 Duffie J.A., Beckman W.A. (1980) Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley, New York.
- EN 12977-3 Thermal solar systems and components - Custom built systems - Part 3 : performance test methods for solar water heater stores. EN 12977-3 (2008-10-01). 57p

- FIS79 Fisher et al. (1979) *Mixing in Inland and Coastal Waters*, Academic Press, New York, chapter 9
- FLU95 *Fluent User's Guide*, Fluent Inc., USA, (1995).
- FUR05a Furbo S. et al. (2005) Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks, *Solar Energy* 79, p.431-439
- FUR05b Furbo S. (2005) *Heat Storage for Solar Heating Systems*, Educational Note BYG. DTU U-071, ISSN 1396-4046
- FUR89 Furbo S. (1989) Thermal bridges. EU Solar Storage Testing Group Final Report, Vol 2, Part B, 15, p.309-318
- FUR93 Furbo S. (1993) Optimum design of small DHW low flow solar heating systems. In: *Proceedings, ISES Solar World Congress*, Budapest, Hungary
- GAR79 Gari H.N., Loehrke R.I., Holzer J.C. (1979) Performance of an inlet manifold for a stratified storage tank, ASME Paper 79-HT-67, Joint ASME/AICHE 18th National Heat Transfer Conference, San Diego, California
- GHA91 Ghajar A.J., Zurigat Y.H. (1991) Numerical study of the effect of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage, *Numerical Heat Transfer-PartA* 19, p.65-83
- GRE94 Gretarsson S.P., Pedersen C.O, Strand R.K (1994) Development of a fundamentally based stratified thermal storage tank model for energy analysis calculations, *ASHRAE Transactions* 100, p.1213-1220
- HAD05 Hadorn J.-C. (2005) Thermal energy storage for solar and low energy buildings, State of the art by the IEA Solar Heating and Cooling Task 32, Jean-Christophe Hadorn (Ed.)
- HAH98 Hahne E., Chen Y. (1998) Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot-water stores, *Solar Energy* 64, p.9-18
- HAN78 Han S.M., Wu S.T. (1978). Computer simulation of a solar energy system with a viscous-entrainment liquid storage tank model, *Proceedings of the Third Southeastern Conference on Application of Solar Energy*, p.165-182
- HEG07 Hegazy A.A. (2007) Effect of inlet design on the performance of storage-type domestic electrical water heaters, *Applied Energy* 84, p.1338-1355

- HEN95 Hensen, J.L.M.(1995) Modelling coupled heat and airflow: ping-pong versus onions, Proceedings of 16th AIVC Conference, vol.1, pp. 253-262, USA.
- HES82 Hess C.F., Miller C.W. (1982) An experimental and numerical study on the effect of the wall in a cylindrical enclosure-I, Solar Energy 28, p.145-152
- HIR75 Hirt C.W et al. (1975) SOLA: A Numerical Solution Algorithm for Transient Fluid Flows, Report LA-5852, Los Alamos Scientific Laboratory, New Mexico
- HOL89 Hollands K.G.T., Lightstone M.F. (1989) A review of low-flow, stratified tank solar water heating systems, Solar energy 43, p.97-106
- INA91 Inard C., Molle N., Allard F. (1991) Etude du couplage thermique entre des corps de chauffe et un local. Revue générale de Thermique
- ISM97 Ismail K.A.R. et al. (1997) Models of liquid storage tanks, International Journal of Energy Research 22, p.805-815
- JAL82 Jaluria Y., Gupta S.K. (1982) Decay of thermal stratification in water body for solar energy storage, Solar energy 28, p.137-143
- JIM07 Jiménez E.J.M. (2007) Evaluation des pertes thermiques dans le ballon de stockage d'eau chaude dues aux piquages, INSA Lyon, Dép. Génie Civil et Urbanisme
- JOH05 Johannes K. et al. (2005) Comparison of solar water tank storage modelling solutions, Solar Energy 79, p.216-218
- KAL05 Kalogirou S. A. et al. (2005) Performance of solar systems employing collectors with colored absorber, Energy and Buildings 37, p.824-835
- KAL99 Kalogirou S. A. (1999) Long-term performance prediction of forced circulation solar domestic water heating systems using artificial neural networks, Applied energy 66, p.63-74
- KEN02 Kenjo L., Buscarlet C., Inard C. (2002) Etude du comportement thermique d'un chauffe-eau solaire à faible débit, FIER 2002, p.102-107
- KLE00 Klein, S.A., et al. (2000). « TRNSYS – Reference Manual ». Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. Madison, WI (USA).

- KLE93 Kleinback E.M., Beckman W.A., Klein S.A. (1993) Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy* 50, p.155-166
- KNU04 Knudsen S., Furbo S. (2004) Thermal stratification in vertical mantle heat-exchangers with application to solar domestic hot-water systems, *Applied Energy* 78, p.257-272
- LAV77 Lavan Z., Thompson J. (1977) Experimental study of thermally hot water storage tanks, *Solar Energy* 19, p.519-524
- LEB70 Lebrun J. (1970) Exigences physiologiques et modalités physiques de la climatisation par source statique concentrée. Thèse de doctorat, Université de Liège
- LIG89 Lightstone M.F, Raithby G.D., Hollands K.G.T. (1989) Numerical simulation of the charging of liquid storage tanks: Comparison with experiment, *Journal of Solar Energy Engineering* 11, p.225-231
- LIS82 List E.J. (1982) Turbulent jets and plumes, *Annual Review of Fluid Mechanics* 14, p.189-212
- LOG08 Logie W., Franck E., Luzzi A. (2008) Evaluation of Solar Thermal Storages with quantitative Flow visualisation, Swiss Federal Office of Energy SFOE
- MIL77 Miller C.W. (1977) Effect of conducting wall on a stratified fluid in a cylinder, AIAA Paper No. 77-792, AIAA 12th Thermophysics Conference, Aluberque, New Mexico
- MUR92 Murthy S.S., Nelson J.E.B., Rao T.L.S (1992) Effect of wall conductivity on thermal stratification, *Solar Energy* 49, p.273-277
- NAK88 Nakahara N., Sagara K., Tsujimoto M. (1988) Water thermal storage tank: Part 2- mixing model and storage model estimation for temperature stratified tanks, *ASHRAE Transactions* 94, Part 2, p.371-394
- NEL99 Nelson J.E.B., Balakrishnan A.R., Murthy S.S. (1999) Experiments on stratified chilled water tanks, *International Journal of Refrigeration* 22, p.216-234
- PAT80 Patankar S.V. (1980) Numerical Heat transfer and Fluid Flow. McGaw-Hill. ISBN 0-89116-522-3

- PLA05 Plantier C. (2005) Etude numérique et expérimentale d'un prototype de chauffe-eau solaire équipé d'un stockage à chaleur latente. Thèse de Doctorat, Université de Savoie
- PRE01 Press, W. et al. (2001) Numerical Recipes in Fortran 77, the Art of Scientific Computing (Volume 1 of Fortran Numerical Recipes), Second Edition, Cambridge University Press
- RED82 Reddy C. S. (1982) Numerical simulation of laminar natural convection in shallow inclined enclosures, Proc. 7th Int. Heat Transfer&Co Vol. 2, p.263-268
- RIE02 Riederer P. (2002) Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation. Doctorat Energétique, CENEERG- Centre d'Energétique, ENSMP p.189
- SAF94 Safi M.J., Loc T.P (1994) Development of thermal stratification in a two-dimensional cavity: a numerical study. Int. J. Heat Mass Transfer 37, p.2017-2024
- SCH84 Schläpfer B., Weleinger K. (1984) Waermeverluste von 6 wassererwaermern unterschiedlicher form und groesse. c/o E. Schweizer AG, Metallbau, 8908 Hedingen
- SHA03 Shah L.J., Furbo S. (2003) Entrance effects in solar storage tanks, Solar Energy 75, p.337-348
- SHA05 Shah L.J., Andersen E., Furbo S. (2005) Theoretical and experimental investigations of inlet stratifies for solar storage tanks, Applied Thermal Engineering 25, p.2086-2099
- SHA78 Sharp M.K. (1978) Thermal stratification in Liquid Sensible Heat Storage, MSc Thesis, Colorado State University, Fort Collins, Colorado
- SHA79 Sharp M.K., Loehrke R.I. (1979) Stratified thermal storage in residential solar energy applications, Energy 3, p.106-113
- SHA80 Sha W.T. et al. (1980) COMMIX-SA-1: A three-Dimensional Thermodynamic Computer Program for Solar Applications, Argonne National Laboratory Report, ANL-80-8

- SHA99 Shah L.J. (1999) Investigation and modelling of thermal conditions in low flow SDHW systems, Report R-034, ISSN 1396-4011, Department Buildings and Energy, Technical University of Denmark
- SHI04 Shin et al. (2004) Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system, Applied Thermal Engineering 24, p.17-27
- SUT03 Suter J.-M.(2003) Heat losses from heat storage tanks: Up to 5 times higher than calculated!, Suter Consulting, P.O. Box 130, CH-3000 Bern 16, Switzerland
- VAN79 Van Koppen C.W.J., Thomas J.P.S., Veltamp W.B. (1979) The actual benefits of thermally stratified storage in small and medium size solar system, Proceedings of ISES Biennial Meeting, Atlanta, GA, Pergamon Press, New York, vol.2, p.576-580
- VAN99 Van Berkel J., Rindt C.C.M., Van Steenhoven (1999) Modelling of two-layer stratified stores, Solar energy 67, p.65-78
- WHI86 White F.M. (1986) Fluid Mechanics, 2nd Edition, McGraw-Hill, 732p
- WIR74 Wirtz R.A., Chiu C.M. (1974) Laminar thermal plume rise in a thermally stratified environment, International Journal of Heat and Mass Transfer 17, p.323-329
- WUE85 Wuestling M.D., Klein S.A., Duffie J.A. (1985) Promising control alternatives for solar water heating systems, Journal of Solar Energy Engineering 107, p.215-221
- YEE01 Yee C.K., Lai F.C. (2001) Effects of a porous manifold on thermal stratification in a liquid storage tank, Solar Energy 71, p.241-254
- YOO93 Yoo H., Pak E.-T. (1993) Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks, Solar Energy 51, p.513-519
- ZUR88 Zurigat Y.H., Ghajar A.J., Moretti P.M. (1988) Stratified thermal Storage Tank Inlet Mixing Characterization, Applied Energy 30, p.99-111
- ZUR91 Zurigat Y.H., Liche P.R., Ghajar A.J. (1991) Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage, International Journal of Heat and Mass Transfer 34, p.115-125

Annexe 1 : les problèmes de légionellose dans les installations d'ECS

La légionellose est un problème récurrent dans les installations collectives d'eau chaude sanitaire et devient par conséquent une contrainte lors de la mise en fonctionnement d'une installation solaire. Cette annexe présente l'origine de ce problème et les traitements préventifs de cette bactérie.

1 ORIGINE

1.1 LA LEGIONELLOSE OU MALADIE DU LEGIONNAIRE

Durant les mois de juillet et août 1976, 221 congressistes de l'American Légion furent atteints de cette maladie à l'hôtel Bellevue-Stratford à Philadelphie. En 1974, dans le même hôtel, des membres d'une convention avaient déjà frappés, entraînant le décès de plusieurs personnes. En 1968, une forme bénigne de la maladie (*2 à 5 jours*) avaient été observée pour la première fois à Pontiac (*Michigan*) d'où son autre nom parfois utilisé de fièvre de Pontiac.

1.2 MODE DE CONTAMINATION

La maladie se transmet par l'eau et plus précisément par l'inhalation de micro gouttelettes d'eau (*de l'ordre de 5 μ m*) pouvant se retrouver dans des boues, des sources chaudes, bassins stagnants... La croissance de la bactérie est favorisée entre 25 °C et 43 °C, lorsque l'eau stagne et en présence de dépôts de tartre, de résidus métalliques comme le fer et le zinc, de certains matériaux tels que le caoutchouc, le chlorure de polyvinyle ou le silicone et d'autres micro-organismes des milieux aquatiques, comme les cyanobactéries ou les amibes libres.

Depuis sa découverte en 1977, plusieurs milliers de cas de légionellose ont été observés dans le monde. Aux Etats-Unis, 20 000 cas avérés sont recensés par an. En France, 374 cas ont été déclarés en 1998, soit 80 % de plus que l'année précédente. Cette forte ascension s'est maintenue pour atteindre 1 500 cas en 2005 et finalement stagner jusqu'à 2007 (*cf Figure A1.1*). Cette augmentation significative doit être néanmoins relativisée compte tenu de l'amélioration des connaissances de la maladie, des techniques d'analyse et de surveillance.

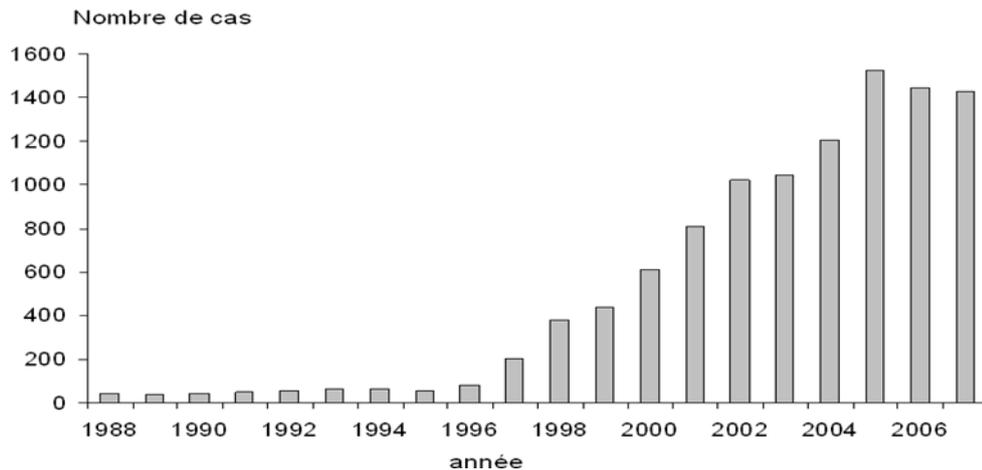


Figure A1.1 - Évolution du nombre de cas de légionellose survenus en France, 1988 – 2007

2 ANALYSE ET TRAITEMENTS DES INSTALLATIONS D'ECS

L'analyse des cas recensés de pollution montre qu'il s'agit en général :

- D'installations arrêtées (*partiellement ou totalement*) pendant une période de plusieurs jours.
- D'installations avec de longs bras morts non bouclés ou bouclés avec une vitesse de circulation d'eau trop faible ($< 0,2 \text{ m/s}$).
- D'installations réalisées avec des matériaux corrodables (*acier galvanisé*).
- D'installations où l'eau est distribuée à basse température ($< 45 \text{ °C}$).

Les nids de pollution constatés sont principalement les points bas du réseau où peuvent s'accumuler des dépôts et de l'eau tiède mais surtout les pommes de douches, les douchettes, les brises jets placés sur les robinets de lavabo.

La Figure A1.2 montre un développement maximum de la bactérie entre 35 °C et 42 °C alors qu'une température de 60 °C détruit la légionelle. Un ballon stratifié où la température de puisage supérieure à 60 °C est mitigée avec de l'eau froide semble donc plus approprié qu'un ballon tiède à 50 °C . Cependant, l'eau froide du réseau peut être contaminée : la mise en place d'une microfiltration de $0,01 \text{ }\mu\text{m}$ à l'entrée du réseau d'eau froide et éventuellement la pasteurisation de l'eau froide sont donc des solutions efficaces dans les régions à risque.

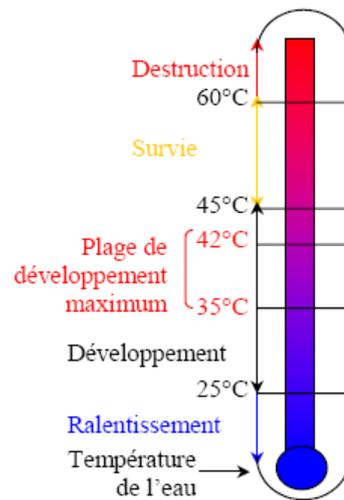


Figure A1.2 - Conditions de vie et de développement de la légionelle

La désinfection des réseaux sanitaires peut se traiter thermiquement ou chimiquement.

- Traitements thermiques

- Le choc thermique consiste à maintenir pendant une durée déterminée une température d'eau dans les réseaux suffisamment élevée pour tuer la totalité des bactéries. Vers des températures avoisinant les 50 °C, une destruction survient en quelques heures. Vers 60 °C, le temps de destruction devient très court, de l'ordre de la minute. Les durées nécessaires pour diviser par 10 la concentration de légionelles sont respectivement de l'ordre de 20 min à 55 °C, 6 min à 57,5 °C et de 2 min à 60 °C. Le traitement thermique dit "curatif" consiste à faire circuler de l'eau à une température de 70 °C environ pendant 30 min et doit être suivi d'un rinçage soigneux de l'installation.

- Traitements chimiques

- Utilisation de chlore sous forme de Javel : 50 mg/L de Chlore libre est utilisé en "surchloration" sur l'ensemble du réseau et des points de puisages avec un temps de contact de 30 min.
- Utilisation de Peroxyde Hydrogène (*eau oxygénée*).
- Utilisation du Biogul E100 (*Péroxyde Hydrogène + Argent*).
- Utilisation du Permanganate de Potassium.

- Traitements alternatifs

- Traitement par UV.

Les avantages et inconvénients des différents traitements sont proposés dans la thèse de Johannes (JOH05).

Annexe 2 : description du code de calcul

Cette annexe présente le programme permettant de calculer la température des N zones du ballon indépendamment de TRNSYS. La présentation précise du programme s'oriente en deux parties où une première partie présente la préparation des différentes matrices et l'initialisation de la simulation et une seconde partie s'attache au calcul dynamique. Ces différentes parties font appel à des procédures qui seront décrites dans la présente annexe.

1 PARTIE MAILLAGE

Étant donné que le maillage et le nombre de zones en particulier sont choisis par l'utilisateur en début de simulation, il a été choisi d'utiliser l'allocation de mémoire pour construire des matrices à N dimensions. Il a alors été nécessaire de construire un module "variables partagées" appelé au tout début du programme. Au sein de ce module, les différentes variables utilisées sont définies en tant qu'entier ou réel. Les matrices sont alors définies sans en préciser leurs dimensions.

Commence alors le programme principal qui appelle ce module dans un premier temps. Des données sont ensuite lues à partir d'un fichier texte afin de définir la discrétisation du domaine d'étude. Certaines de ces données permettent de calculer le nombre de zones du ballon et le nombre de frontières. Ceci permet alors d'alimenter la procédure "allocation et initialisation".

La procédure "allocation et initialisation" débute par l'utilisation du module "variables partagées" (*use VariablesPartagees*). Les différentes matrices sont dimensionnées (*Allocate(A(N,N))*). Les différentes matrices sont alors initialisées à zéro (*A(1 : N, 1 : N) = 0*).

Suivent une série de procédures qui permettent de discrétiser le ballon et de préparer les calculs afin de ne pas les réitérer lors du calcul dynamique :

Ratio_maille

Par défaut, le ballon est découpé en N_k couches d'égales hauteurs, découpées identiquement dans la direction radiale et angulaire. Cependant, il est possible de choisir des couches de plus en plus grandes selon la hauteur pour un ratio $\alpha_{fak} > 1$ ou de plus en plus petites selon la hauteur avec un ratio $\alpha_{fak} < 1$. De même, les ratios α_{far} et α_{fat} permettent d'imposer un ratio dans la direction radiale et angulaire.

Num_zone_frontiere

Cette procédure a pour but de numéroter les différentes zones du ballon ainsi que les différentes frontières séparant ces zones. En partant au centre du bas du ballon, la première zone est définie arbitrairement comme se situant à 0° . Les zones suivantes sont définies comme celle s'éloignant du centre du ballon pour atteindre le rayon du ballon. Les N_r premières zones sont définies. Il est alors choisi de continuer la numérotation à partir du découpage angulaire suivant afin de définir les zones $N_r + 1$ jusqu'à $2 N_r$. La numérotation de toutes les zones du bas du ballon permet alors de définir $N_r \cdot N_s$ zones. La numérotation des zones suivantes commence toujours au centre du ballon à l'angle 0° et suit le même processus. $N_r \cdot N_s \cdot N_k$ zones sont alors définies.

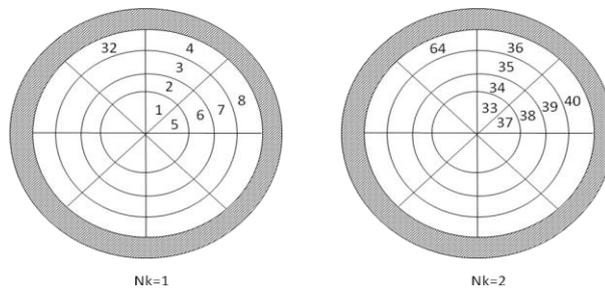


Figure A2.1 - Numérotation des 64 zones d'un ballon avec $N_r = 4$, $N_s = 8$ et $N_k = 2$

La numérotation des frontières commence par la frontière entre la zone 1 et la zone 2. La frontière N_r est alors la frontière entre la zone N_r et l'extérieur du ballon. La numérotation des $N_r \cdot N_s$ premières frontières suit ce même processus. Les $N_r \cdot N_s \cdot N_k$ premières frontières sont donc des frontières radiales. Les $N_r \cdot N_s \cdot N_k$ frontières suivantes sont des frontières angulaires avec la frontière $N_r \cdot N_s \cdot N_k + 1$ la frontière séparant la zone 1 de la zone $N_r + 1$. Enfin, les dernières frontières à numéroter sont les frontières séparant deux zones de hauteurs différentes. La numérotation de ce type de frontière commence par la frontière entre la zone 1 et l'extérieur bas du ballon. Les frontières $2 \cdot N_r \cdot N_s \cdot N_k + 1$ jusqu'à $2 \cdot N_r \cdot N_s \cdot N_k + N_r \cdot N_s$ séparent donc les $N_r \cdot N_s$ premières zones de l'extérieur du ballon. Le bas de chaque zone permet alors de composer $3 \cdot N_r \cdot N_s \cdot N_k$ frontières. Les frontières entre les zones du haut du ballon et l'extérieur permettent de comptabiliser un total de $N_r \cdot N_s \cdot 3 \cdot N_k + 1$ frontières.

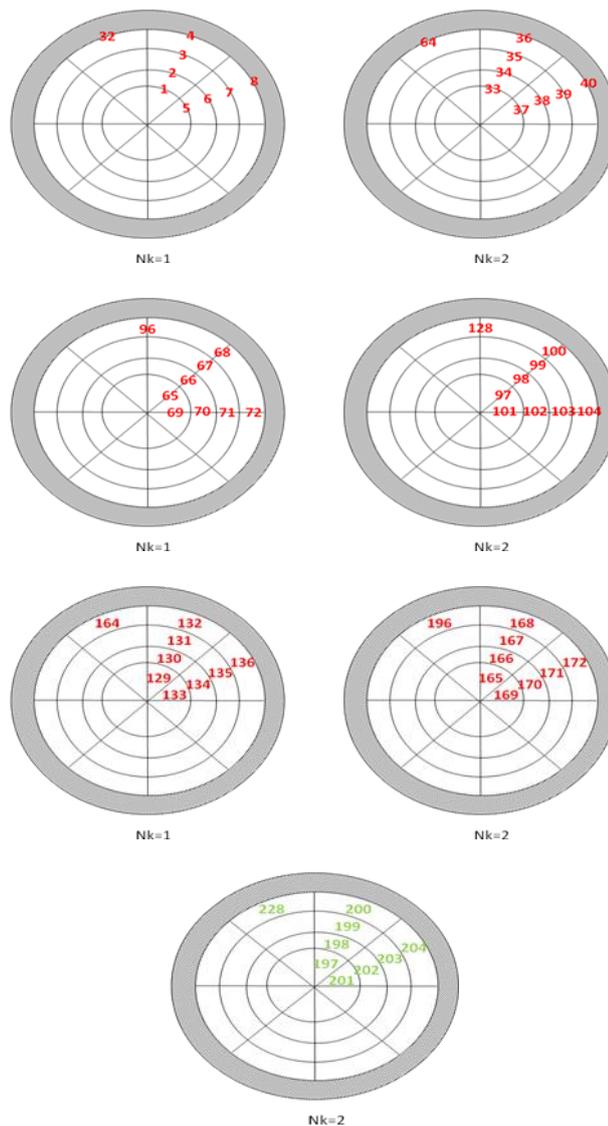


Figure A2.2 - Numérotation des frontières radiales (*en haut*), angulaires, horizontales vers le bas en rouge et horizontales vers le haut en vert (*en bas*)

Caract_frontieres

Afin de faciliter certains calculs dans la partie dynamique, il est utile de caractériser le type de frontières. Une frontière est alors définie par les deux zones qu'elle délimite et par sa nature :

- 11 : direction radiale eau/eau
- 12 : direction angulaire eau/eau
- 13 : direction k eau/eau
- 21 : direction radiale eau/paroi
- 24 : dessous eau/paroi
- 25 : dessus du ballon eau/paroi

Caract_geo

Les zones sont caractérisées par leur coordonnées (N_r , N_s , N_k), une hauteur de zone, les rayons extérieurs et intérieurs ainsi que l'angle maximum et minimum d'une zone. Enfin, le centre de la zone est défini par une hauteur, un angle et un rayon.

Create_S_D_V_H

Cette procédure permet de calculer la surface des différentes frontières. Elle détermine de plus la distance entre le centre de deux zones adjacentes et enfin le volume de chaque zone.

Mat_contact

Cette procédure crée la matrice de contact de dimension $N \times N$ qui pour une ligne i correspondant à la zone i présente au maximum 6 valeurs unitaires aux $j^{\text{ème}}$ colonnes des zones adjacentes.

Mat_voisin

Cette procédure est une évolution du code permettant de déterminer les 6 voisins au maximum d'une zone. Une matrice $6 \times N$ est alors construite afin d'éviter l'utilisation de la matrice de contact $N \times N$ constituée d'énormément de zéro.

B1B2B3

Cette procédure construit les vecteurs B1, B2 et B3 de dimension N qui caractérise les surfaces en contact avec l'extérieur du ballon (*respectivement latéral, dessous, dessus*).

Donnees_echangeur

En fonction des données géométriques de l'échangeur, ce dernier est découpé pour s'intégrer au maillage. Les portions d'échangeur ainsi construites sont caractérisées par leurs longueurs, leurs volumes, leurs surfaces intérieures et extérieures. Ces portions sont de plus décrites par leur hauteur d'entrée et de sortie dans une zone du ballon.

Geometric_resistance_parameter

En fonction des données géométriques fournies sur la résistance électrique, cette dernière est découpée. Les zones du ballon la traversant sont alors répertoriées.

Determination_Nin_Nout

Les entrées et les sorties du ballon sont caractérisées par une hauteur, un rayon et un angle. Cette procédure référence automatiquement les zones correspondant aux différentes entrées/sorties.

Initialisation_temperature_pression

Afin de compléter la préparation du calcul dynamique, il est important d'initialiser la température. Les pressions $P_{i,stat}$ à la base de chaque zone sont alors initialisées par une loi hydrostatique.

$$P_{i,stat} = P_{i,stat(couche-1)} - \rho_{i(couche-1)} \cdot g \cdot h_{i(couche-1)}$$

Recalcul_volumes_zones

Le volume du ballon est automatiquement calculé en fonction de la hauteur et du rayon du ballon. Il est optionnellement possible de définir la hauteur des fonds bombés aux extrémités du ballon. Cependant, pour se rapprocher d'une valeur expérimentale connue du volume du ballon, cette procédure propose de recalculer tout les volumes de zones en fonction de cette valeur réelle.

2 PARTIE SOLVEUR

La partie solveur du programme qui est ici décrite sans son intégration dans TRNSYS consiste en une boucle sur le temps (*le nombre d'itérations temporelles est calculé au préalable*). Au sein d'un pas de temps, un ensemble de procédure est appelé afin de résoudre les bilans massiques et les bilans thermiques.

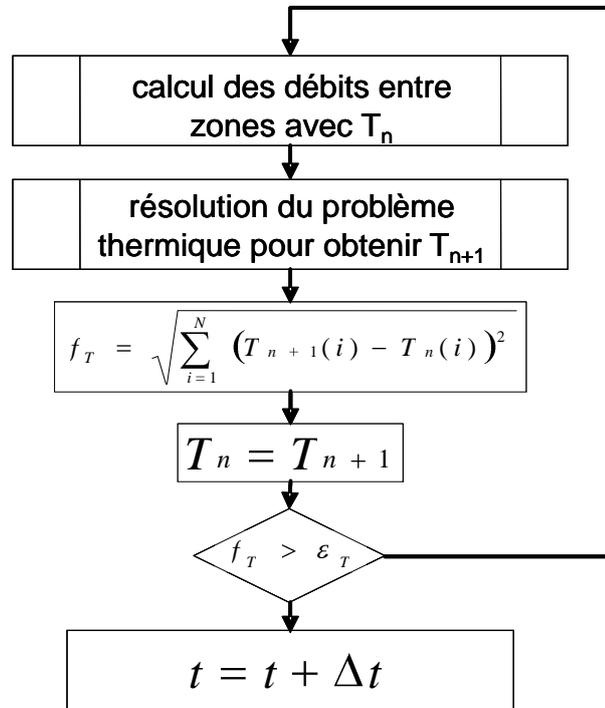


Figure A2.3 - Algorithme de la méthode de résolution

injection_puisage_differeents_niveau

Avant d'entrer dans les critères de convergence au sein d'un pas de temps, les valeurs d'entrée du débit et de la température sont lues. La procédure "injection_puisage_differeents_niveau" permet ensuite de choisir différents niveaux d'injection et de puisage dans le ballon.

pressions_statiques

La Figure A2 montre qu'il est ensuite nécessaire d'utiliser un critère de convergence au sein d'un pas de temps. Ce critère est donc initialisé à chaque pas de temps ($f_T = 10$). Tant que le critère de convergence n'est pas respecté au sein d'un pas de temps, les pressions statiques de chaque zone sont initialisées dans un premier temps en fonction de la de la température T_n obtenue lors de la dernière itération (T_n est la température du pas de temps précédent lors de la première itération dans un pas de temps et devient la température obtenue au cours de l'itération précédente du même pas de temps).

jet

Dans le cas d'une injection directe dans le ballon, la procédure "jet" est appelée: cette procédure consiste à calculer en fonction de la direction du jet (*90 ou 180°*), les débits des zones de jet et les débits d'entraînement des zones adjacentes aux zones de jet. Les surfaces de jet traversant les zones de jet sont dans un premier temps calculées en fonction de la distance par rapport à l'origine virtuelle du jet. Les débits de jet traversant une frontière sont alors calculés par la relation de Bejan et rapportés au prorata de la surface imposée par le maillage. En fonction de la différence entre le débit de jet entrant et sortant d'une zone, des débits d'entraînement entrent ou sortent au sein de la zone. Ces débits d'entraînement sont estimés au prorata de la surface de leurs frontières.

Échangeur

Cette procédure calcule la température de sortie de chaque portion d'échangeur en fonction de la température d'entrée dans la portion, de la température de la zone du ballon comprenant la portion d'échangeur et du sens de l'écoulement (*ascendant ou descendant*). Le calcul du coefficient d'échange convectif interne et externe à une portion d'échangeur permet de caractériser le transfert thermique UA d'une portion d'échangeur vers une zone du ballon. La procédure calcule alors toutes les températures de sorties des portions d'échangeur et enfin la température de sortie d'échangeur et le coefficient de transfert thermique UA global de l'échangeur.

calcul_debit_panache_echangeur

Cette procédure permet de déterminer les zones traversées par le panache issu de l'échangeur. Les débits de panaches sont alors calculés en fonction de la hauteur des frontières considérées par rapport à l'origine virtuelle du panache. Les débits d'entraînement sont alors déterminés de manière analogue au cas du jet.

calculs_valeurs_pour_funcv

Une procédure "funcv" est utilisée plus tard dans le programme. Au sein d'une itération dans un pas de temps, la procédure "funcv" est appelée un grand nombre de fois. Afin de limiter les calculs redondants de variables ne changeant qu'avec la température d'une zone du ballon par exemple, la procédure "calculs_valeurs_pour_funcv" propose le calcul de la chaleur massique d'une zone, la pression au milieu d'une zone en fonction de la pression statique à la base d'une zone, le calcul de la densité entre 2 zones de températures différentes...

deperditions_ballon

En fonction des caractéristiques géométriques de l'isolant et de sa nature, les pertes latérales, supérieures et inférieures du ballon sont estimées. Des coefficients permettent d'ajouter des déperditions linéiques sur les points de piquage du ballon jouant le rôle de véritables ponts thermiques.

creationB

La procédure crée la matrice B correspondant aux sollicitations externes au ballon. Ainsi, la matrice B incorpore l'énergie apportée par chaque échangeur à chacune des zones du ballon, l'énergie apportée par l'injection d'eau dans le ballon lors des puisages mais aussi apportée par l'ambiance au ballon.

calcul_apport_resistance

Cette procédure calcule en fonction de la puissance de l'élément chauffant, l'énergie délivrée à chaque zone du ballon le comprenant. Les zones de panache sont de plus identifiées et les débits de panache associé sont estimés. La régulation de la résistance est de plus associée à la procédure afin de mettre en fonctionnement ou non l'élément chauffant.

newt(X,n,check)

Cette procédure est issue des "Numerical recipes" qui permet de mettre en œuvre facilement la méthode de Newton dans la résolution des bilans massiques sur chaque zone. La méthode est préférée à celle de Broyden car convergeant plus facilement dans notre cas. Cette procédure appelle la procédure "funcv" un nombre considérable de fois afin de proposer in fine le champ de pression relatif à un champ de température donné.

Funcv(n,x,f)

La procédure "funcv" présente les n bilans massiques f sous forme de la somme au maximum de 6 débits. Les débits sont exprimés sous forme d'un différentiel de pression. La méthode se base alors sur une modification des N pressions d'une valeur $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ pour équilibrer les N équations bilans. Il est de plus fixé x_1 afin de fermer le problème et de ne calculer uniquement $N-1$ inconnues et ainsi calculer l'ensemble des débits. Pour les écoulements dominants, certains débits sont au préalable calculés : il n'est ainsi pas nécessaire de recalculer les débits considérés qui servent de condition limite au problème. En sortie, la procédure fournit une matrice $N \times 6$ composée d'au maximum 6 débits sortant d'une zone i .

matrice_deb_N_N_

La procédure "matrice_deb_N_N_" permet de former la matrice $N \times N$ des débits préalablement calculés sous une forme $N \times 6$. Cette matrice est construite de façon à ne considérer que des valeurs positives des débits sortant d'une zone. Pour une valeur négative de la matrice $N \times 6$, la valeur positive sera donc imposée pour son symétrique. Il en sort la matrice deb de dimension $N \times N$.

debits_conduction_inter_zones

Cette procédure calcule des débits de conduction fictifs afin de prendre en compte la conductivité de l'eau entre 2 zones. Il en sort la matrice deb_diffu de dimension $N \times N$.

creationA

La procédure "creationA" crée la matrice A intervenant dans la résolution du problème

$$\text{thermique } M_i \cdot C_{pi} \cdot \frac{T_i^{t+\Delta t} - T_i^t}{\Delta t} = A \cdot T_i^{t+\Delta t} + B.$$

La matrice A se construit alors par ligne i représentant une zone i par :

- un terme diagonal négatif représentant la somme de tous les débits enthalpiques sortant de la zone i avec B11 (W/K) la matrice formée par les déperditions ($B1 + B2 + B3$).

$$A_{ii} = -\sum deb \cdot C_{p(i)} - \sum deb_diffu - B11(i)$$

- des termes A_{ij} positifs représentant ce qui rentre dans la zone i (*apportés par les zones j*).

$$A_{ij} = deb_{ji} \cdot C_{p(j)} + deb_diffu_{ji}$$

creationC

Pour la résolution numérique, $T_i^{t+\Delta t}$ est exprimé en fonction de T_i^t . Il est ainsi utile de

$$\text{former une matrice C telle que } [C] = A \cdot \frac{\Delta t}{M \cdot C_p}.$$

ludcmp et lubksb

La matrice C ainsi formée est ensuite décomposé par la méthode LU pour ensuite résoudre le système linéaire $C \cdot T_{n1} = B$

calcul_fT

Enfin, le champ de température calculé $T_{n,i}$ est comparé à celui de l'itération précédente T_n afin de calculer f_T .

Si ce critère n'est pas suffisamment faible, les procédures de "pressions_statiques" jusqu'à celle du "calcul_fT" sont réitérées jusqu'à la convergence au sein d'un pas de temps. Pour éviter que le calcul dynamique reste bloqué car ne convergeant pas, il est fixé un nombre maximum d'itérations au sein d'un pas de temps.

Annexe 3 : la précision de la mesure en vue de la validation expérimentale

1 PRÉCISION DE LA MESURE

1.1 PRÉCISION DES THERMOCOUPLES

Il est important de valider le dispositif expérimental en vérifiant dans un premier temps l'ensemble des températures mesurées par les 40 thermocouples de type T. Pour ce faire, le bain thermostaté Fluke7320 sert de température de référence. Les 40 thermocouples sont immergés dans le bain pour des températures de 10, 30, 50, 70 et 90 °C. Cette montée en température du bain est suivi d'une descente en température (90, 70, 50, 30 et 10 °C) afin d'éventuellement déceler un fonctionnement en hystérésis.

La Figure A3.1 représente la température des thermocouples en fonction de la température du bain sur la plage [10 ; 90] à gauche et sur la plage plus restreinte à droite. Il est alors mis en évidence une différence de mesure entre les différents thermocouples.

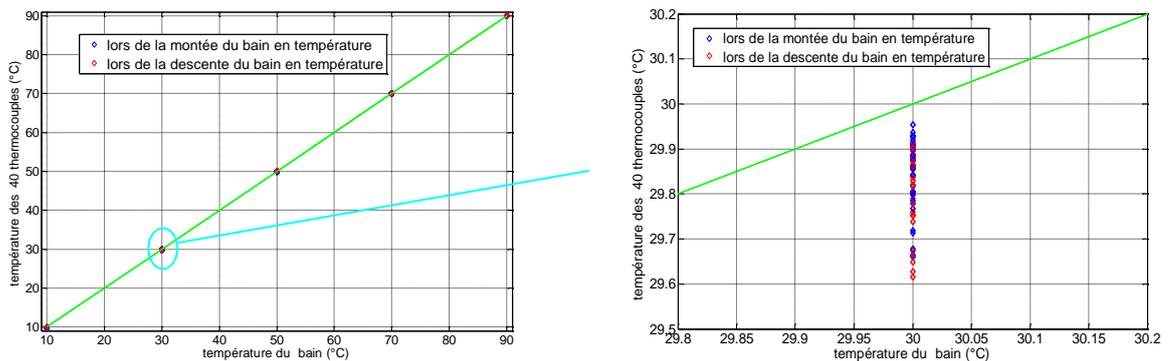


Figure A3.1 - Températures des thermocouples en fonction de la température du bain

La Figure A3.2 met alors en exergue l'écart entre la température du bain et la température des 40 thermocouples. Cet écart varie de - 0,15 à 0,4 selon les thermocouples et la température de référence du bain. Pour une même situation de référence, l'écart de température entre deux thermocouples peut aller jusqu'à 0,3 °C.

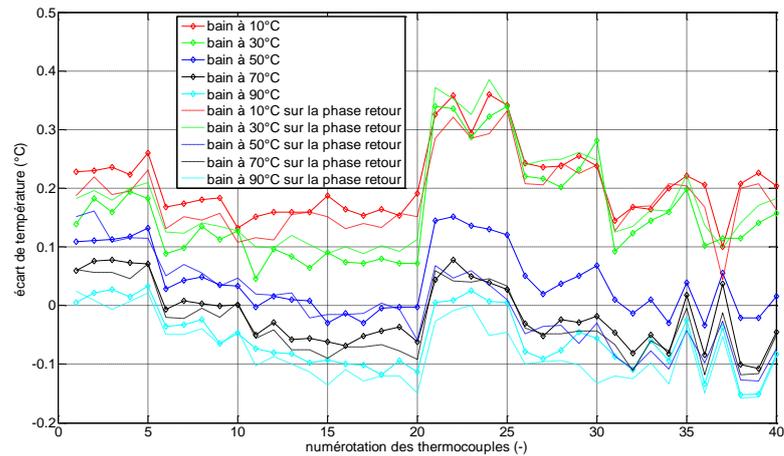


Figure A3.2 - Écarts entre la température du bain et la température des 40 thermocouples

1.2 PRECISION DU DEBITMETRE

Le débitmètre utilisé est le Krohne IFC 020 D. Ce débitmètre électromagnétique a une précision de +/- 1 %.

1.3 PRECISION SUR L'EMPLACEMENT DES THERMOCOUPLES

Lors de la mise en place du dispositif expérimental, les thermocouples ont été placés sur une tige en Téflon à intervalle de 10 cm grâce à des rislans. Une fois les thermocouples fixés à la canne, cette canne a été manipulée pour être insérée dans le ballon. Des imprécisions existent sur l'enfoncement du tuteur dans un orifice du ballon. L'emplacement d'un thermocouple peut alors être estimé via une distance $d_{exp} \pm \Delta d_{imp}$ avec une imprécision de 3 cm.

2 ORDRE DE GRANDEUR DE L'INCERTITUDE MAXIMUM SUR UNE MESURE

Pour estimer le degré de confiance d'un modèle, une comparaison est faite entre la température expérimentale et la température issue du modèle. Les imprécisions sur la mesure par thermocouple interfèrent sur cette comparaison. De même, une imprécision sur la connaissance de l'emplacement d'un thermocouple peuvent mener à des différences de températures notables entre le modèle et l'expérimental. Les imprécisions sur le débitmètre sont du même type : ce sont des imprécisions sur les données d'entrée qui alimentent le modèle. Il est alors intéressant d'estimer l'incertitude des températures issues du modèle en fonction :

- Des imprécisions sur l'emplacement du thermocouple par rapport à un nœud du modèle. Un emplacement est alors caractérisé par une distance $d_{exp} \pm \Delta d_{imp}$

- Des imprécisions sur le débit $\dot{m}_{\text{exp}} \pm \Delta \dot{m}_{\text{imp}}$.

Ainsi, pour une situation donnée (décharge d'un ballon initialement à 60 °C avec un débit de 600 kg/hr entrant à 20 °C), une variation de 1 % de la valeur du débit engendre une fluctuation de la température de sortie du modèle.

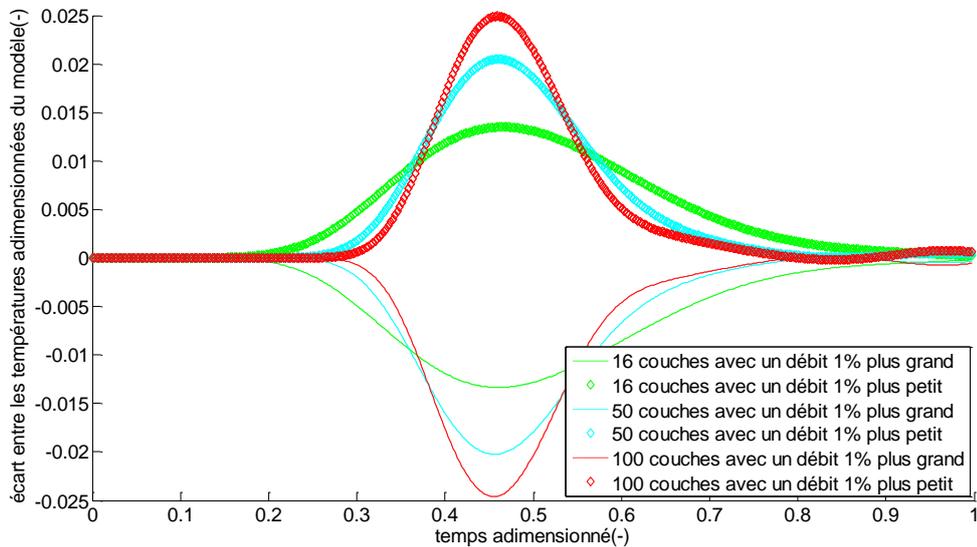


Figure A3.3 - Évolution de l'écart entre les températures adimensionnées de sortie du modèle dans le cas d'une variation de 1 % du débit entrant

En fonction du nombre de couches utilisées, l'incertitude maximale causée par l'imprécision des débits mesurés sur la température de sortie du modèle évolue en fonction du nombre de couches (1,35 % pour 16 couches, 2 % pour 50 couches et 2,5 % pour 100 couches).

De même une imprécision de quelques centimètres selon la hauteur dans cette même situation influe sur la température du modèle zonal. Une variation de 2 % de la hauteur totale du ballon engendre une température de sortie pouvant différer de 4 %.

Pour cette décharge, les incertitudes sur les entrées du modèle engendrent une fluctuation maximum des résultats pouvant atteindre 6,5 %.