

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

***MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE***

***UNIVERSITE CONSTANTINE 1  
FACULTE DES SCIENCES EXACTES  
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE***

**N° d'ordre: 144/Mag/2014**

**Série: 13 / phy / 2014**

***MEMOIRE***

***Présenté pour obtenir le Diplôme de Magistère en Physique***

**Spécialité: Energétique**

**Option : Photo thermique**

***THEME***

**Modélisation d'un ballon de stockage thermique**

***PAR***

***BOUCHETIBA HAMZA***

***Soutenu le : 28/12/2014***

***Devant le jury :***

<b>Président :</b>	<b>N.BELLEL</b>	<b>Prof.</b>	<b>Université Constantine 1</b>
<b>Rapporteur :</b>	<b>A.CHAKER</b>	<b>Prof.</b>	<b>Université Constantine 1</b>
<b>Examineurs:</b>	<b>M.DJEZZAR</b>	<b>Prof.</b>	<b>Université Constantine 1</b>
	<b>A. ZAATRI</b>	<b>Prof.</b>	<b>Université Constantine 1</b>

## Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu qui m'a donné la force et le courage d'arriver à réaliser ce présent travail.

Ce travail a été mené au laboratoire Physique Energétique de l'Université frères Mentouri Constantine, sous la direction de Madame "AblaChaker", Professeur au département de Physique, que Je voudrais tout particulièrement remercier d'avoir accepté de suivre ce mémoire. Elle a toujours été disponible, à l'écoute de mes nombreuses questions, et s'est toujours intéressée à l'avancée de mes travaux. Les nombreuses discussions que nous avons eu ainsi que ses nombreuses relectures et corrections m'ont permis de finaliser ce mémoire. Sans ses orientations et ses suggestions les plus inestimables, ce mémoire n'aurait jamais pu voir le jour.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur "Nadir Bellel", Professeur à l'Université frères Mentouri Constantine, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider mon jury de thèse.

Mes plus vifs remerciements à messieurs : "AbdelouahebZaatri", Professeur au département de génie mécanique; Et "Mahfoud Djezzar", Professeur au département de physique, qui ont accepté d'examiner ce travail et de participer à mon jury de thèse.

Un grand merci à tous les enseignants du département de physique.

Je suis reconnaissant à mes proches, parents, collègues et amis, qui ont su rester à mes côtés pendant toute cette période.

*.....A vous tous, merci.*

# *Dédicace*

*En guise de reconnaissance et en termes de gratitude, je dédie ce modeste travail*

*Aux personnes les plus chers du monde et les plus chers à mon cœur ; qui ont été si généreux si patients, si nobles avec moi pendant mes années d'étude.*

*A mon père source de force et de courage, qui n'a jamais cessé de donner de sa sympathie et de son éducation.*

*A l'exemple de ma vie, ma mère qui a toujours été présente à mes côtés, avec sa tendresse et son amour.*

*A mes sœurs qui m'ont entouré et soutenu*

*A toutes mes tantes et tous mes oncles, à mes cousines et mes cousins.*

*A mes amis et collègues pour leur soutien et leur compréhension, qu'ils m'ont prodigué durant toutes ces années*

*A tous ceux qui occupent une place dans ma vie, dans mon cœur*

*Que Dieu Les protèges.*

*B.Hamza*

### NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Dimension
$T_i$	Température du nœud i	$^{\circ}\text{C}$
$V_i$	Volume du nœud i	$\text{m}^3$
$M_i$	Masse du nœud i	kg
$Q$	Flux d'énergie	W
$\lambda$	Conductivité thermique de l'eau	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$
$\Delta\lambda$	Conductivité thermique supplémentaire	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$
$h$	Coefficients de transfert de chaleur par convection	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$
$U$	Coefficient d'échange global	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$
$\dot{m}$	Débit massique	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$C_p$	Chaleur massique de l'eau	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$
$\Delta x$	Distance entre les nœuds	m
$A_c$	Aire de la section du nœud i	$\text{m}^2$
$A_s$	Aire du nœud i en contact avec la paroi du ballon	$\text{m}^2$
$R$	Résistances thermiques	$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$Ra$	Nombre de Rayleigh	-
$Pr$	Nombre de Prandtl	-

## Nomenclature

---

Gr	Nombre de Grashof	-
$\rho$	masse volumique	kg. m <sup>-3</sup>
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique	°C <sup>-1</sup>
D <sub>i</sub>	Diamètre intérieur du ballon	m
r <sub>i</sub>	Rayon intérieur du ballon	m
d <sub>o</sub>	Diamètre extérieur de l'échangeur de chaleur	m
d <sub>i</sub>	Diamètre intérieur de l'échangeur de chaleur	m
$\Delta$ MTD	Différence de température logarithmique moyenne	°C

### Indices

### Désignation

env	Environnement
cond	Conduction
cov	Convection
echang	Echangeur de chaleur
aux	Auxiliaire électrique (appoint)
iso	Isolation
flue	Flux
bal	Ballon
l,	Surface latérale
cov_in	Convection à l'intérieur du ballon
cov_ext	Convection à l'extérieur du ballon

## Nomenclature

---

dwn	Descendant
up	Ascendant
H	Couche haut
B	Couche bas
in	Entrée
out	Sortie
hx	Echangeur de chaleur interne

## Sommaire

Introduction générale .....	8
Chapitre I : Transferts de chaleur et de masse .....	11
I.1 Introduction .....	12
I.2 Les modes de transfert de chaleur .....	12
I.2.1 La conduction.....	12
I.2.2 La convection.....	13
I.2.3 Le rayonnement .....	14
I.2.4 Transferts couplés de chaleur et de masse .....	15
I.2.5 Evolution thermique liée à un flux de chaleur .....	15
I.3 Transfert de chaleur par conduction en régime permanent .....	17
I.3.1 Cylindre creux long (tube) .....	17
I.3.2 Cylindre creux multicouches .....	19
I.4 Transfert de chaleur par convection .....	20
I.4.1 Ecoulement d'un fluide dans une conduite .....	20
I.4.2 Expression du flux de chaleur .....	22
I.4.3 Calcul du flux de chaleur en convection forcée .....	22
I.4.4 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle.....	23
Chapitre II : Les chauffe eau solaires.....	24
II.1 Introduction .....	25
II.2 Composants d'un chauffe eau solaire.....	25
II.2.1 Le capteur solaire thermique .....	25
II.2.2 Ballon de stockage .....	34
II.2.3 Les ballons solaires spécifiques .....	49
II.3 Les différentes installations .....	52
II.3.1 Chauffe-eau solaire à thermosiphon.....	53
II.3.2 Chauffe-eau solaire à convection forcée .....	55
II.3.3 Le chauffe-eau autovidangeable à circulation forcée.....	56
II.4 Les installations collectives .....	57
II.4.1 Les principales configurations.....	57
II.5 Production centralisée et distribution directe .....	58

II.5.1	Production centralisée et distribution par boucle de circulation .....	58
II.5.2	Production solaire collective à appoints individuels .....	59
Chapitre III : Modélisation des ballons solaires .....		61
III.1	Modèles de ballons solaires simplifiés .....	62
III.1.1	Modèle à volumes variables .....	62
III.1.2	Modèle multicouches .....	64
III.1.3	Modèle zonal .....	70
III.2	Bilan thermique du ballon de stockage solaire .....	71
III.2.1	Calcul du flux conductif .....	73
	.....	74
III.2.2	Calcul du flux convectif .....	
III.2.3	Calcul du flux lié à l'injection d'eau froide ou chaude dans le ballon .....	78
III.2.4	Calcul du flux convectif échangé avec une éventuelle cheminée .....	79
III.2.5	Calcul du flux produit par l'échangeur de chaleur .....	79
III.3	Assemblage des équations .....	83
Chapitre IV: Résultats et discussion .....		88
IV.1	Introduction .....	89
IV.2	Influence du nombre de couches .....	89
IV.3	Cas de charge du ballon .....	91
IV.3.1	Influence du débit d'injection .....	91
IV.3.2	Cas de charge avec un échangeur de chaleur interne .....	94
IV.3.3	Cas de charge avec un appoint électrique .....	96
IV.4	Cas de décharge .....	97
IV.4.1	Influence du débit d'injection .....	97
IV.4.2	Influence de l'isolation .....	100
IV.5	Validation des résultats numériques .....	103
IV.5.1	Cas de charge .....	103
IV.5.2	Cas de décharge .....	105
Conclusion générale .....		108
Références .....		111
Annexe A .....		116
Annexe B .....		120
Résumés .....		125



L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 et le risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile, ont conduit l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables, parmi lesquelles l'énergie solaire caractérisée par sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et son coût de fonctionnement réduit qui offre ainsi dans certains cas une alternative économiquement rentable par rapport aux sources d'énergie conventionnelles.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques, mais surtout à la protection de l'environnement, pas de rejets polluants (fumées contenant du CO<sub>2</sub>, par les centrales thermiques), pas de danger radioactif et de déchets encombrants (centrales nucléaires) et possibilité de limitation de l'emploi des CFC (production de froid solaire par adsorption).

L'énergie solaire est bien adaptée à la production d'eau chaude sanitaire comme en témoigne la progression très forte des chauffe-eau solaires dans le monde. Cette énergie présente néanmoins l'inconvénient d'être intermittente, aléatoire et déphasée avec les besoins. Aussi pour permettre un équilibre entre la production et la consommation, l'intégration d'un réservoir de stockage de l'eau sanitaire est essentielle dans les installations de production d'ECS (eau chaude sanitaire).

Il existe différentes catégories de stockage thermique, celles basées sur la chaleur sensible, celles sur la chaleur latente ou encore sur les réactions thermochimiques. Les deux derniers principes ne sont pas encore largement employés, et le stockage par chaleur sensible s'affiche comme la solution la plus séduisante parmi les solutions existantes. Les ballons solaires permettent de valoriser l'utilisation de l'énergie solaire des SSC (Systèmes Solaires Combinés) destinés à la production combinée de chauffage et d'ECS ou des CESI (Chauffe Eau Solaire Individuel) réservés uniquement à la production d'ECS (Eau Chaude Sanitaire). Pour faciliter l'intégration d'un ballon solaire dans une installation, des simulations du système complet s'avèrent essentielles. Une modélisation correcte du ballon de stockage est la clé du bon fonctionnement de ce type d'installation. Parmi les phénomènes physiques qui se produisent dans le ballon et qui peuvent influencer sur les performances d'une telle installation la stratification continue à susciter l'intérêt de nombreux chercheurs. C'est dans ce sens que ce travail a été entrepris.

L'objectif de ce travail vise ainsi à comprendre la variation de la température dans le ballon de stockage en charge et en décharge. L'effet de l'appoint sera également examiné.

Le manuscrit est organisé en quatre chapitres complétés par une partie annexe, une introduction et une conclusion générales.

Dans le premier chapitre, des notations générales sur les transferts de chaleur et de masse qui peuvent se présenter dans un ballon de stockage sont succinctement rappelées.

Le second chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur les chauffe eau solaires. Le lecteur y trouvera également un descriptif détaillé des différents composants d'un chauffe eau solaire ainsi que les technologies actuellement développées pour améliorer la stratification et les performances des ballons.

Le troisième chapitre est dédié à la modélisation d'un ballon de stockage. Le bilan thermique du ballon est établi avec le modèle multicouches qui permet de mieux prendre en compte le phénomène de stratification. La résolution du système d'équations est abordée par la méthode de Crank-Nicolson.

L'ensemble des résultats obtenus sous forme de graphes tracés avec l'origine<sup>6</sup>, accompagnés de leurs interprétations physiques et confortés par des validations, avec des résultats issus de travaux d'autres auteurs font l'objet du dernier chapitre.



Chapitre II :  
Transferts de  
chaleur et de  
masse

## I.1 Introduction

Le transfert de chaleur et de masse est un processus complexe qui trouve son application dans de nombreux domaines d'énergies renouvelables, Il peut être réalisé par la superposition de trois modes fondamentaux :

- Par contact : conduction thermique.
- A distance : rayonnement thermique.
- Par des déplacements : convection thermique.

## I.2 Les modes de transfert de chaleur

### I.2.1 La conduction

C'est l'échange de chaleur entre deux points d'un solide, (ou d'un liquide) immobile et opaque.

En régime stationnaire, la théorie de la conduction repose selon Fourier sur l'hypothèse, que la densité de flux est proportionnelle au gradient de température ( figure I.1.):

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{I. 1})$$

Ou sous forme algébrique :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{I. 2})$$

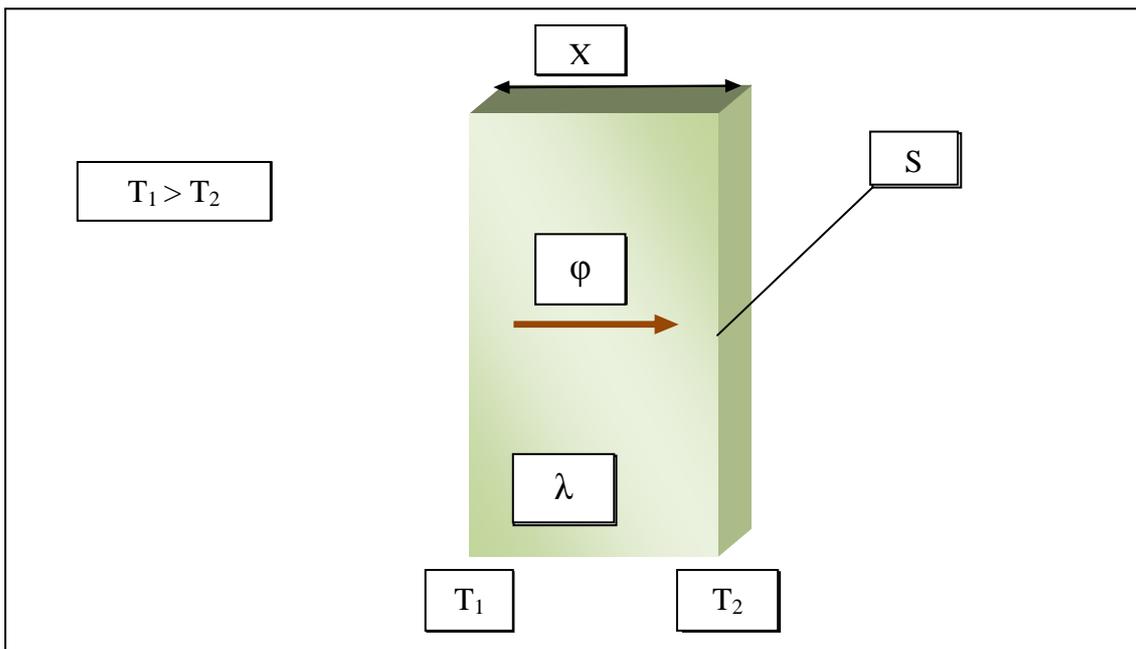


Figure I.1 : Transfert de chaleur par conduction.

Avec :

$\varphi$  : Flux de chaleur transmis par conduction.

$\lambda$  : Conductivité thermique du milieu.

$X$  : Variable d'espace dans la direction du flux.

$S$  : Aire de la section de passage du flux de chaleur.

### I.2.2 La convection

L'échange de chaleur entre une paroi et un fluide avec transport de chaleur par le fluide en mouvement (figure I.2) est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{I.3})$$

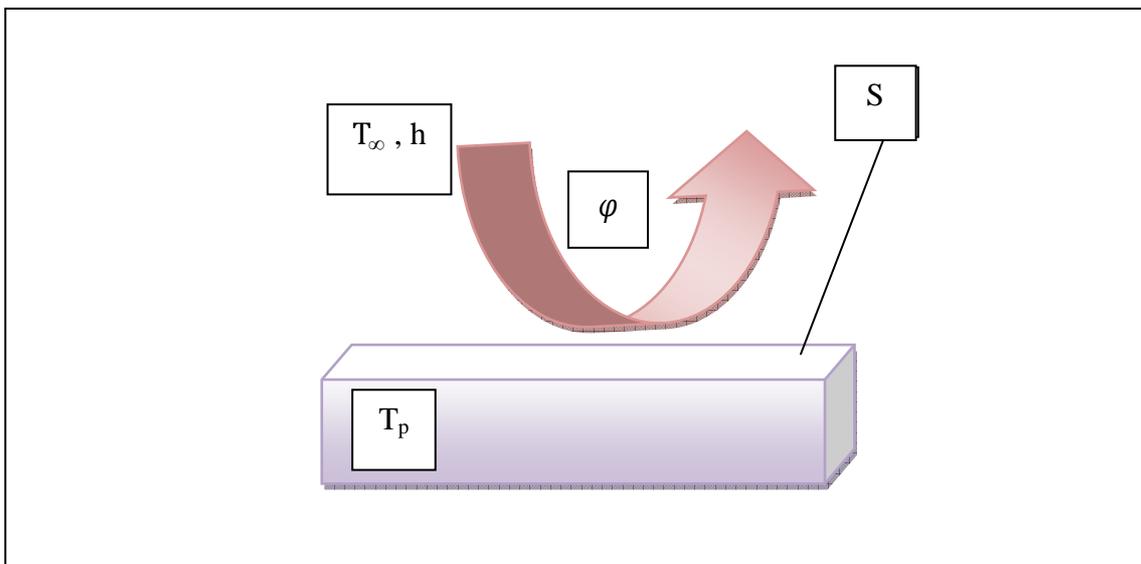


Figure I.2 : Transfert de chaleur par convection.

Avec :

$\varphi$  : Flux de chaleur transmis par convection.

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection.

$T_p$  : Température de surface du solide.

$T_\infty$  : Température du fluide loin de la surface du solide.

$S$  : Aire de la surface de contact solide/fluide.

La convection est dite forcée si le fluide est mis en mouvement par une action extérieure (pompe, ventilateur, vent...). Elle est dite naturelle si le mouvement du fluide ne résulte que des différences de masse volumique induites par des différences de températures. La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$  est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide

### I.2.3 Le rayonnement

Le transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (figure I.3) (même dans le vide), est donné par la relation :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{I.4})$$

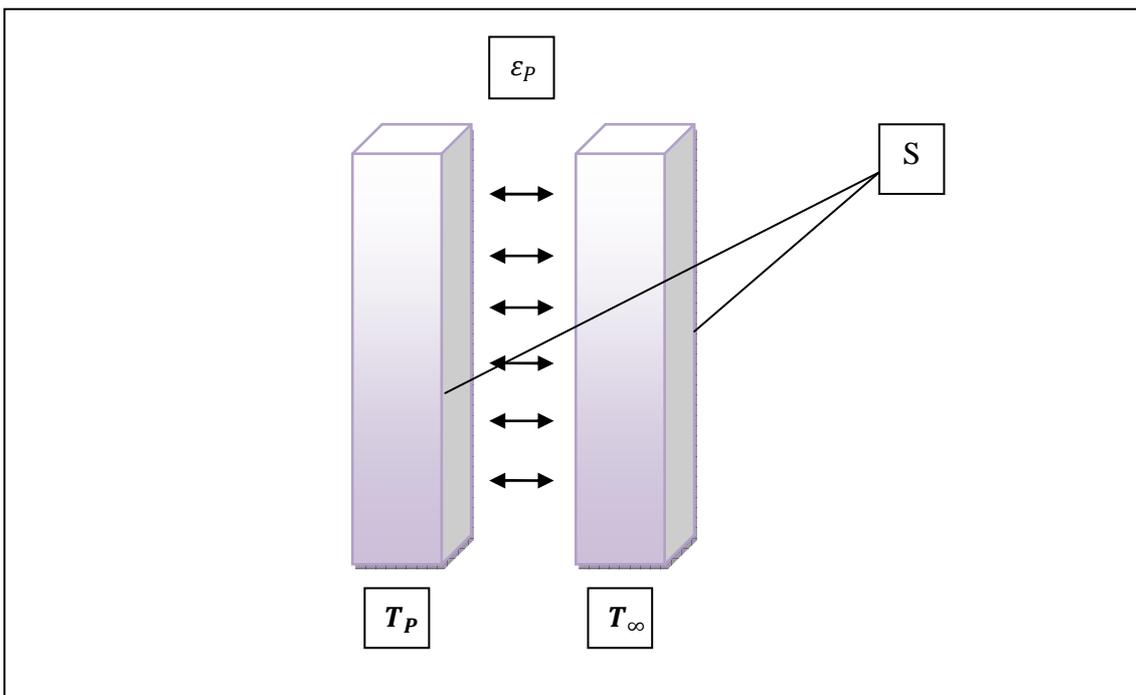


Figure I.3 : Transfert de chaleur par rayonnement.

Avec :

- $\phi$  : Flux de chaleur transmis par rayonnement.
- $\sigma$  : Constante de Stephan Boltzman ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ ).
- $\epsilon_p$  : Facteur d'émission de la surface.
- $T_p$  : Température de la surface
- $T_\infty$  : Température du milieu environnant.
- $S$  : Aire de la surface.

#### I.2.4 Transferts couplés de chaleur et de masse

Le flux de chaleur transféré dans le cas d'un déplacement de fluide à un débit massique  $\dot{m}$  et à une température  $T$  (figure I.4) est donné par la relation :

$$\phi = \dot{m} C_p T \quad (\text{I.5})$$

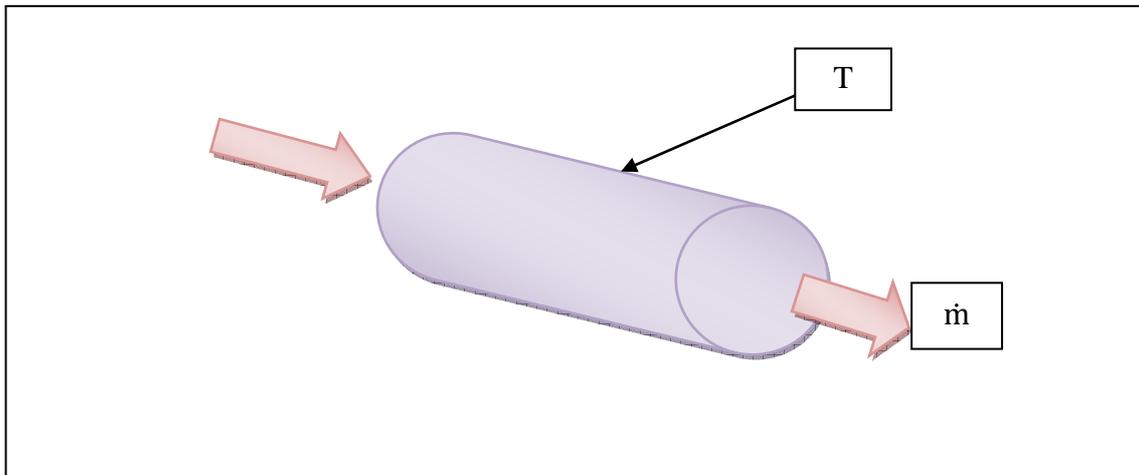


Figure I.4: Transfert de chaleur par un fluide.

#### I.2.5 Evolution thermique liée à un flux de chaleur

Lorsqu'un flux de chaleur s'accumule dans un système ( $S$ ), une variation de la température de ce dernier en résulte. Dans ce cas (figure I.5), le flux de chaleur a pour expression :

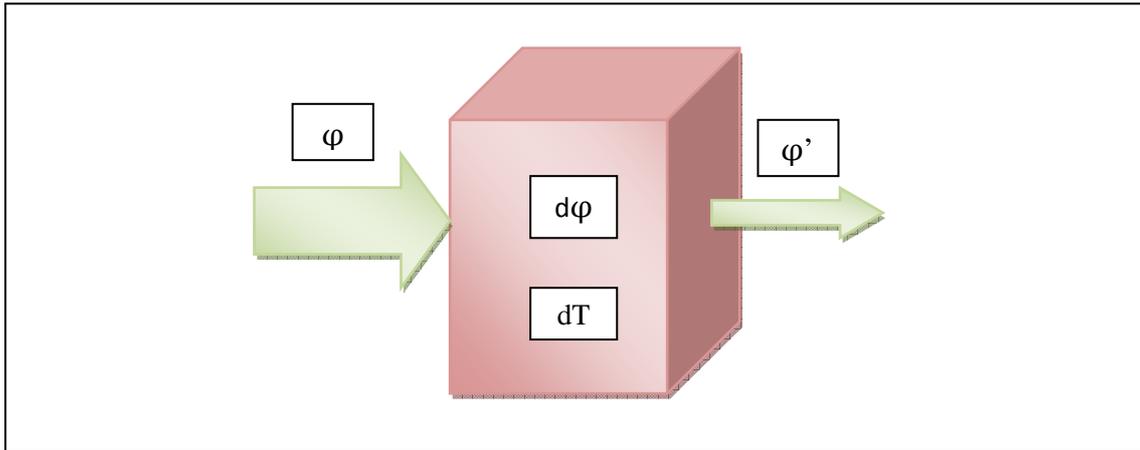


Figure I.5: Flux accumulé dans une masse.

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} = mC_p \frac{dT}{dt} \quad (\text{I.6})$$

Donne le cas où  $S$  est traversée par un fluide de débit  $\dot{m}$  et qui échange de la chaleur avec le milieu environnant (figure I.6), nous avons en régime permanent :

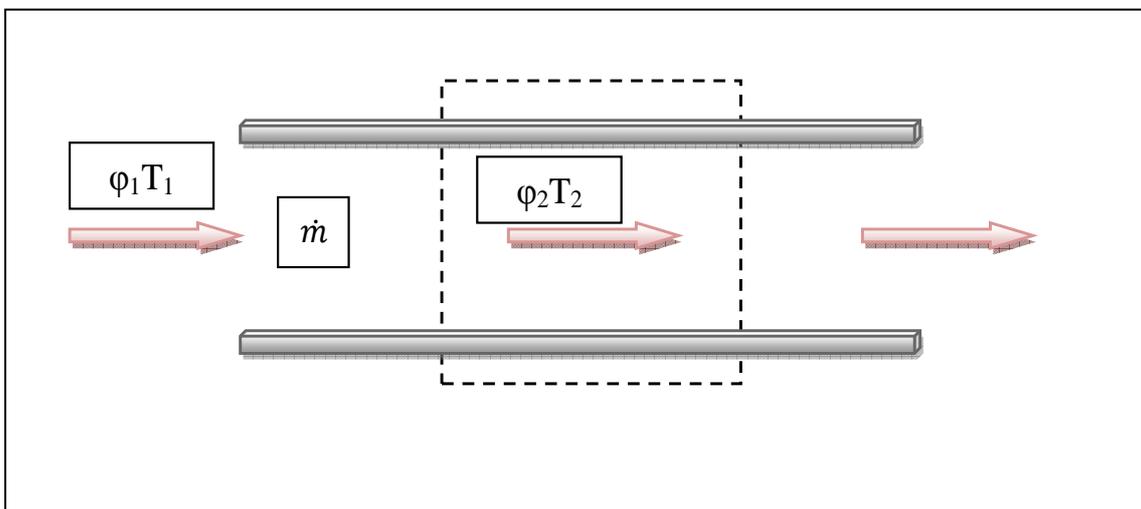


Figure I.6: Flux accumulé dans un débit massique.

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (\text{I.7})$$

Avec  $\varphi_i = \dot{m}C_p T_i$

Si  $T_2 > T_1$ ,  $\varphi$  est responsable de l'élévation de température de la masse, de  $T_1$  à  $T_2$  et qui s'écrit :

$$\Delta\varphi = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{I. 8})$$

### I.3 Transfert de chaleur par conduction en régime permanent

#### I.3.1 Cylindre creux long (tube)

Dans le cas d'un cylindre creux de conductivité thermique  $\lambda$  de rayons intérieur et extérieur respectivement  $r_1$  et  $r_2$ , de longueur  $L$ , les températures des faces interne et externe étant respectivement  $T_1$  et  $T_2$  (figure I.7) en supposant que le gradient longitudinal de température est négligeable devant le gradient radial, le bilan thermique du système constitué par la partie du cylindre comprise entre les rayons  $r$  et  $r+dr$  est :

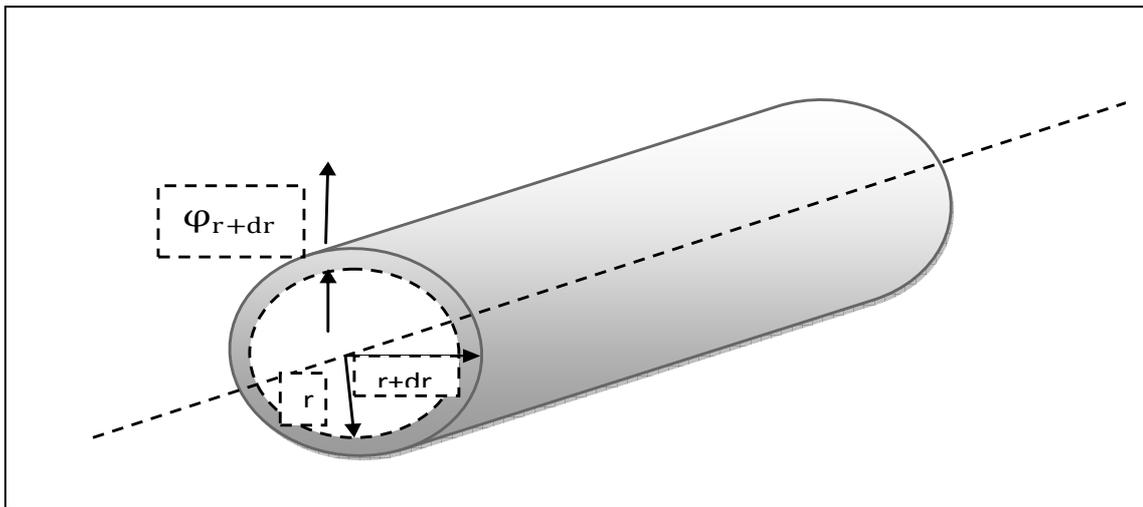


Figure I.7 : Transfert de chaleur par convection dans un cylindre creux.

$$\varphi_r = \varphi_{r+dr} \quad (\text{I. 9})$$

Avec :

$$\varphi_r = -\lambda 2\pi r L \left( \frac{dT}{dr} \right)_r \quad (\text{I. 10})$$

Et

$$\varphi_{r+dr} = -\lambda 2\pi (r + dr) L \left( \frac{dT}{dr} \right)_{r+dr} \quad (\text{I. 11})$$

Donc :

$$-\lambda 2\pi r L \left( \frac{dT}{dr} \right)_r = -\lambda 2\pi (r + dr) L \left( \frac{dT}{dr} \right)_{r+dr} \quad (\text{I. 12})$$

D'où :

$$r \frac{dT}{dr} = C \quad (\text{I. 13})$$

Avec les conditions aux limites :  $T(r_1) = T_1$  et  $T(r_2) = T_2$

Il en résulte que :

$$T(r) = \frac{T_2 \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) + T_1 \ln\left(\frac{r_2}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (\text{I. 14})$$

En utilisant la relation :

$$\varphi = -\lambda 2\pi r \frac{dT}{dr} \quad (\text{I. 15})$$

on obtient :

$$\varphi = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (\text{I. 16})$$

Cette relation peut également être mise sous la forme :

$$\varphi = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{12}} \quad (\text{I. 17})$$

avec:  $R_{12} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L} \quad (\text{I. 18})$

Et être représentée par le schéma électrique (figure I.8) :

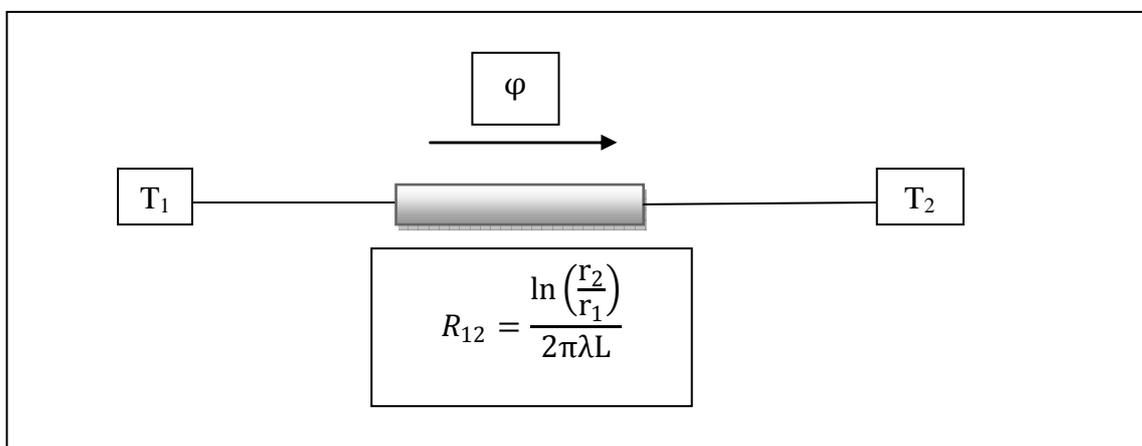


Figure I.8 : Schéma électrique équivalent d'un cylindre creux.

### I.3.2 Cylindre creux multicouches

C'est le cas d'un tube recouvert d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures  $T_{f1}$  et  $T_{f2}$  des fluides en contact avec les faces interne et externe du cylindre ;  $h_1$  et  $h_2$  sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces interne et externe (figure I.9).

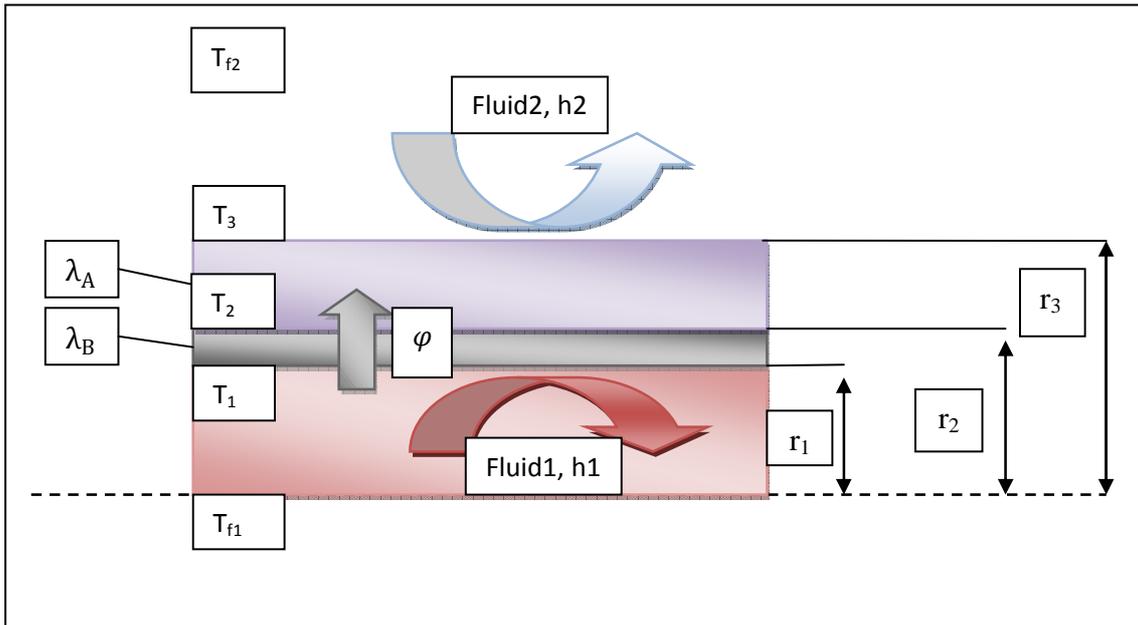


Figure I.9: Transferts dans un cylindre creux multicouches.

En régime permanent, le flux de chaleur  $\phi$  se conserve lors de la traversée des différentes couches et s'écrit :

$$\phi = h_1 2\pi r_1 L (T_{f1} - T_1) = \frac{2\pi \lambda_A L (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{2\pi \lambda_B L (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} = h_2 2\pi r_3 L (T_3 - T_{f2}) \quad (\text{I. 19})$$

D'où :

$$\phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \lambda_B L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_3 L}} \quad (\text{I. 20})$$

Ce qui peut être représenté par le schéma électrique (figure I.10), suivant:

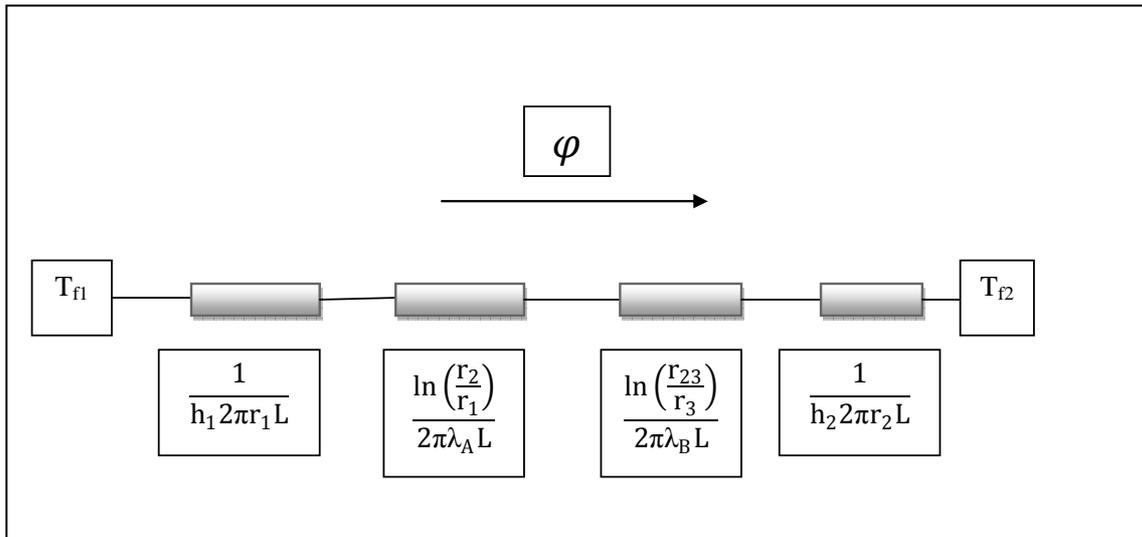


Figure I.10: Schéma électrique équivalent d'un cylindre creux multicouches.

#### I.4 Transfert de chaleur par convection

On distingue deux types de convection :

- La convection libre ou naturelle dans laquelle le changement de température d'un fluide implique une différence de masse volumique au sein du fluide qui crée un mouvement du fluide.
- La convection forcée où le mouvement de fluide est provoqué par des forces extérieures (pompe, turbine).

##### I.4.1 Écoulement d'un fluide dans une conduite

Dans une conduite, au voisinage d'une paroi sur laquelle la vitesse relative du fluide est nulle, apparaissent de fortes variations de vitesse qui impliquent donc la viscosité. Deux régimes d'écoulement peuvent se produire :

- ✓ Régime laminaire : lorsque la vitesse d'écoulement est faible, le liquide se déplace par lames concentriques qui glissent les unes sur les autres, (figure I.11) [1].

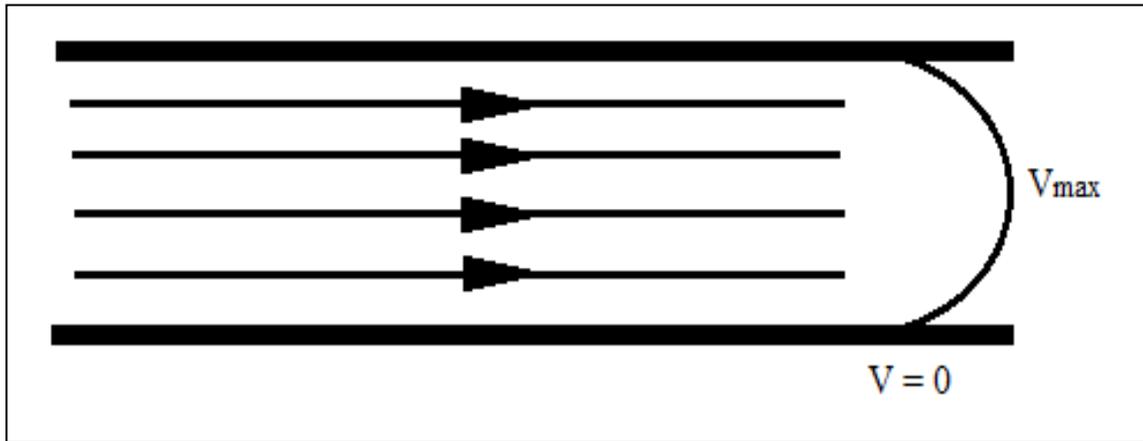


Figure I.11 : Schématisation d'un écoulement laminaire.

Entre deux filets fluides adjacents, les échanges de chaleur s'effectuent par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides, et par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction qui ne soit pas normale aux filets fluides.

✓ régime turbulent : lorsque la vitesse d'écoulement du liquide est importante les molécules de la partie axiale se mélangent avec celles de la partie périphérique (figure I.12) [1].

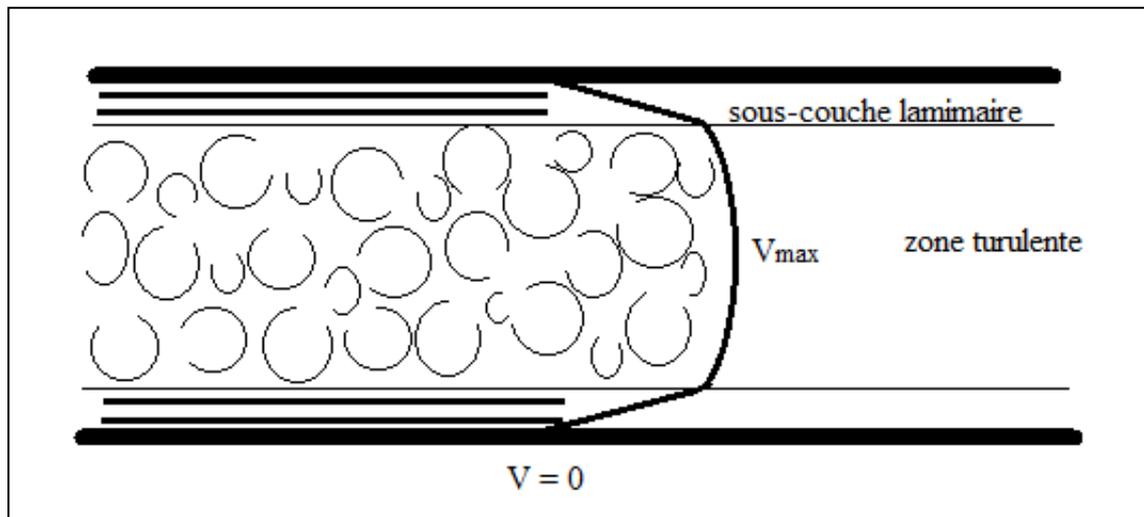


Figure I.12: Schématisation d'un écoulement turbulent.

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction (négligeable) dans toutes les directions.

#### I.4.2 Expression du flux de chaleur

Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur  $\varphi$  est donné par la relation dite, loi de Newton :

$$\varphi = hS\Delta T \quad (\text{I.21})$$

Et 
$$h = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{I.22})$$

Avec :

$e$  : Epaisseur du film laminaire.

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide.

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur.

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur, consiste à déterminer le coefficient  $h$  qui dépend de plusieurs paramètres. L'échange de chaleur est d'autant plus actif, ( $h$  plus grand) que la vitesse d'écoulement du fluide, sa masse volumique, sa chaleur spécifique, sa conductivité thermique sont plus importantes et sa viscosité cinématique plus faible. Il peut également dépendre des dimensions de la paroi, de sa nature et de sa forme.

#### I.4.3 Calcul du flux de chaleur en convection forcée

La méthode de l'analyse dimensionnelle pour la résolution des équations aux dimensions fait apparaître des nombres sans dimension très utiles dans l'étude de la mécanique des fluides et en particulier dans les phénomènes convectifs [1].

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (\text{I.23})$$

Le nombre de Nusselt, exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction :

$$\text{Nu} = \frac{hD}{\lambda}$$

Le nombre de Reynolds, mesure l'importance relative des forces inertielles liées à la vitesse et des forces de frottement liées à la viscosité.

$$\text{Re} = \frac{\rho u D}{\mu}$$

Le nombre de Prandtl, représente le rapport de la diffusivité mécanique à la diffusivité thermique.

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

Pour calculer le flux de chaleur transmis par convection naturelle nous procédons généralement comme suit :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration, une corrélation est choisie.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de  $h = \frac{\text{Nu} \lambda}{D}$  et de  $\varphi = hS(T_p - T_\infty)$

#### I.4.4 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

Dans le cas de la convection naturelle, le nombre de Nusselt est exprimé en fonction des nombres de Grashof et de Prandtl :

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}) \quad (\text{I.24})$$

Le nombre de Grashof, exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité.

$$\text{Gr} = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$$

Pour calculer le flux de chaleur transmis par convection naturelle nous procédons de manière similaire que pour la convection forcée, sauf que le nombre de Grashof est calculé dans ce cas.



Chapitre II :  
Les chauffe  
eau solaires

## II.1 Introduction

Le développement et l'expansion industrielle, ainsi que l'augmentation rapide de la population ont entraîné un accroissement important de la demande énergétique. Pour la satisfaire, à long terme, l'utilisation des sources d'énergie d'origine fossile conduira d'une part à une surexploitation de ces ressources et d'autre part à une dégradation de l'environnement. L'utilisation des sources d'énergie non nuisibles à l'environnement, telle que l'énergie solaire est nécessaire, voire indispensable dans certains cas. Cette source d'énergie peut être utilisée notamment dans les systèmes thermiques (chauffe-eau solaires) pour la production d'eau chaude, domaine qui connaît actuellement un développement considérable.

## II.2 Composants d'un chauffe eau solaire

Un chauffe eau solaire est composé essentiellement, d'un capteur pour fournir une énergie au fluide caloporteur à partir d'une puissance incidente et d'un ballon de stockage solaire.

### II.2.1 Le capteur solaire thermique

C'est le siège de la conversion photothermique. La surface reçoit le rayonnement solaire de longueur d'onde compris entre 0.38 et 0.79  $\mu\text{m}$ , s'échauffe et réémet du fait de sa propre température dans les grandes longueurs d'onde (I.R).

Il existe trois grandes familles de capteurs solaires thermiques :

- Les capteurs solaires plans ( les plus répandus)
- Les capteurs à tubes sous vide
- Les capteurs sans vitre

#### II.2.1.1 Les Capteurs plans

Ils sont utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou pour le chauffage d'habitation.

Un capteur plan (figure II.1) est composé essentiellement de :

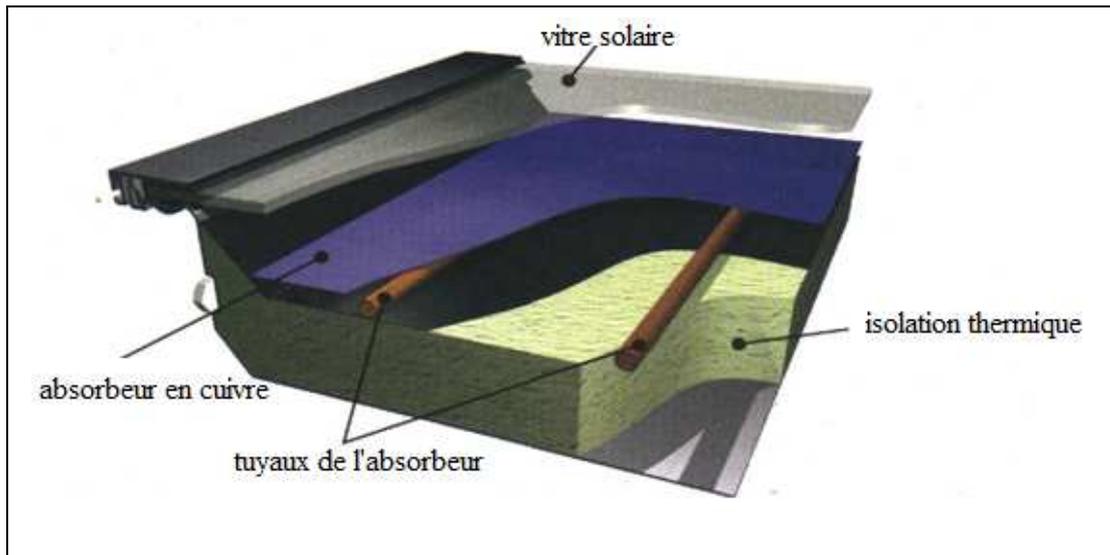


Figure II.1: Capteur solaire plan.

- **Surface absorbante**

Le rôle de cette dernière est de transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde ( $0.38 < \lambda < 0.79$ ), en chaleur.

Pour le chauffage solaire, une grande sélectivité (rapport entre le facteur d'absorption de la surface,  $\alpha^*$  et le facteur d'émission infrarouge  $\epsilon$ ) est nécessaire [2].

Il existe deux types de circulation dans les tuyaux absorbants, soit en serpentin (faible débit, entre 3 et 10 l/mn), soit en parallèle (haut débit, supérieur à 30 l/mn).

Selon Fanney et Klein [3] l'écoulement dans le capteur à tubes parallèles peut devenir laminaire (faible débit), dans ce cas les performances énergétiques chutent. Cependant, si le capteur est correctement conçu pour un faible débit (capteur à serpentin), les performances énergétiques sont meilleures, mais le rendement du capteur reste toujours faible.

Zhang, Lavan [4] et Lund [5] ont démontré que les meilleures performances de l'absorbeur à serpentin, sont essentiellement dues au régime turbulent qui démarre plus tôt pour l'absorbeur à serpentin que pour celui à tubes parallèles.

- **Fluide caloporteur**

Pour les applications basses températures, des mélanges eau/glycol pour protéger l'installation du gel sont généralement utilisés. Lorsque un échangeur simple paroi est employé, ce qui est habituellement le cas, l'antigel doit être de "qualité alimentaire" afin

d'éviter tout risque d'empoisonnement en cas de fuite au niveau de la paroi d'échange. Les mélanges caloporteurs préfabriqués par l'industrie chimique comportent également des inhibiteurs de corrosion afin de prévenir l'oxydation des métaux les moins résistants du circuit primaire.

- **Couverture transparente**

Son rôle est de créer l'effet de serre, en laissant passer la plus grande partie du rayonnement solaire incident et en devenant opaque au rayonnement I.R qui provient de l'absorbeur. En effet ce dernier reçoit le rayonnement transmis par la vitre, s'échauffe et réémet du fait de sa propre température dans le grandes longueur d'onde (I.R).

Bekkouche [6] a montré que sous l'effet de conditions climatiques constantes, le capteur va atteindre immédiatement l'équilibre thermique. L'influence de la température extérieure apparaît nettement sur le profil de la température de la vitre. Ceci peut être justifié par le fait que le vitrage est soumis à l'effet de différentes conditions climatiques, plus particulièrement, la vitesse du vent et la température ambiante. Une légère variation de celles-ci agit visiblement sur l'évolution de la température de la vitre.

- **Isolant**

Pour minimiser les pertes thermiques du capteur, une isolation est requise. Une lame d'air de 2 à 3 cm est généralement utilisée à l'avant du capteur, tandis qu'une épaisseur de 4 à 8 cm d'un matériau isolant est employée à l'arrière. [2]

### **II.2.1.2 Les capteurs à tubes sous vide**

Ils sont composés des mêmes éléments que le capteur plan, à l'exception de l'isolation thermique, qui dans ce cas, est constituée par le vide et non par un isolant.

Ils possèdent un très bon rendement à haute température. Ils sont recommandés pour des températures supérieures à 70 °C, et peuvent ainsi convenir pour le chauffage au sol, la production d'eau chaude pour l'industrie. Néanmoins leur prix est le double de celui d'un capteur plan vitré [7].

On recense quatre familles de capteurs sous vide :

### II.2.1.2.1 Le capteur à tube sous vide à circulation directe

La conception illustrée par la figure II.2 est identique à celle d'un capteur plan ; l'ensemble est suffisamment étroit pour être glissé à l'intérieur d'un tube en verre [7].

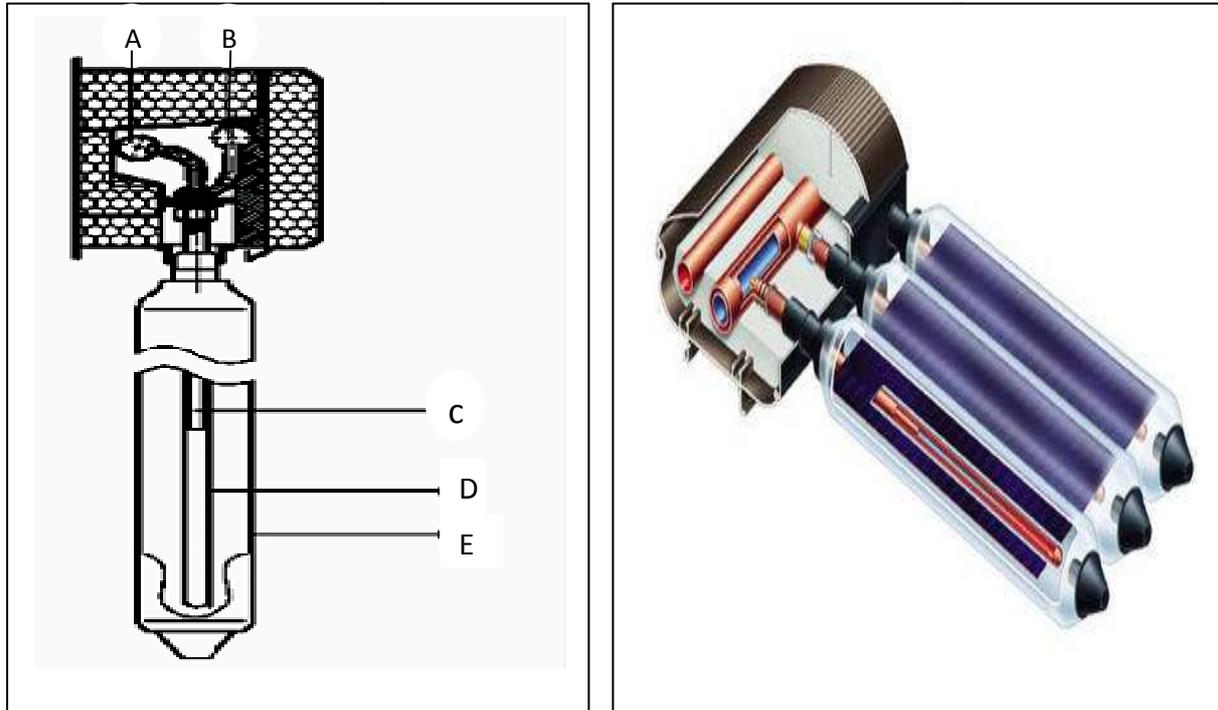


Figure II.2 : Capteur à tube sous vide à circulation directe.

A : Tube retour (entrée).

B : Tube départ (sortie).

C : Tube coaxial de l'échangeur de chaleur.

D : Absorbeur.

E : Tube sous vide en verre spécial.

### II.2.1.2.3 Le capteur à tube sous vide à "Caloduc"

Dans ce type de capteur (figure II.3), la chaleur est transférée par un « caloduc ». Un fluide est placé dans un tube fermé depuis l'absorbeur jusqu'au collecteur situé en partie haute du capteur dans lequel circule un fluide caloporteur [7].

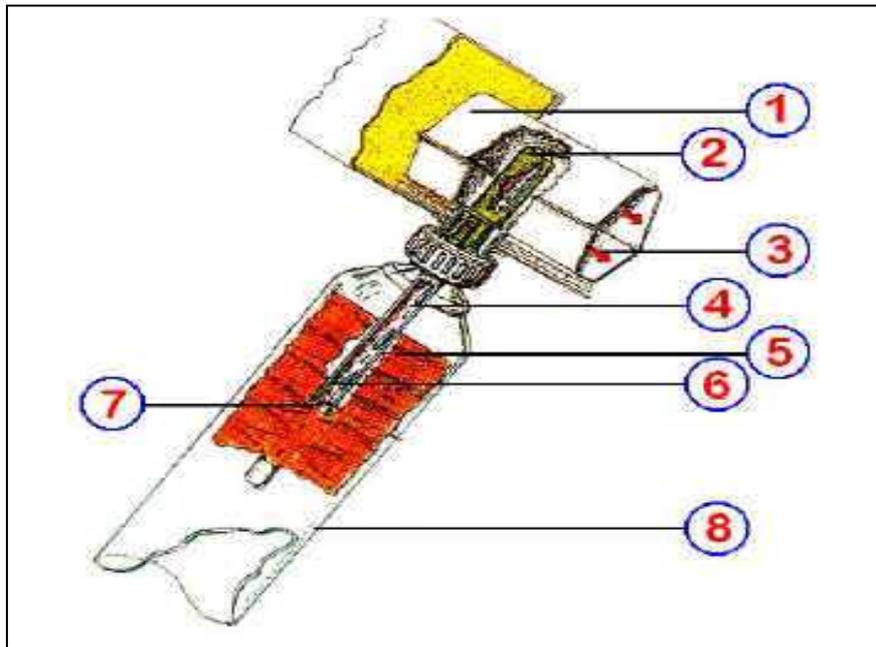


Figure II.3 : Capteur à tube sous vide à "Caloduc".

1. Collecteur isolé à l'intérieur de l'enveloppe de protection
2. Condenseur du caloduc
3. Circulation de l'eau dans le collecteur
4. Tube acier étanche
5. Absorbeur
6. Liquide descendant
7. Vapeur montante
8. Tube de verre sous vide

Le caloduc utilise les mécanismes de transfert de chaleur par évaporation et condensation.

Le fluide dans le caloduc s'évapore en captant la chaleur fournie par l'absorbeur, s'élève jusqu'au collecteur et cède sa chaleur, par condensation, au fluide caloporteur. Il retourne ensuite par gravité en bas du tube (les tubes doivent donc être inclinés).

#### II.2.1.2.4 Le capteur à tube sous vide à effet "Thermos"

L'absorbeur est glissé dans l'espace interne d'un tube double enveloppe en verre (figure II.4), ainsi, la soudure verre-métal, toujours délicate, est évitée. Le tube intérieur sert d'absorbeur [7].

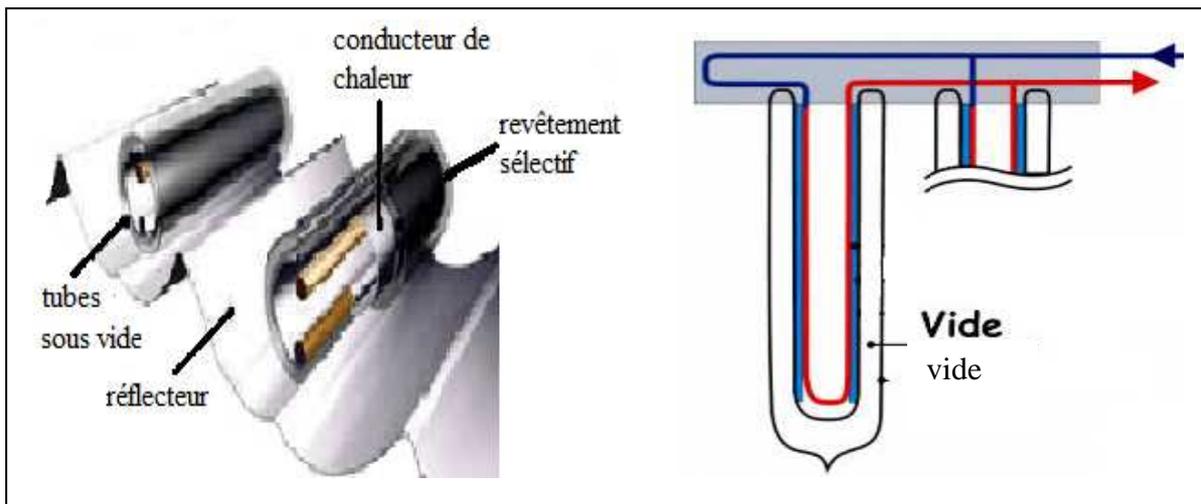


Figure II.4 : Capteur à tube sous vide à effet "Thermos".

La chaleur est transmise hors de l'enveloppe sous vide du tube, par conduction vers un collecteur dans lequel circule le fluide caloporteur.

#### II.2.1.2.5 Le capteur à tube sous vide "Schott"

Ce capteur (figure II.5) fabriqué par l'entreprise allemande Schott-Rohrglas utilise le principe "thermos" avec des modifications techniques [7]:

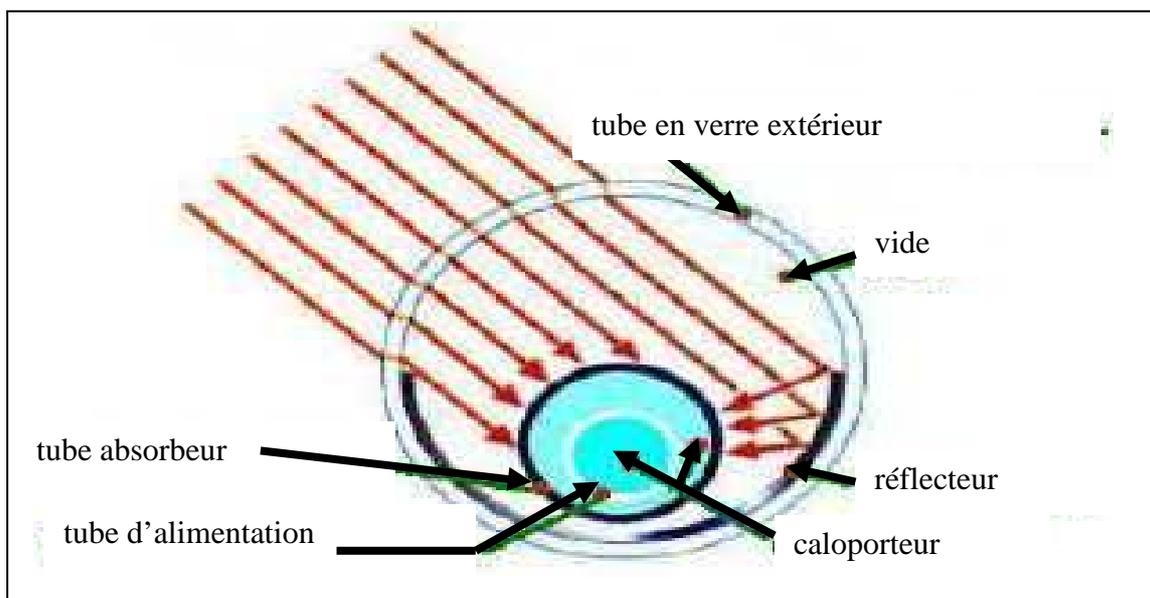


Figure II.5 : Capteur à tube sous vide "Schott".

- Une partie de la paroi intérieure du tube extérieur est un réflecteur cylindrique.
- Le tube intérieur fait office d'absorbeur et d'échangeur de chaleur avec le fluide caloporteur.
- L'utilisation des métaux est réduite à des traitements de surface du tube et des différentes pièces du collecteur.

#### II.2.1.2.6 Le capteur plan non vitré

Il est principalement utilisé pour des températures peu élevées, telles que le chauffage des piscines ou le préchauffage de l'eau sanitaire. La figure II.6 schématise ce type de capteur.

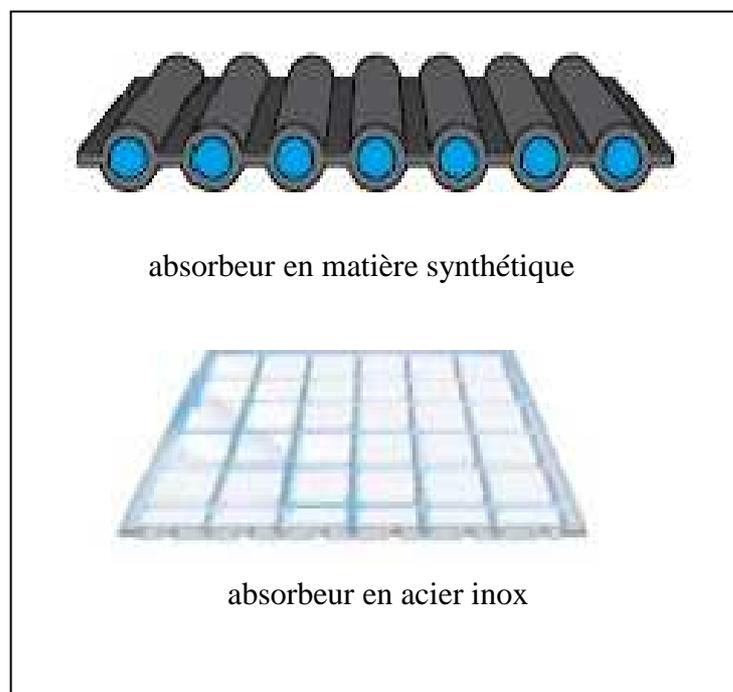


Figure II.6 : Capteur plan non vitré.

#### II.2.1.2.7 Comparaison entre le capteur plan et le capteur sous vide

La gamme des températures d'utilisation et les rendements des capteurs plans (avec et sans vitrage) et du capteur sous vide sont illustrés par la figure II.7[8]

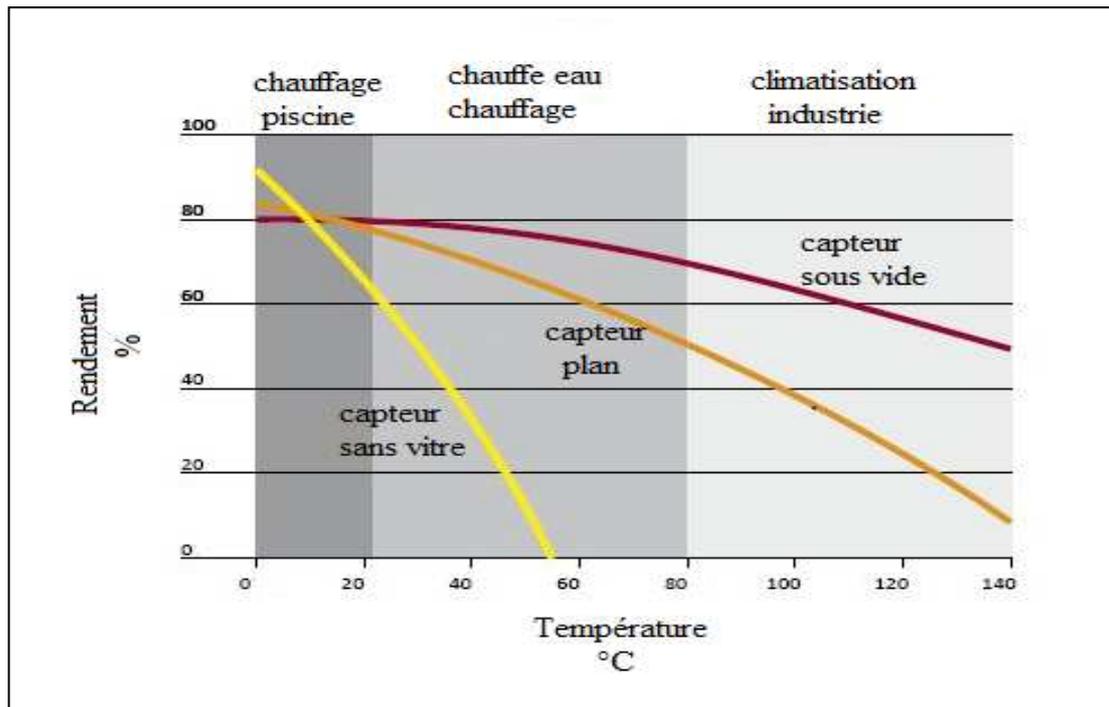


Figure II.7 : Rendement des différents types de capteurs en fonction de la température.

➤ un capteur sous vide aura un rendement 30% supérieur à celui d'un capteur plan pour produire de l'eau à 90 °C. Par contre il sera moins performant qu'un capteur moquette pour chauffer l'eau d'une piscine de deux degrés par rapport à la température ambiante extérieure.

➤ Pour produire de l'eau à 50°C, et satisfaire à la fois les besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire, les performances d'une installation solaire équipée d'un capteur sous vide seront légèrement supérieures à celles d'un capteur plan.

Il faut noter que le fonctionnement d'un capteur est influencé par de nombreux paramètres. Nous présentons dans ce qui suit les plus importants, à savoir :

#### - La course du soleil

La position apparente du soleil influe sur le rendement de tout dispositif solaire, dont le capteur. Suivant les saisons et au cours de la journée, la position du soleil varie. Elle peut être déterminée par la hauteur et l'azimut (figure II.8) [9].

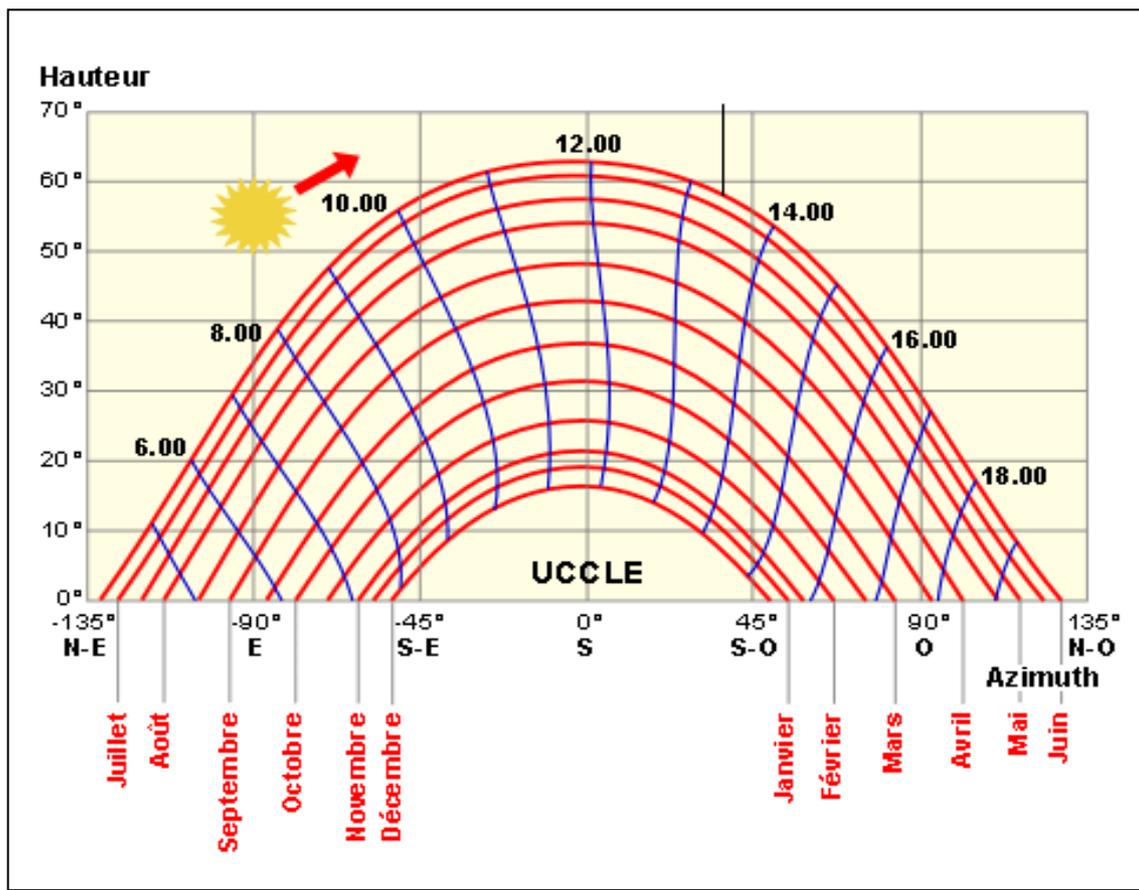


Figure II.8 : La course du soleil.

#### - Orientation et inclinaison des capteurs

Khalfallaoui S[10]. a porté un intérêt à l'effet de l'orientation des panneaux solaires d'un système solaire thermique. Les résultats montrent des zones d'efficacité différentes en fonction de l'orientation et de l'inclinaison des capteurs. Il observe que pour une orientation autour de l'azimut sud, avec une inclinaison de 45°, l'efficacité est supérieure à 85%.

#### - Masque solaires

L'emplacement des capteurs joue un rôle important. Pour optimiser le fonctionnement d'un capteur, il faut éviter les ombres portés des masques et/ou des obstacles[8].

## II.2.2 Ballon de stockage

Un ballon de stockage crée généralement une capacité tampon d'énergie d'eau chaude, soit de chauffage, soit d'eau chaude sanitaire. Dans le premier cas, on trouve des ballons de stockage permettant de gérer la production des panneaux solaires par rapport à la demande, le ballon créant un réservoir ou une capacité tampon. Pour l'eau chaude sanitaire, le principe est le même, que ce soit un cumulus électrique ou un ballon additionnel associé à une chaudière murale par exemple. L'analyse de mesures effectuées sur 120 chauffe eau sanitaires individuels (CESI) en situation réelle par Buscarlet [11] a montré qu'un chauffe eau solaire permet de couvrir environ 60 % des besoins en ECS, d'une famille de deux à quatre personnes, et d'économiser 2 MWh d'énergie par an, tout en évitant de rejeter dans l'atmosphère 200 kg de CO<sub>2</sub>. La consommation d'eau chaude moyenne est de 120 litres à 50 °C par jour par installation, soit 33 litres par personne en moyenne, la productivité est d'environ 200 kWh/m<sup>2</sup> de capteur solaire, et la surface de capteur surdimensionnée est la cause principale de la productivité faible. Le surdimensionnement des ballons n'a pas seulement pour effet d'augmenter les pertes, il entraîne également des consommations d'appoint supplémentaires.

Un ballon solaire est composé essentiellement de:

### II.2.2.1 Matériau résistant

Les fabricants proposent sur le marché des ballons en acier émaillé, en inox ou en synthétique, ou tout matériau résistant à la corrosion et au dépôt de calcaire ainsi qu'aux températures proches de 100°C.

Miller [12] a étudié expérimentalement l'effet de parois très conductrices, d'épaisseur finie sur deux ballons cylindriques de laboratoire, de tailles légèrement différentes et de matériaux différents, (aluminium et verre). Le profil de la température centrale est mesuré comme une fonction du temps après qu'une thermocline est été établie sur les deux ballons. Les résultats indiquent que la dégradation de la thermocline dans le ballon en aluminium est six fois plus rapide que celle du ballon en verre

Murthy et al. [13] ont montré expérimentalement, l'effet de la conductivité des matériaux du réservoir sur la stratification, en utilisant deux matériaux aluminium et acier. La destruction de la thermocline est plus évidente pour le ballon en aluminium. Néanmoins, elle n'est pas le seul paramètre influant. En effet, un réservoir bien isolé doit

renforcer la stratification thermique en minimisant le transfert de conduction verticale dans les parois de ballon.

Les ballons en acier émaillé sont les plus répandus. La plupart sont équipés d'une anode en magnésium, qui permet par sa dissolution (oxydation) de réduire le risque de corrosion. Cette anode doit être contrôlée périodiquement et changée si nécessaire.

### II.2.2.2 L'isolant

Pour conserver la chaleur, une jaquette en mousse de polyuréthane souple ou en laine minérale est utilisée. Le polyuréthane peu être employé pour une température maximale de 140 °C.

Suter [14] en étudiant un réservoir de stockage recouvert par 16 cm de laine minérale et une feuille d'aluminium, a remarqué que dans le cas d'une température d'eau de stockage de 80 °C et une température ambiante d'environ 20 °C, un flux d'air chaud s'échappe entre une conduite verticale et l'isolant du réservoir. Aussi, l'air chaud dans l'espace entre l'isolation et les parois du réservoir de stockage est remplacé par de l'air froid. Il est ainsi recommandé de remplir par l'isolant, les fentes et tout espace vide autour du réservoir de stockage, et d'isoler les conduits entrant ou sortant du réservoir (figure II.9.) L'amélioration de l'isolation a conduit à un taux de perte de chaleur globale de 12 W/K au lieu de 17 W/K.

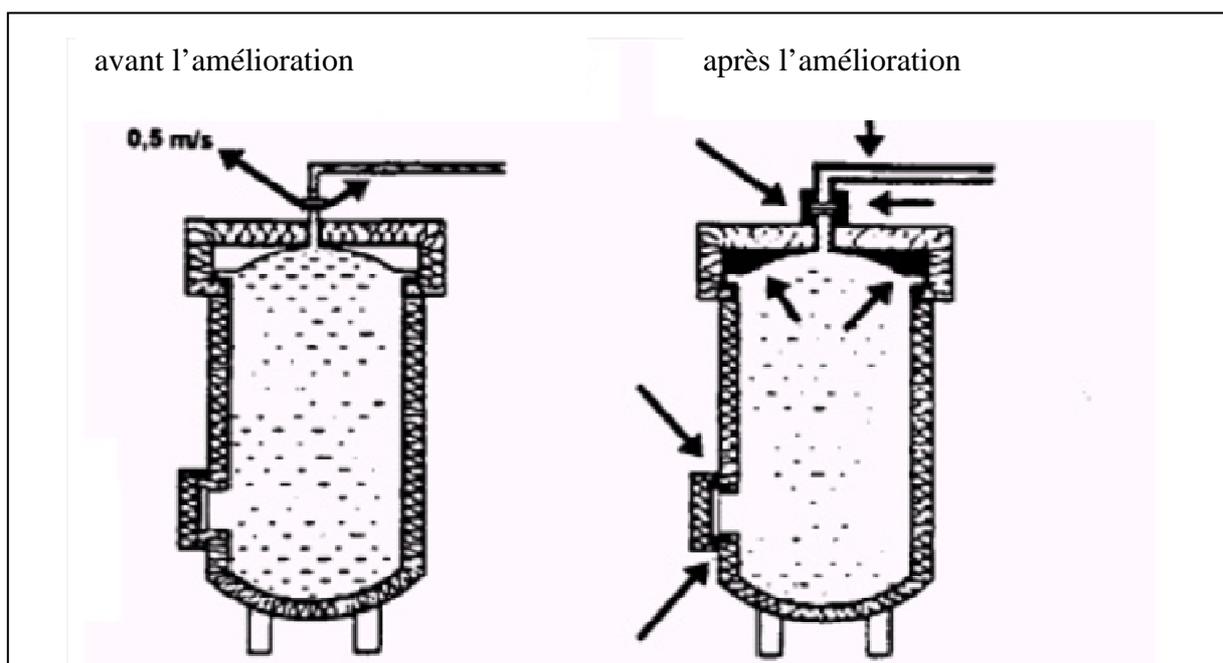


Figure II.9 : Réservoir de stockage avant et après l'amélioration de l'isolation.

Gerard F. J. et Noam L. [15] ont étudié deux systèmes de stockage, l'un étant isolé avec de la laine de verre et l'autre avec de la sciure de bois. Les auteurs ont noté que l'efficacité était quasiment du même ordre de grandeur 61.5 à 65.5% pour le premier cas et 56.8 à 64.5% pour le second type d'isolation.

Negoitescu A. et Tokar A. [16] ont entrepris la simulation d'un réservoir de stockage solaire en utilisant deux matériaux d'isolation (laine de verre et polyuréthane) à différentes épaisseurs. Les auteurs ont observé qu'une épaisseur d'isolant de 1 à 4 cm permet de réduire considérablement les pertes de chaleur, (avec de meilleurs résultats dans le cas du polyuréthane). Au delà de 4 cm, l'effet d'isolation n'est plus significatif.

Johannes K. [17] dans son étude sur l'effet de l'épaisseur de l'isolation des tuyauteries et de la boucle solaire sur les performances de l'installation, a démontré qu'une isolation de 2 à 4 cm d'épaisseur améliore le taux de couverture solaire de 28,6 % à 38,8 %. Lorsque l'épaisseur de l'isolation est triplée, le gain est quasiment de 17 %. L'isolation totale des tuyauteries avec 6 cm d'isolant permet de gagner 5 % supplémentaire. Par contre l'épaisseur de l'isolation de la boucle solaire, ne joue pas un rôle prépondérant sur les performances de l'installation, dans la mesure où le gain obtenu pour une isolation de 2 cm à 6 cm est seulement de 1,7 %.

### II.2.2.3 Echangeur de chaleur

Ce dispositif généralement en acier inoxydable ou en cuivre, transfère la chaleur du circuit solaire (primaire) au circuit secondaire d'ECS et/ou de chauffage.

Knudsen et Furbo [18] ont étudié un chauffe eau solaire avec un ballon de stockage à échangeur manteau et montré que les performances thermiques du système augmentent pour la position d'entrée dans l'échangeur manteau déplacée vers le bas à partir du haut du manteau. L'énergie solaire nette utilisée peut être augmentée de 2,5 % à une position de 0,175 m, et la performance thermique diminue si la position d'entrée est déplacée plus bas. Ce type d'échangeur permet de favoriser la stratification par la création de couches limites chaudes le long de la paroi du ballon

Soo Too Y.C. [19]. a entrepris une étude des caractéristiques d'un chauffe-eau solaire avec un échangeur de chaleur manteau vertical d'une distance annulaire étroite de 3 mm et d'un agencement en deux passes, (figure II.10.). L'auteur a observé que le coefficient global

de transfert de chaleur dans la zone de l'échangeur manteau est compris dans une fourchette de 150 à 213 W/K pour des débits de 2 à 3,8 l/min. L'apport solaire annuel pour les conditions de charge journalières baisse de 79 % pour un système à couplage direct à 72 % pour un système avec un échangeur de chaleur manteau.

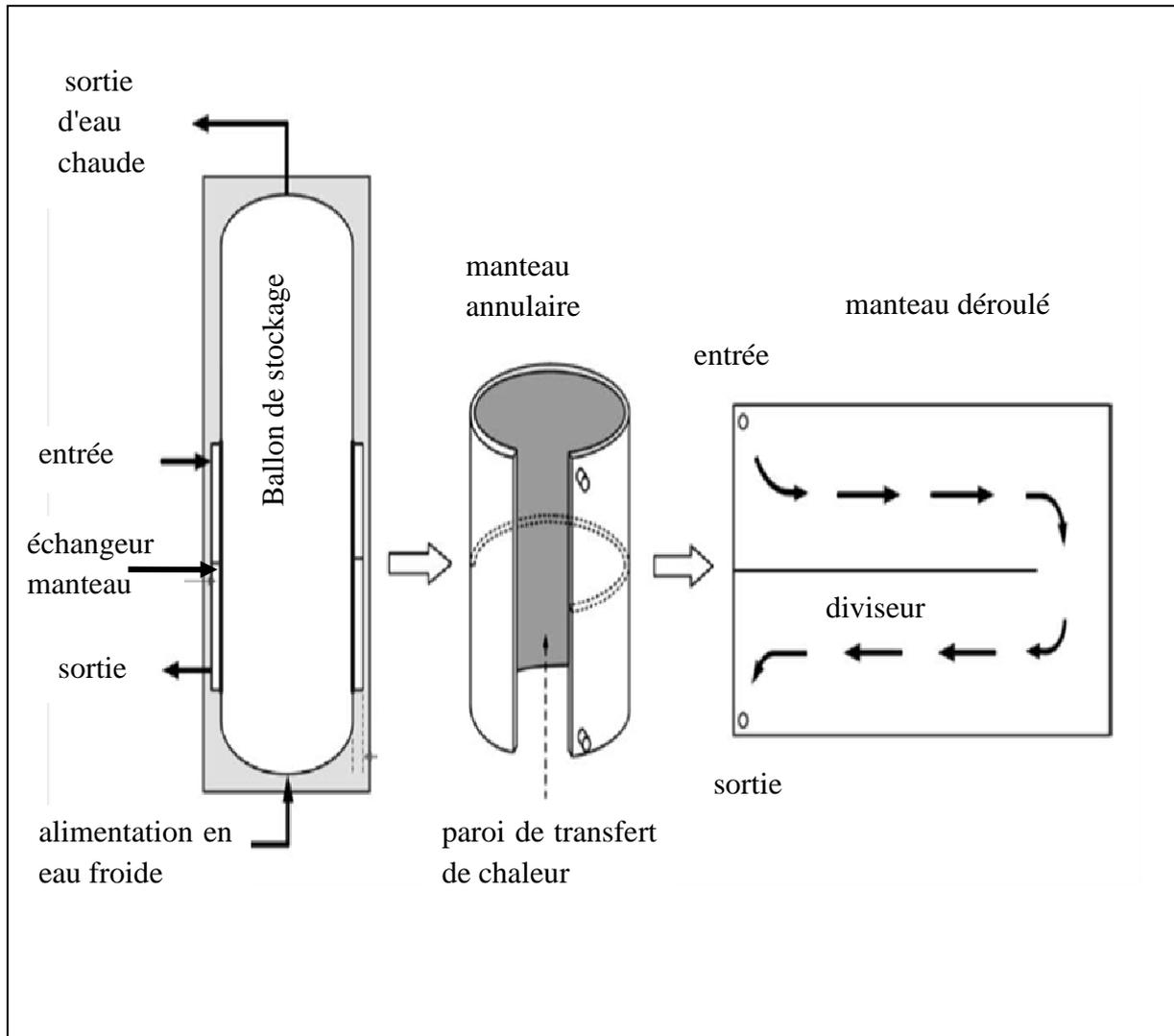


Figure II.10 : Echangeur de chaleur manteau vertical ( agencement en deux passes).

Scott D. D. et Jane H. D. [20], ont comparé trois types d'échangeurs de chaleur externe (figure II.11.), un échangeur de chaleur serpentin avec enveloppes multiples (figure II.12.), un échangeur de chaleur à tubes à deux passes et enveloppe à double parois (figure II.13.), et un échangeur de chaleur à tubes à passe unique et enveloppe à paroi simple avec amélioration des surfaces de transfert de chaleur (figure II.14.). Les résultats obtenus indiquent que l'accroissement de la surface de transfert de chaleur augmente significativement

le transfert d'énergie dans le réservoir. Les pertes par frottement dans la tuyauterie de raccordement doivent être réduites au maximum pour diminuer la résistance à l'écoulement. L'échangeur de chaleur à serpentin a des débits trois fois plus grands que l'échangeur de chaleur à tubes, la surface de transfert de chaleur étant trois fois plus importante. Les valeurs des coefficients d'échange sont quasi identiques pour tous les modèles. Les échangeurs de chaleur à circulation forcée ont des valeurs de coefficients d'échange plus élevées, en raison de plus grandes vitesses d'écoulement d'eau, mais avec un coût d'augmentation de l'énergie électrique plus important ( pour faire fonctionner la pompe d'eau).

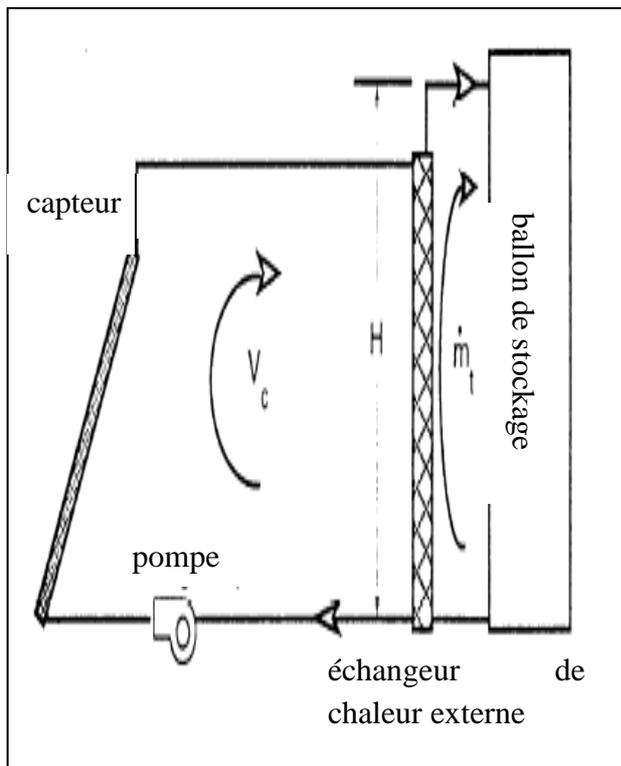


Figure II.11 : Chauffe eau solaire avec échangeur de chaleur externe.

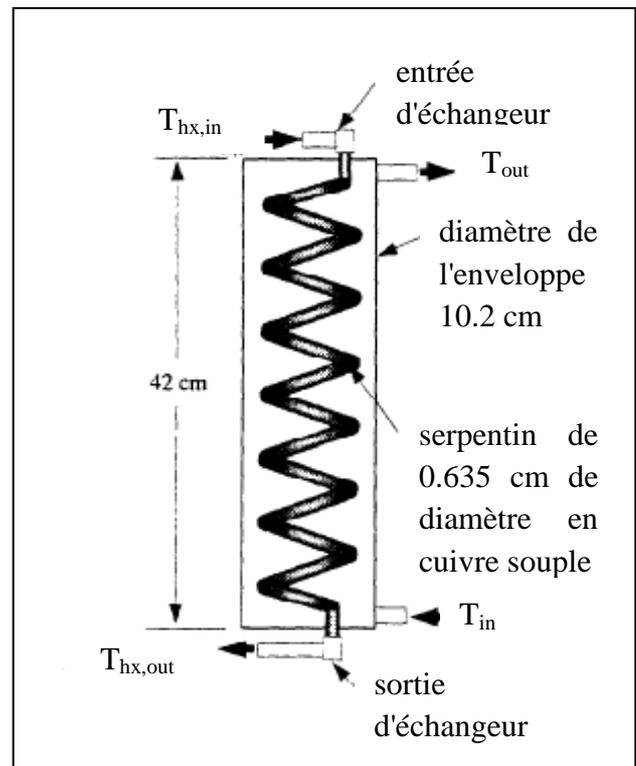


Figure II.12 : Échangeur de chaleur serpentin avec enveloppes multiples.

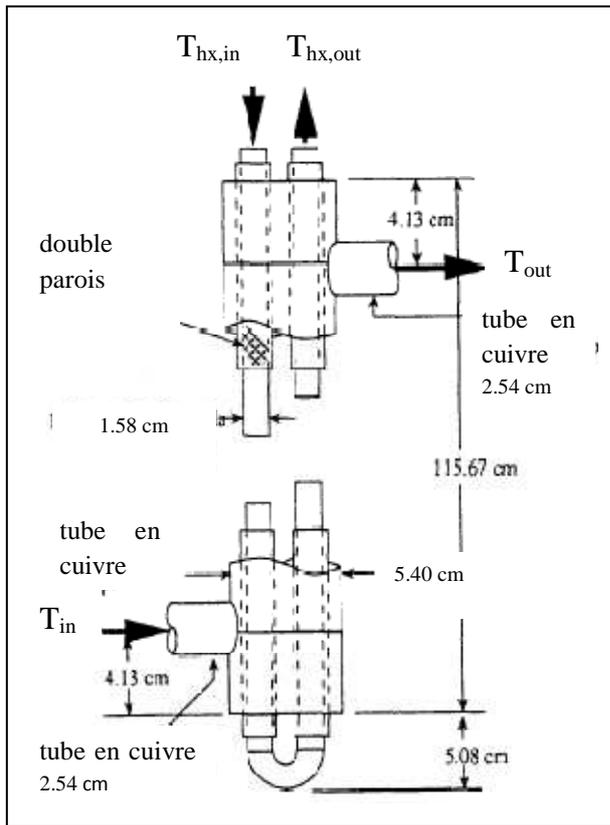


Figure II.13 : Échangeur de chaleur à tubes à deux passes et enveloppe à double parois.

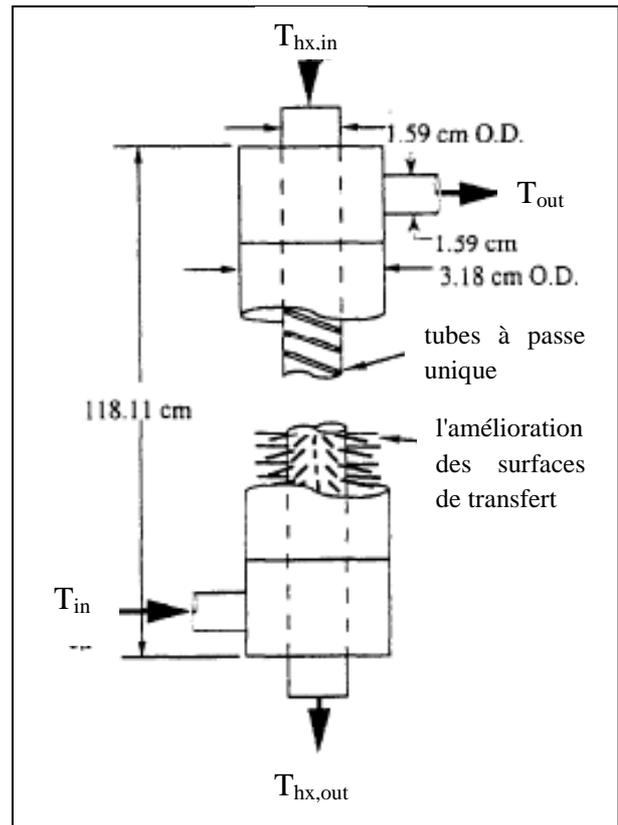


Figure II.14: Échangeur de chaleur à tubes à passe unique.

Spur R. et al [21, 22]. ont comparé trois types de réservoir d'eau chaude sanitaire avec échangeur interne (figure II.15.), de différentes formes de serpentins .

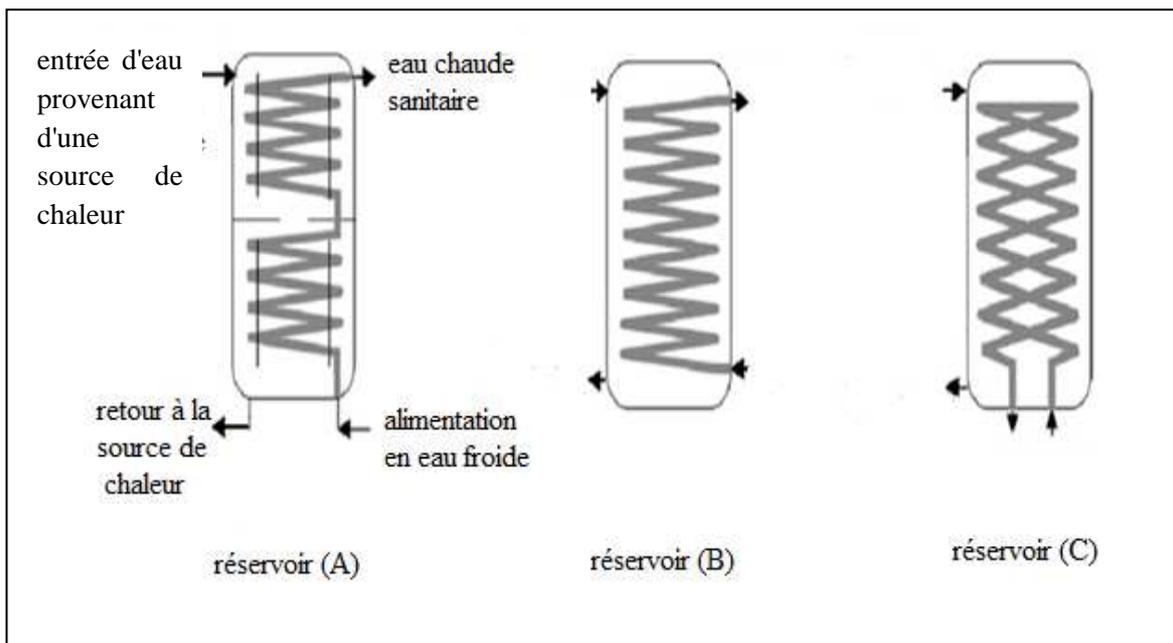


Figure II.15 : Echangeurs de chaleur internes.

Cette étude a montré que la stratification dans le réservoir (C) est moindre que celle dans les deux autres types de réservoirs (A) et (B). La différence de température maximale entre le haut et le bas du réservoir (C) est approximativement de 8 °C, alors qu'elle est de 15°C dans les réservoirs (A) et (B). Le nouveau réservoir a conduit à une amélioration de la performance de l'ordre de 15%. Un réservoir de stockage avec échangeur de chaleur intérieur peut améliorer la stratification du réservoir jusqu'à 32%.

Johannes. K. [17]. a entrepris une simulation par CFD d'un ballon de stockage avec et sans échangeur interne, à l'aide du logiciel FLUENT (figure II.16.). Les résultats montrent que dans le cas d'un ballon sans échangeur interne, la température dans le tiers supérieur du ballon s'homogénéise, et une partie du fluide chaud est transférée vers le bas du ballon. Ce transfert entraîne un léger réchauffement de la partie basse ainsi qu'une remontée d'eau froide dans la partie haute du ballon. Par contre dans le cas du ballon avec échangeur interne nous ne retrouvons pas de mélange en partie basse du ballon.

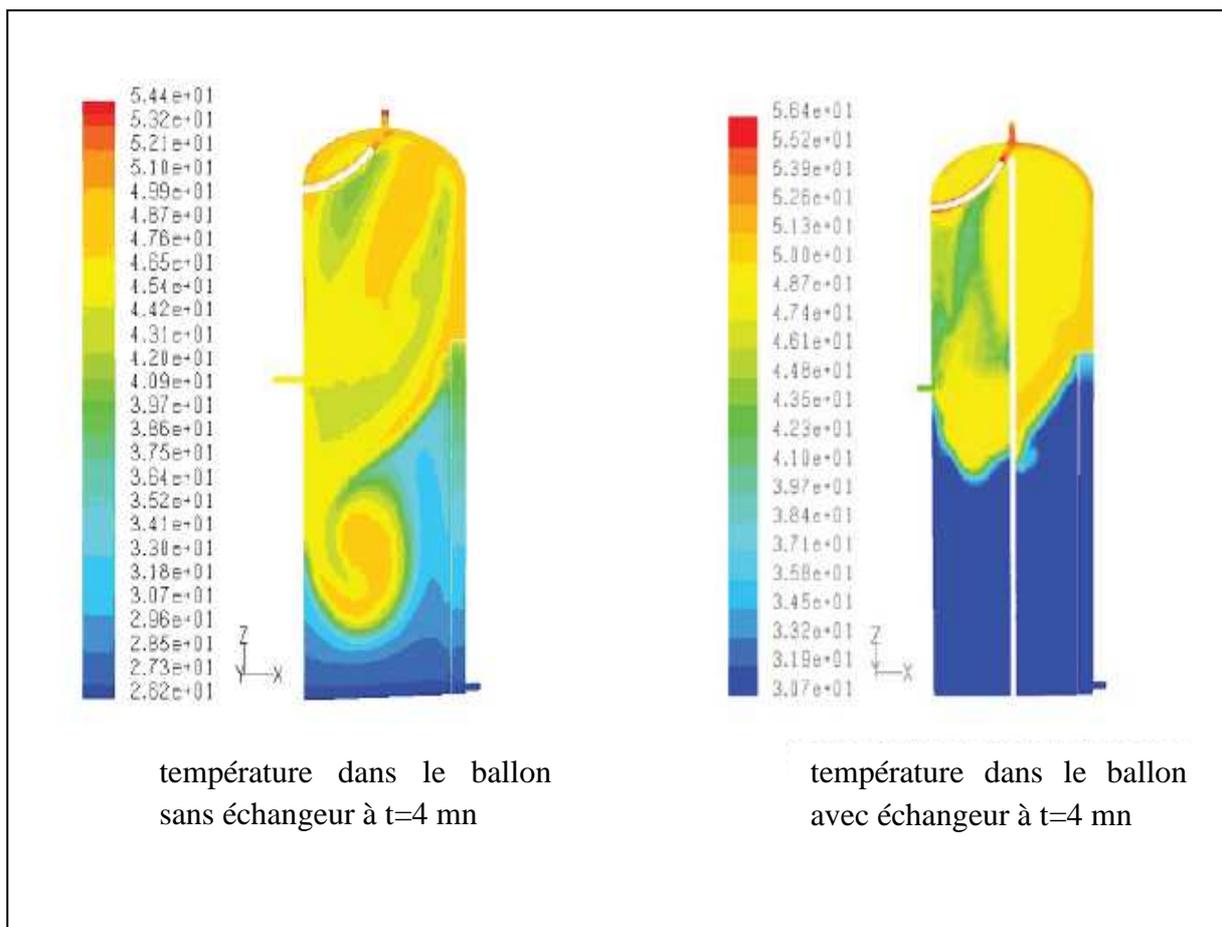


Figure II.16 : Simulation de la température dans un ballon de stockage avec et sans échangeur interne (t=4 mn).

La charge par un échangeur interne situé dans la partie supérieure du réservoir conduit à meilleure stratification dans le ballon de stockage [17, 21, 22], à l'opposé d'un échangeur placé dans le bas du ballon qui va réchauffer ce dernier à température uniforme [23].

#### II.2.2.4 L'appoint

On estime que 40 à 80 % des besoins annuels d'ECS peuvent être assurés par un chauffe-eau solaire individuel (CESI). Le taux de couverture ne dépasse pas 60 à 70% dans le cas d'un chauffe-eau collectif. En notant que dans le cas d'un système solaire combiné (SSC) le taux de couverture (eau chaude/chauffage) fluctue entre 30 et 60%, une source d'appoint est donc nécessaire.

Si le système d'alimentation en énergie auxiliaire se situe au-dessus de l'échangeur de chaleur, le fluide dans l'échangeur de chaleur, va chauffer et transférer l'énergie auxiliaire vers le collecteur solaire, ainsi, le système d'alimentation en énergie auxiliaire va chauffer le bas du réservoir, ce qui conduit à une diminution du rendement thermique. Il en résulte que pour améliorer les performances thermiques du système, l'échangeur de chaleur doit se situer plus bas que le système d'alimentation en énergie auxiliaire [23].

La figure II.17 illustre quelques dispositifs d'appoint existant sur le marché [24].

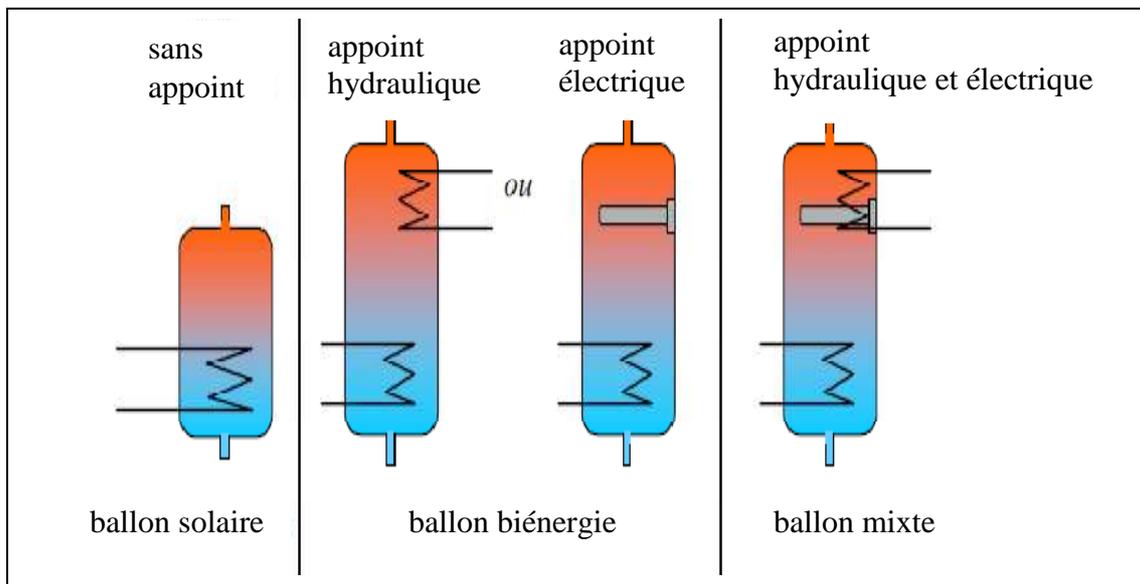


Figure II.17 Différents dispositifs d'appoint.

David B. [23] a étudié la stratification dans un ballon de stockage à température uniforme, qui contient un appoint électrique situé au milieu du ballon. Les résultats montrent que l'appoint va chauffer la zone juste au dessus de la résistance. L'énergie apportée par la résistance est de 9 kWh, alors que l'énergie totale au sein du ballon est de 7.48 kWh du fait des pertes d'énergie de l'ordre de 17%.

### II.2.2.5 Stratification dans le ballon de stockage

Le principe de fonctionnement d'un ballon de stockage, repose sur le processus naturel de stratification et sur les mouvements de convection naturelle et forcée, pouvant apparaître au sein de celui-ci.

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 dans la partie haute et la zone froide dans la partie basse du ballon. La fine couche de séparation entre les deux zones, est appelée thermocline.

Benkhelifa A. [25] a étudié numériquement, la convection mixte en régime transitoire dans un ballon de stockage. Il a développé, un modèle numérique, basé sur la méthode des volumes finis, afin d'étudier l'influence des forces d'inertie sur les performances du stockage thermique, pendant les phases de charge et de décharge (figure II.18.).

L'opération de charge consiste à injecter l'eau chaude venant d'un champ de capteurs dans la partie supérieure du ballon et extraire l'eau froide au bas du ballon .

Pour la décharge, l'opération consiste à extraire l'eau chaude de la partie supérieure du ballon et injecter l'eau froide au bas du ballon.

Les résultats obtenus montrent que lorsque les forces de gravité sont prédominantes par rapport aux forces d'inertie, le fluide contenu dans le ballon est stratifié, ce qui permet d'avoir de bonnes performances de stockage, qui augmentent aussi avec l'accroissement de la vitesse d'injection du fluide. Ces dernières sont d'autant meilleures que la vitesse d'injection du fluide est élevée.

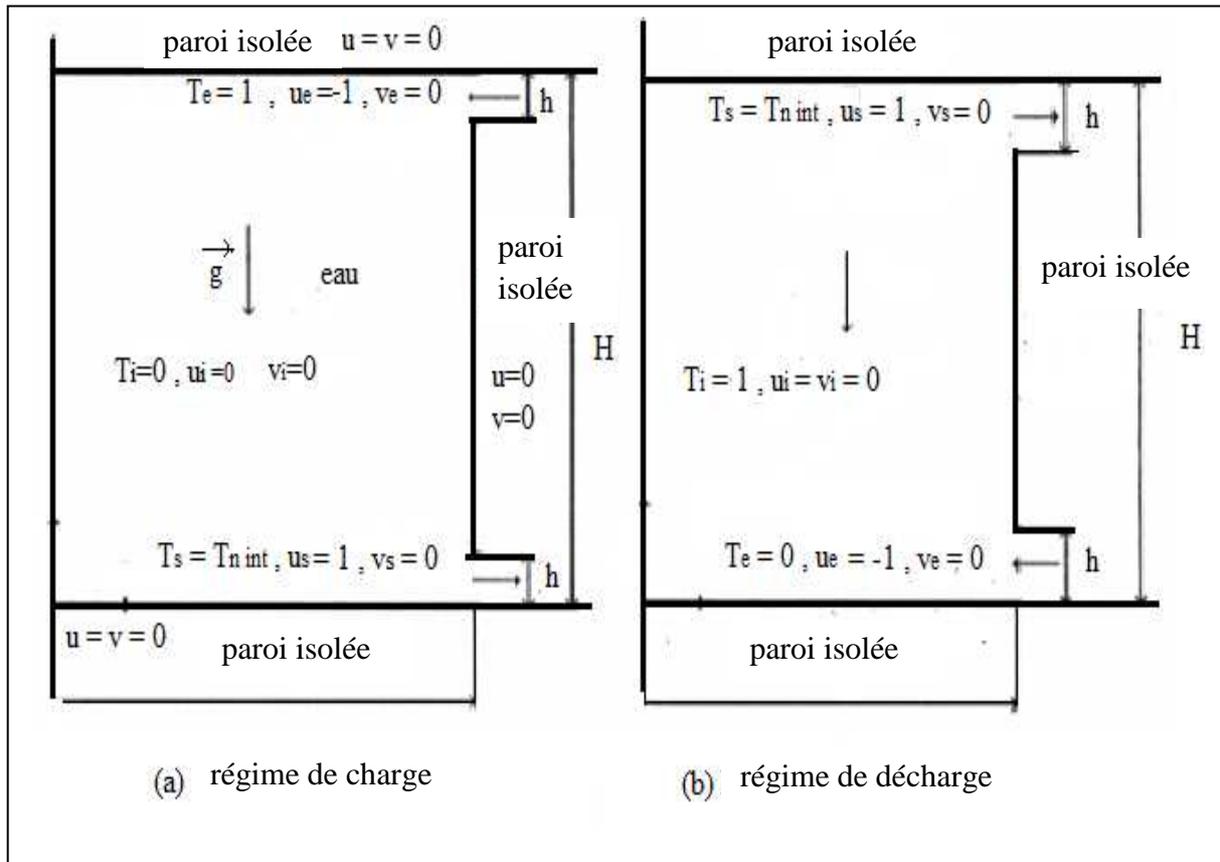


Figure II.18 : Ballon de stockage (a) phase de charge - (b) phase de décharge.

Hanan A. [26]. a étudié une enceinte fermée adiabatique, de section cylindrique remplie d'eau à une température de  $60^\circ\text{C}$ . L'étude paramétrique réalisée, a montré l'influence de la position  $h$  ( $h=0,05$ ,  $h=0,03$ ,  $h=0$ ), du jet d'eau et du débit (écoulement laminaire, correspondant à un débit de  $0,045 \text{ kg/s}$  et turbulent correspondant à un débit de  $0,16 \text{ kg/s}$ ), sur la stratification de l'eau. La figure II.19 permet d'observer qu'une bonne stratification au sein du réservoir a été obtenue pour une position de l'entrée d'eau à  $0,05 \text{ m}$  du fond du ballon.

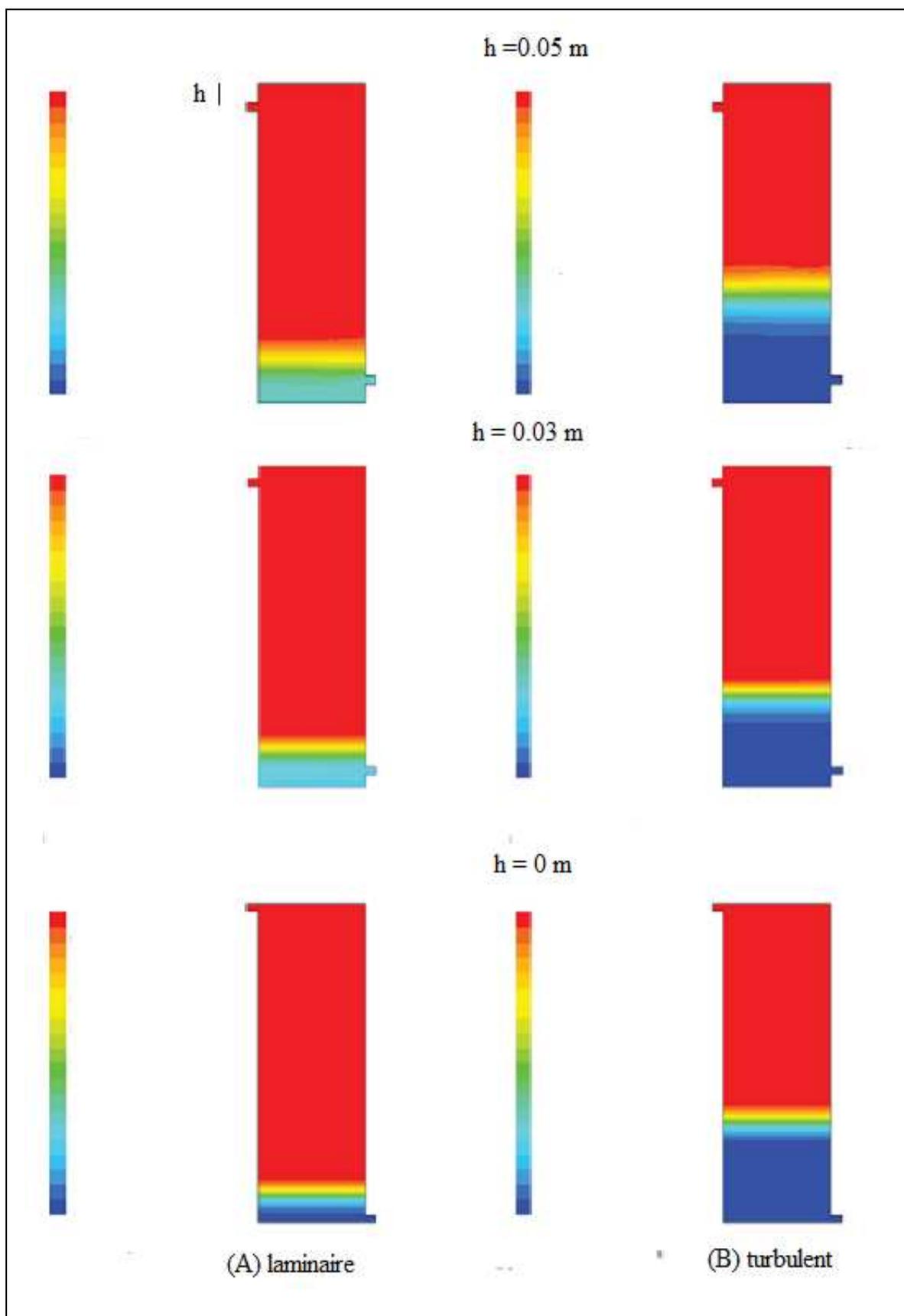


Figure II.19 : Isothermes pour les deux régimes d'écoulement (laminaire et turbulent) pour différents débits et différentes positions de l'entrée.

Zurigat et al. [27]. utilisent trois diffuseurs radiaux de différentes géométries comme entrée d'un système d'eau salée, (à disque solide, à disque perforé, et à disque perforé et solide au centre) (figure II.20.). Le ballon de stockage est rempli initialement avec de l'eau chaude. De l'eau froide est injectée à partir du bas du ballon. Les auteurs montrent que pour des valeurs élevées de  $Re/Ri$ , des différences de performance entre les diffuseurs sont observées. Pour de faibles nombres de Richardson, le diffuseur radial perforé et solide au centre donne la thermocline la plus fine, en supprimant le mélange turbulent à l'entrée du ballon de stockage.

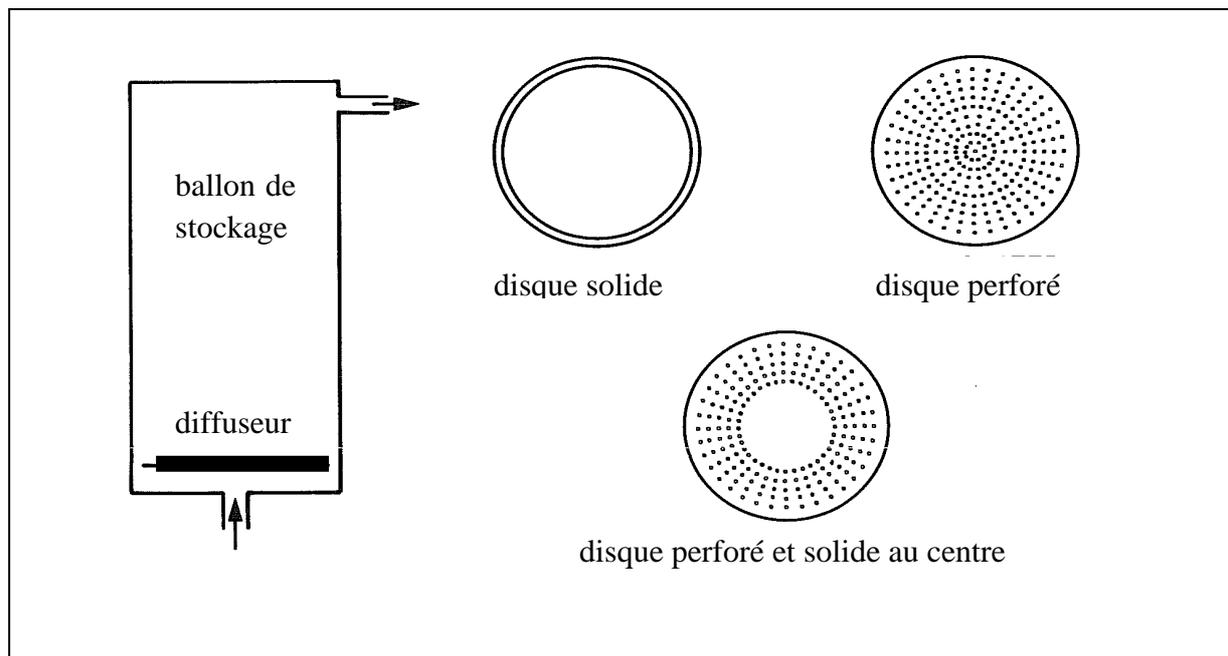


Figure II.20 : Différents diffuseurs.

Hegazy [28] a mis en évidence l'effet de la conception d'entrée sur la performance d'un chauffe-eau électrique domestique. Pour cela il a testé trois géométries différentes d'entrée d'eau, dans le ballon de stockage, (entrée coincée (a), entrée perforée (b), entrée fendue (c)), illustrées par la figure II.21, et un débit de 5 et 10 l / min. Il apparaît une bonne stratification pour les trois entrées quand le débit est faible. Néanmoins l'entrée fendue a une plus grande capacité à limiter le mélange eau chaude/ eau froide.

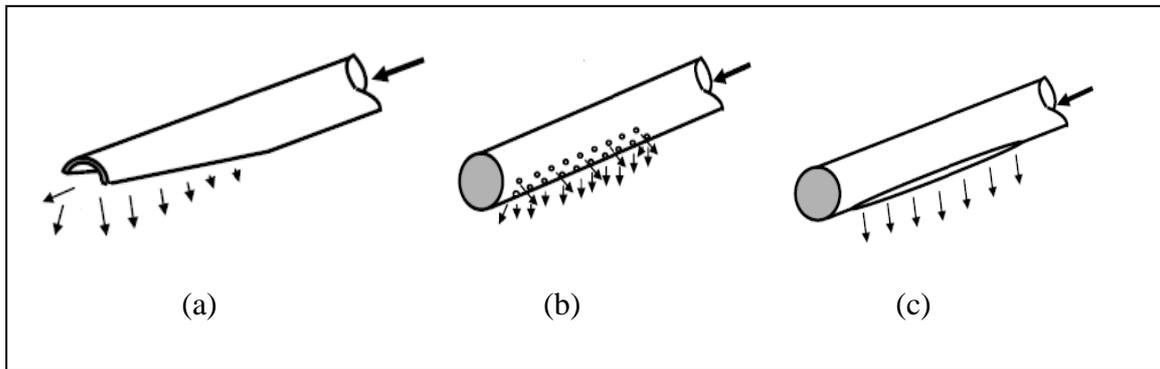


Figure II.21 - Différentes configurations de l'entrée d'un chauffe-eau.

Carlsson [29] a testé cinq géométries d'entrées différentes, afin d'augmenter la stratification thermique (figure II.22.). Le tableau II.1 regroupe les débits sans mélange pour différents types d'entrée. Il apparait que les injecteurs à plaque radiales parallèles sont les meilleurs.

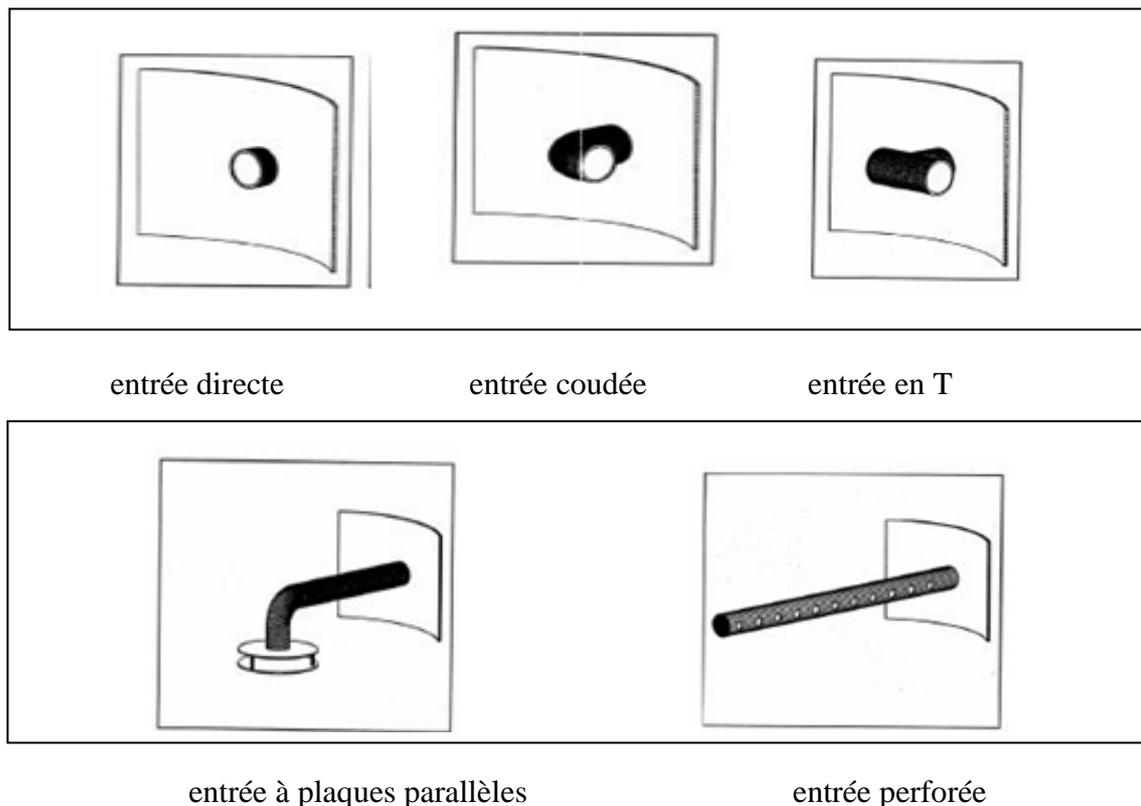


Figure II.22 . Les différentes entrées.

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

Tableau II.1 - Effet de la configuration de l'entrée sur la stratification.

Johannes K. [17] a entrepris la modélisation CFD du comportement d'une canne à stratification active sans clapet, dont le diamètre des orifices d'injection est identique. Les résultats obtenus indiquent la présence d'une zone froide dans la partie supérieure du ballon (figure II.23.).

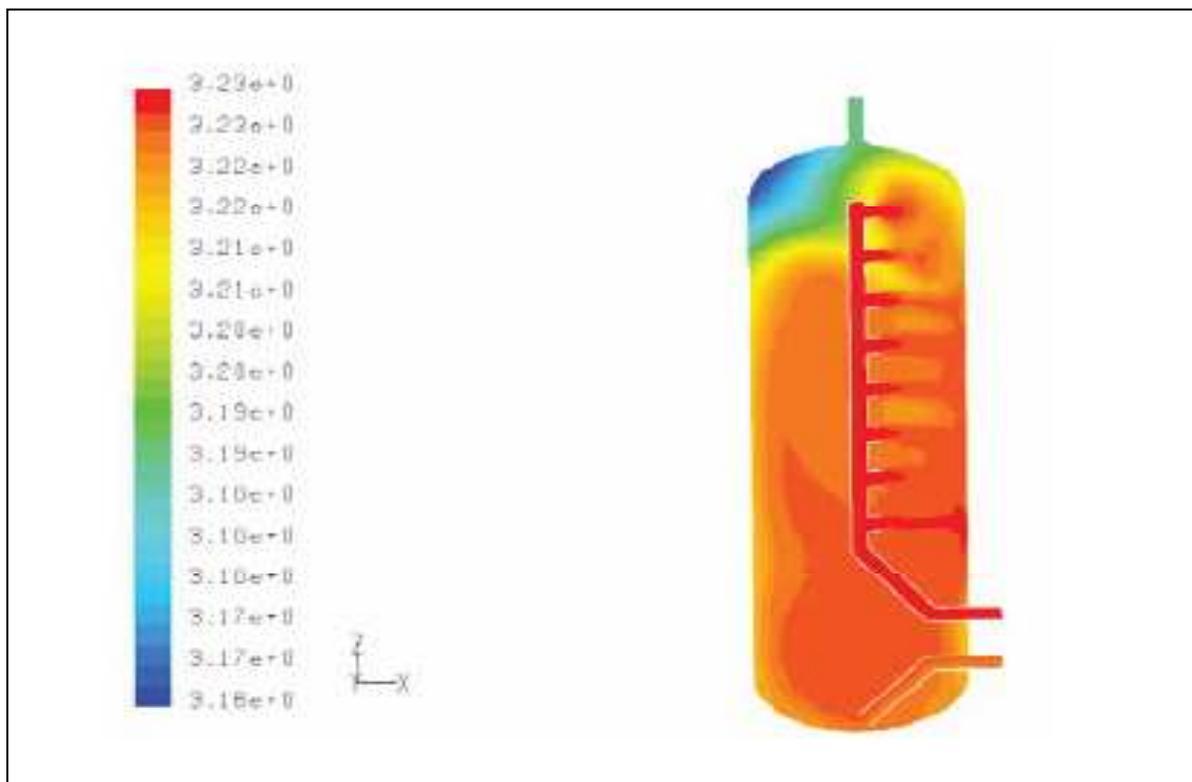


Figure II.23 : Modélisation CFD du comportement d'une canne à stratification active.

L'injection du fluide se fait à chaque niveau avec une tendance accrue par les points bas. Les pertes de charges jouent donc un rôle important sur ce système d'injection, cependant ce type de membranes est difficile à modéliser et l'entartrage peut entraîner un dysfonctionnement de la canne. En raison de ces inconvénients, l'auteur [17] mène une étude de l'influence des injecteurs sur la stratification par simulation CFD, et montre l'amélioration de la stratification par rapport à un orifice d'entrée standard. Il teste trois géométries d'injection dans un ballon, un ballon traditionnel (cas de référence), injecteurs à plaques parallèles identiques et injecteur à plaques parallèles différentes, pour un débit d'injection de 60 l/min et de 300 l/min (figure II.24.) et note que les plaques parallèles avec des géométries différentes conduisent à une meilleure stratification thermique quelque soit le débit d'injection.

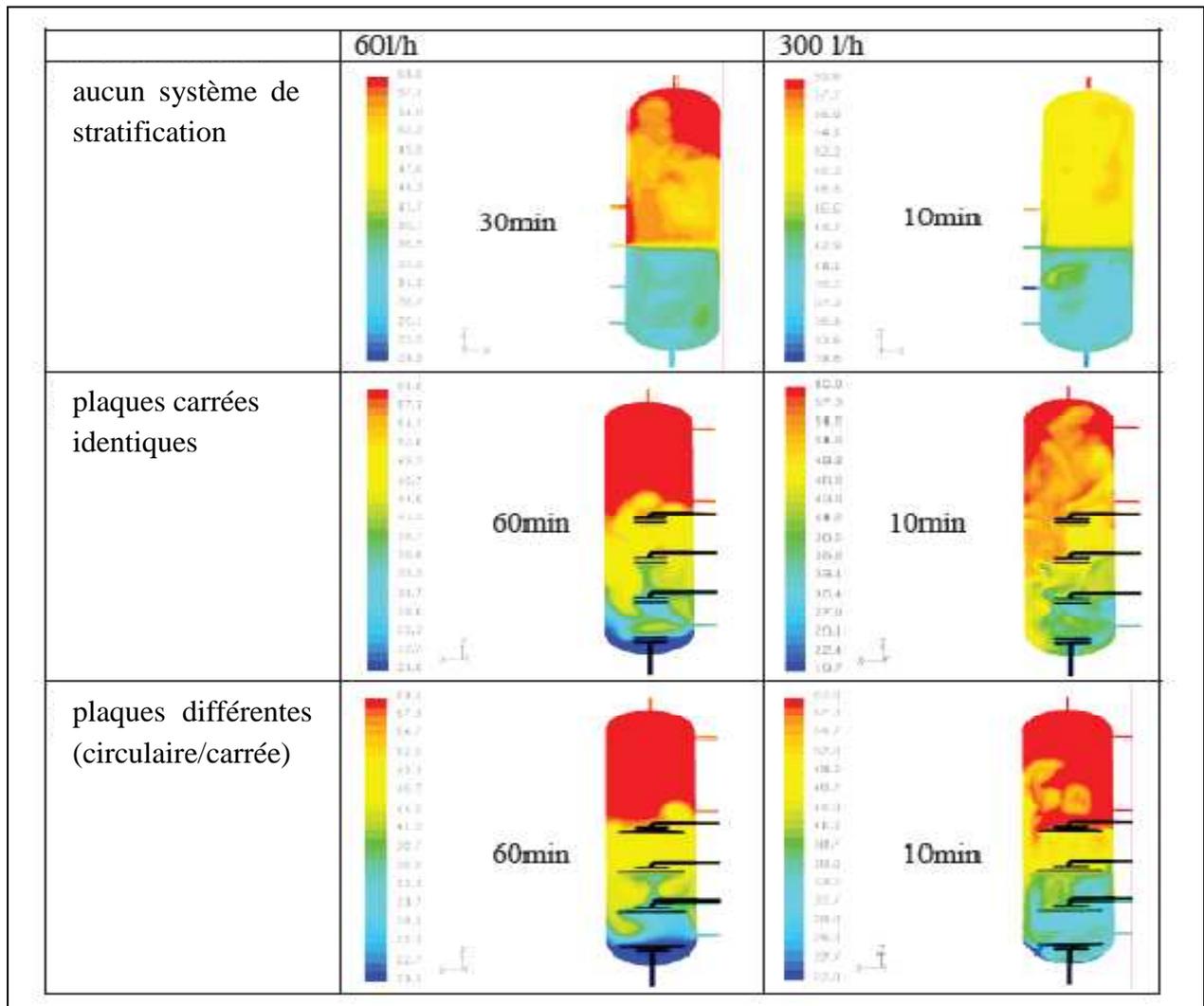


Figure II.24 : Effet de la géométrie de l'entrée et du débit sur la stratification du ballon.

### II.2.3 Les ballons solaires spécifiques

Il existe actuellement trois moyens d'injection employés pour maintenir la stratification des ballons solaires, l'échangeur manteau, l'injection multi-niveaux par vannes de trois voies, et la canne de stratification.

- Ballon à échangeur manteau et injection multi-niveaux par vannes de trois voies

Le ballon à échangeur manteau (double enveloppe) est rempli d'eau sanitaire, qui va chauffer soit par l'échangeur de chaleur manteau qui reçoit l'eau des capteurs injectée à plusieurs niveaux par le biais d'un système de vannes trois voies, soit par un appoint électrique ou de gaz (figure II.25.). Ceci permet d'obtenir une meilleure stratification dans le ballon. Néanmoins ce système ne peut pas être utilisé dans les installations collectives car le rapport entre la surface d'échange et le volume du ballon décroît, lorsque le volume augmente. Ce système est utilisé dans le nord de l'Europe et en Suisse [17].



Figure II.25 : Ballon à échangeur manteau avec injection multi-niveaux.

- La canne de stratification.

Le ballon contient une canne percée de trous par lesquels on injecte le fluide à différents niveaux dans le ballon. La différence de masse volumique entre le fluide de la canne et celui du ballon permet d'injecter le fluide où la température au sien du ballon est presque assimilable à celle de la canne de stratification (figure II.26.). ce système est utilisé dans la gamme SOLVIS. [17]

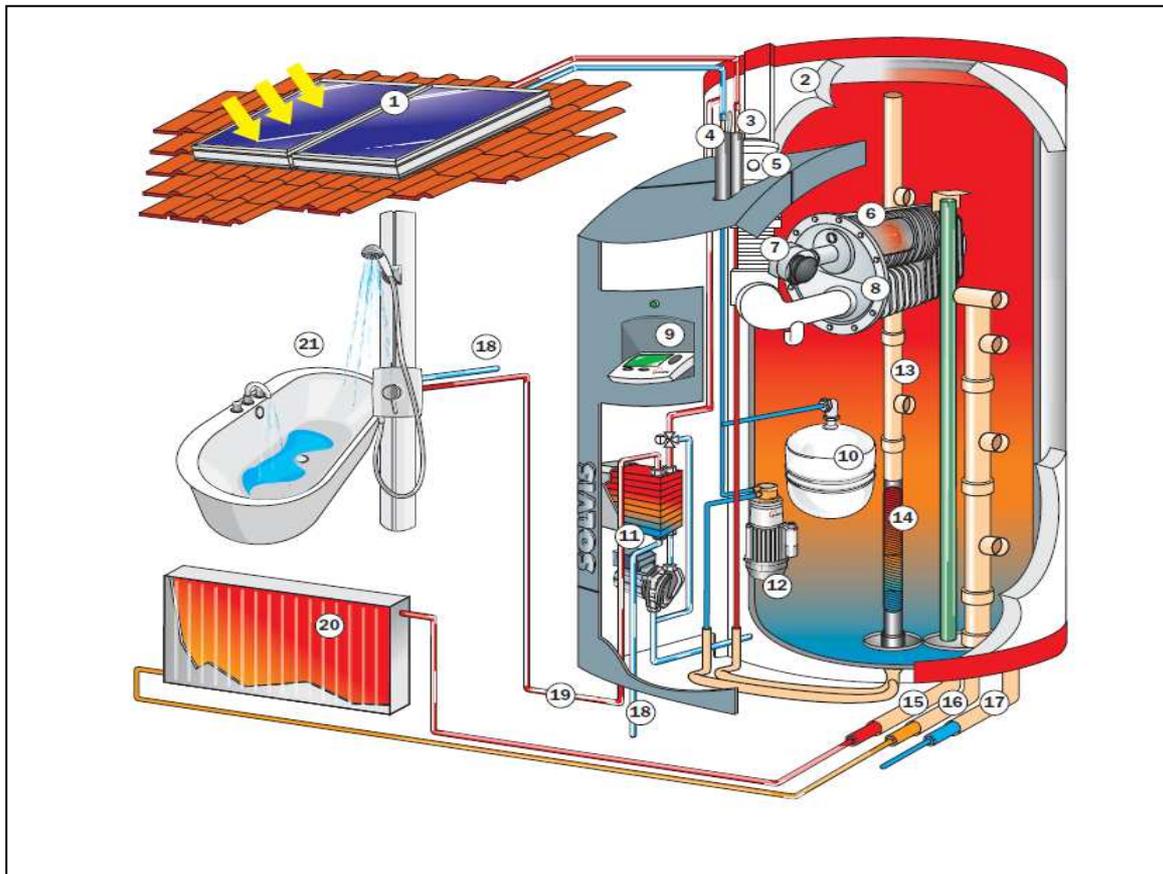


Figure II.26 : Stratification du ballon avec une canne de stratification.

1. Capteurs solaires 2. Isolation thermique 3. Entrée de l'eau venant du capteur solaire 4. Retour vers le capteur solaire 5. Raccord de l'évacuation des fumées 6. Chambre de combustion gaz/fioul 7. Brûleur gaz/fioul 8. Échangeur thermique des fumées 9. Régulateur du système Solvis 10. Vase d'expansion solaire 11. Station d'eau chaude 12. Pompe solaire 13. Chargeur stratifié 14. Échangeur thermique solaire 15. Départ chauffage 16. Retour chauffage 17. Conduite de remplissage et de purge 18. Eau froide 19. Eau chaude 20. Chauffage 21. Prélèvement d'eau chaude

Le ballon STRATOS de SOLVIS est utilisé pour le chauffage des locaux et de l'eau sanitaire. L'eau contenue dans le ballon n'est pas consommable, la première canne de stratification qui contient un échangeur à faible débit injecte l'eau provenant des champs de capteurs solaires à différents niveaux dans le ballon, alors que la seconde canne est utilisée pour injecter l'eau qui provient du chauffage au niveau correspondant. L'eau sanitaire est chauffée à l'aide d'un échangeur d'ECS (figure II.27.), qui permet d'affranchir les problèmes de légionellose. Les volumes du ballon varient de 350 à 1850 l [17].

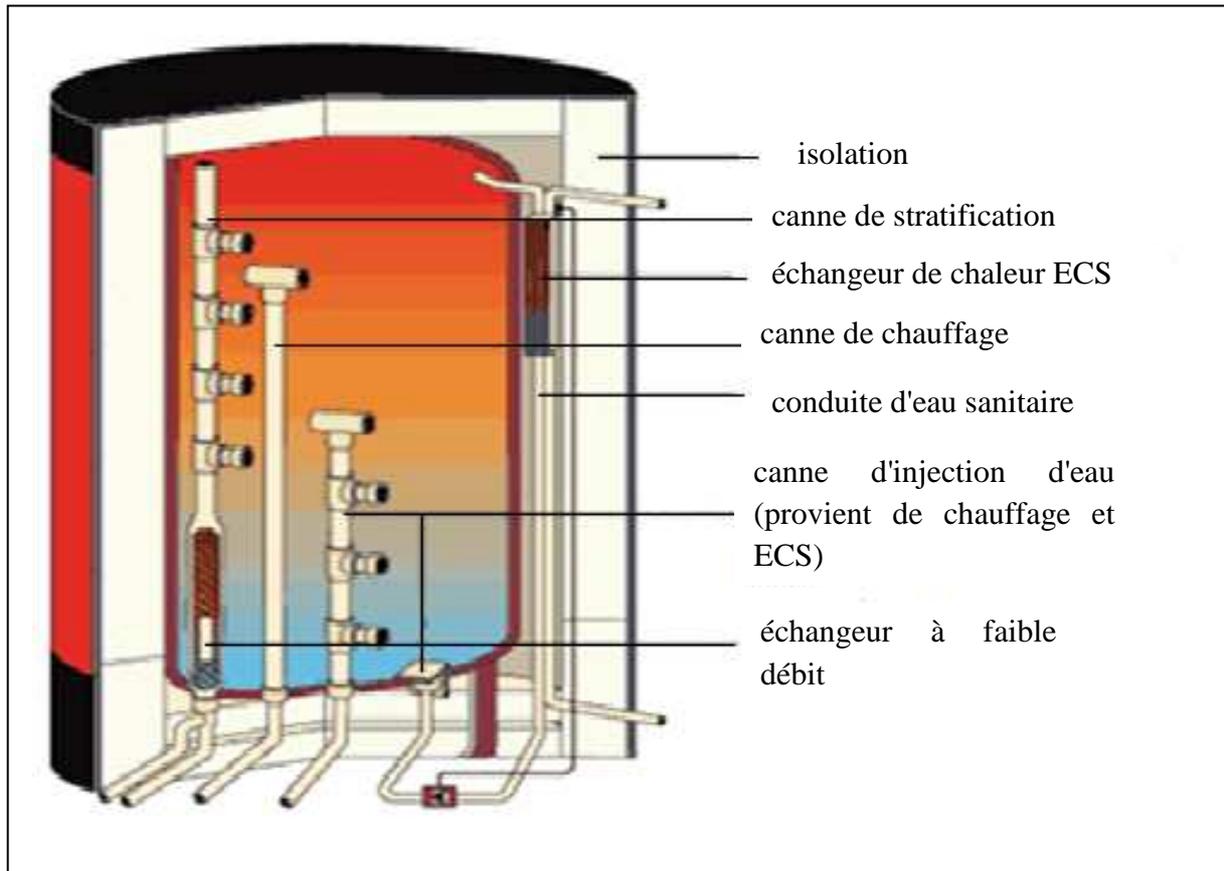


Figure II.27 : Ballon à stratification active STRATOS de SOLVIS.

Les ballons CONUS et SOLUS de CONSOLAR (figure II.28.) dont les volumes maximaux sont de 2200 litres, fonctionnent aussi grâce à une canne de stratification. Cette dernière est composée seulement de deux sorties pouvant être obstruées par des billes. Le fluide chaud est introduit par le haut de la cheminée de convection, pour chauffer l'eau présente au contact de l'échangeur solaire. Une fois chauffée, l'eau monte par la cheminée de convection et sort au niveau approprié, grâce aux différences de masses volumiques. Quand l'ensoleillement est important, la partie haute du ballon sera à des températures pouvant être supérieures à 55°C. L'eau froide est chauffée par l'échangeur. L'eau du ballon qui a permis de chauffer l'eau sanitaire est à présent froide, et descend par le biais de la gaine de convection dans le bas du ballon [17].

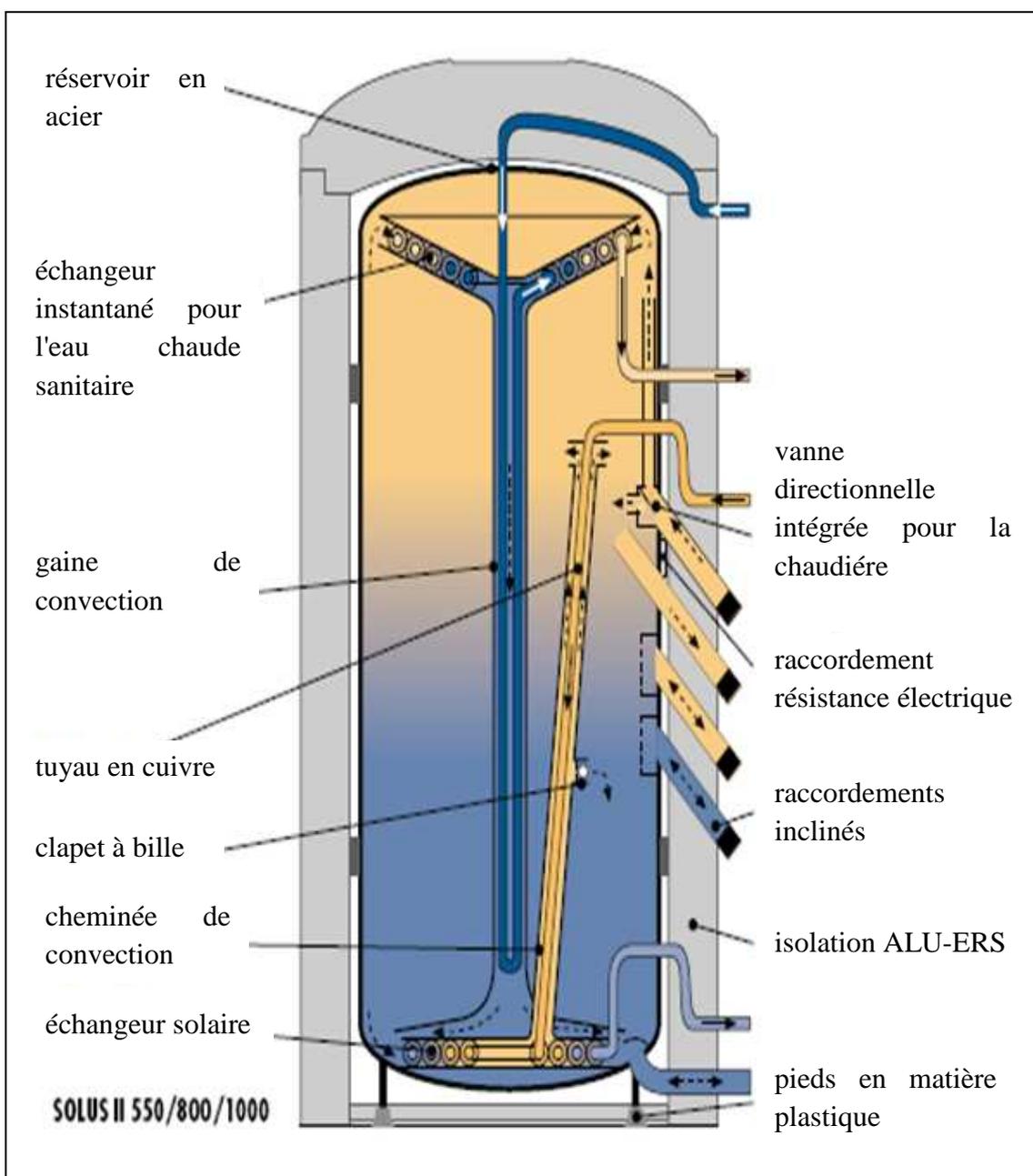


Figure II.28 : Ballon à stratification SOLUS.

### II.3 Les différentes installations

Pour la production d'eau chaude sanitaire, on recense actuellement deux types d'installations, soit à thermosiphon, soit à éléments séparés et convection forcée.

### II.3.1 Chauffe-eau solaire à thermosiphon

Dans ce type d'installation, le liquide caloporteur réchauffé dans le capteur thermique, plus léger, monte vers le haut de l'installation. Le fluide caloporteur refroidi redescend naturellement vers le bas de l'installation pour être réchauffé par le capteur et recommencer le cycle continu.

Il existe deux type d'installations qui utilisent le principe thermosiphon.

#### II.3.1.1 Les systèmes monobloc

Ce sont des ensembles capteur/ballon (figure II.29.) qui fonctionnent de manière autonome. Le fluide est mis en mouvement d'une énergie incidente suffisante. La chaleur est alors transférée du capteur au ballon de stockage (150 à 180 litres) qui est situé au dessus du capteur.

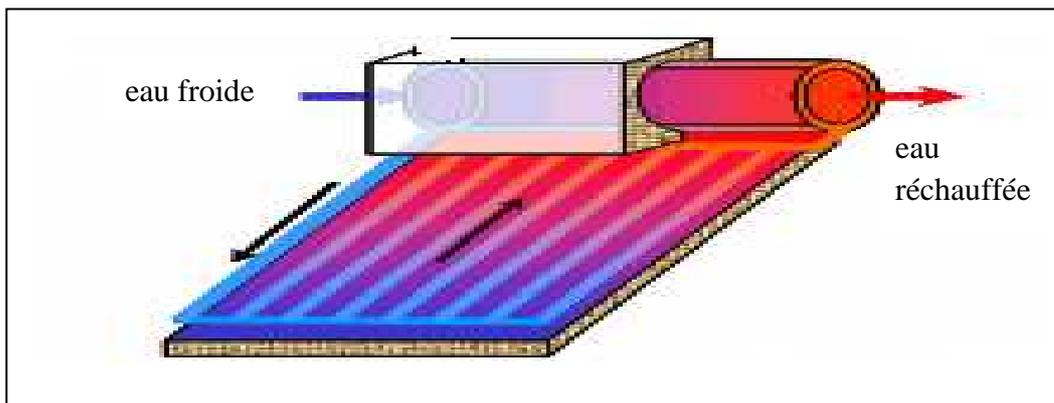


Figure II.29 : Système monobloc.

La position du ballon ne permet d'utiliser une source d'énergie d'appoint dans ce type de système qui ne peut donc pas être utilisé quand il y a des risques de gel. Nous citons quelques avantages et inconvénients des systèmes monoblocs [24].

#### Avantages [24]

- système monobloc (capteurs et ballon intégrés sur un même châssis rigide)
- pose facile, coût réduit
- système autorégulé
- continuité de la production d'ECS solaire en cas de coupure d'alimentation électrique

**Inconvénients [24]**

- inesthétique
- n'est pas adapté aux régions froides (fonctionnement en eau)
- stockage soumis directement aux actions extérieures
- poids important (ne convient pas à la pose en toiture)
- limitation de la température de stockage à l'aide de soupapes à commande thermique

**II.3.1.2 Chauffe-eau solaire à éléments séparés**

Cette installation fonctionne de la même façon que les systèmes monobloc, sauf que les capteurs et le ballon (placé à l'intérieur du bâtiment) sont séparés (figure II.30.) [24].

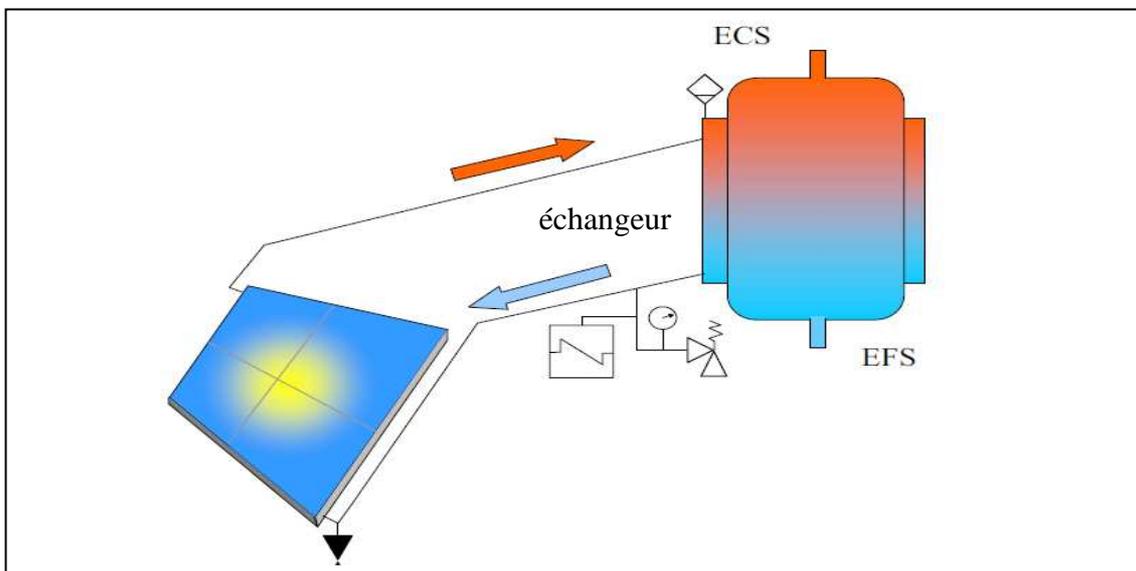


Figure II.30 : Chauffe-eau à éléments séparés.

**Avantages [24]**

- continuité de la production d'ECS solaire en cas de coupure d'alimentation électrique
- système sans régulation
- risque de pannes pratiquement exclus

**Inconvénients [24]**

- mise en œuvre délicate : les préconisations des fabricants doivent être parfaitement respectées (diamètres des tubes minimums, pentes minimales, dénivelé capteurs / ballon)
- limitation de la température dans le ballon de stockage à l'aide de soupapes à commande thermique.

### II.3.2 Chauffe-eau solaire à convection forcée

Dans cette installation (figure II.31.), les capteurs peuvent s'intégrer dans l'architecture du bâtiment, le ballon peut être placé indifféremment dans l'habitation [24]. Ces systèmes possèdent une régulation (R) qui enclenche la pompe dès que l'énergie solaire est disponible, ce qui permet des performances supérieures aux systèmes monobloc.

Le champs de capteurs solaires est de quelques mètres carrés pour les installations individuelles à plusieurs centaines de mètres carrés pour la production d'eau chaude solaire collective, pour contrôler la température du ballon pendant les jours où l'ensoleillement est faible, une source d'appoint est utilisée.

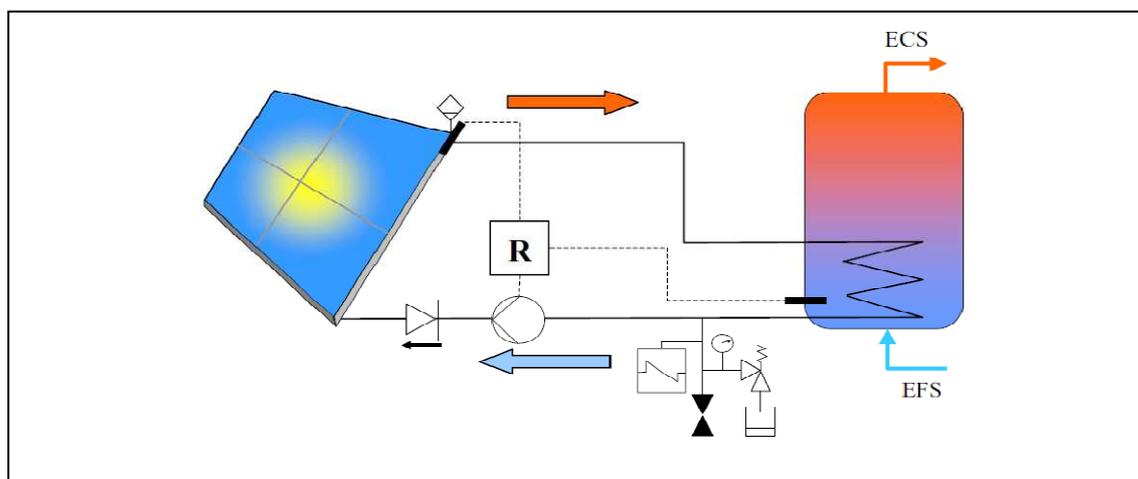


Figure II.31 : Chauffe-eau solaire à convection forcée.

#### Avantages [24]

- système adapté à toutes les configurations d'habitat
- risque de panne faible
- système performant
- contrôle en température du ballon

#### Inconvénients [24]

- nécessité d'une régulation différentielle pilotant un circulateur
- besoin d'une alimentation électrique
- nécessité d'un liquide caloporteur antigel (de qualité alimentaire)

### II.3.3 Le chauffe-eau autovidangeable à circulation forcée

Dans ce type de système, les capteur et leurs canalisations se vident automatiquement à l'arrêt de la pompe dans une bouteille de récupération (figure II.32.). Les équipements (sauf le capteur) sont situés dans une zone hors-gel. Quelques avantages et inconvénients sont exposés dans ce qui suit [24].

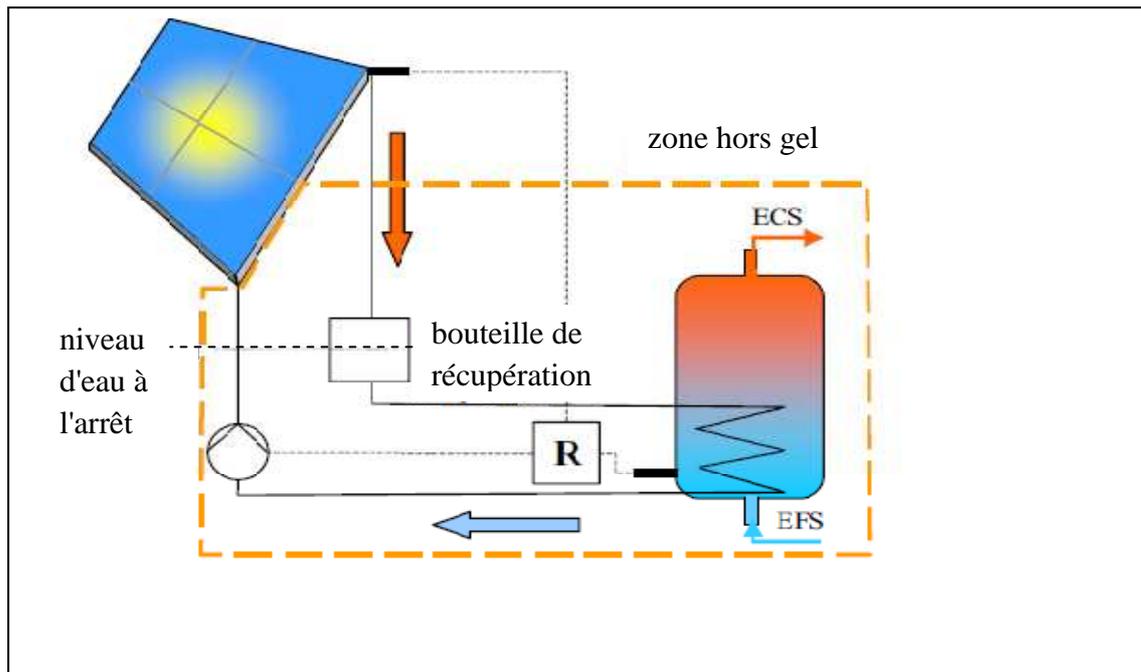


Figure II.32 : Chauffe-eau autovidangeable à circulation forcée.

#### Avantages [24]

- sécurité du système en cas de stagnation ou de gel
- système pouvant fonctionner sans antigel (l'installation n'est pas soumise aux inconvénients dus à la dégradation du liquide caloporteur)
- circuit hydraulique simplifié (avec l'utilisation de moins de composants sensibles tels que le vase d'expansion, la soupape de sécurité ou le purgeur)
- meilleur échange de chaleur (si absence d'antigel)

#### Inconvénients [24]

- régulation différentielle pilotant une pompe (nécessité de lutter contre des hauteurs manométriques importantes)
- besoin d'une alimentation électrique

- mise en œuvre délicate (respect d'une pente minimale pour les liaisons hydrauliques, absence de coude, de cintrage...)
- moins de flexibilité dans le choix du capteur
- risque de température de l'absorbeur élevée

## **II.4 Les installations collectives**

### **II.4.1 Les principales configurations**

Il faut équiper les installations collectives d'appoint pour maintenir la température à des valeurs qui permettent d'assurer les besoins en eau chaude sanitaire.

Suivant la nature des besoins et leur localisation, on peut considérer trois types d'installation [24] :

- ✓ production centralisée avec distribution directe
- ✓ production centralisée avec distribution par boucle de circulation.
- ✓ production solaire collective à appoints individuels

Les différences entre les installations collectives et individuelles par rapport au captage d'énergie sont [24]:

- La surface de capteurs : nombre de capteurs solaires à installer dans le champ de capteurs.
- L'échangeur solaire : position de l'échangeur de chaleur dans l'installation ( extérieur, intérieur ).

## II.5 Production centralisée et distribution directe

Les composants de cette installation sont illustrés par la figure II.33.

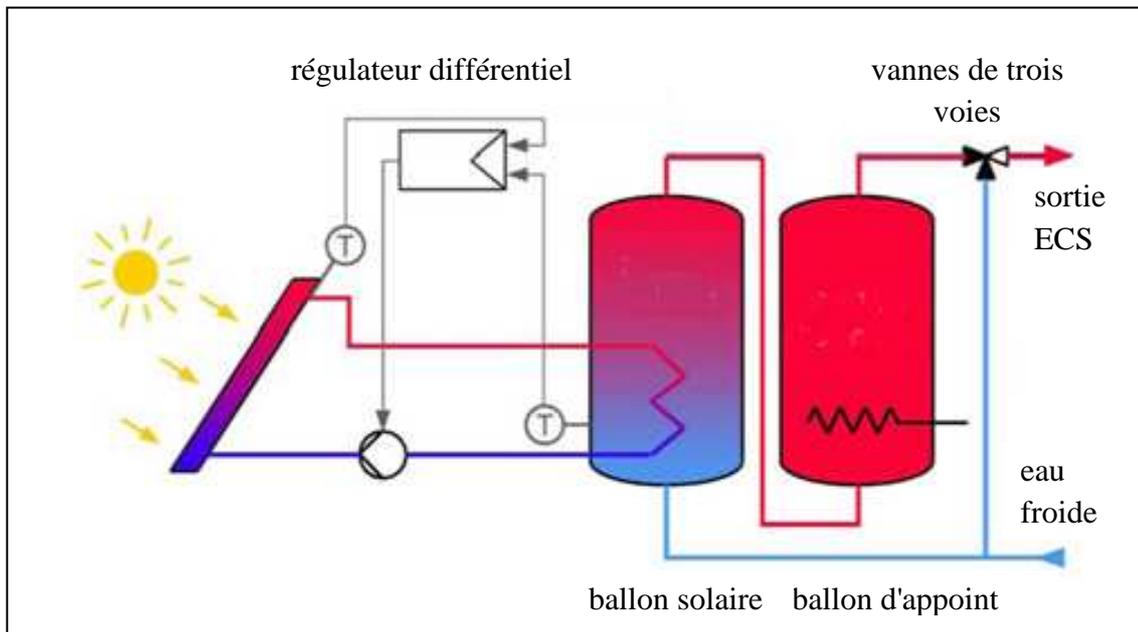


Figure II.33 Production centralisée et distribution directe.

Dans ce type de configuration, le champs des capteurs est de taille inférieure à 40 m<sup>2</sup>. L'échangeur est directement incorporé au ballon solaire. L'appoint (électricité, gaz, fioul...) est un équipement placé en chaufferie près du ballon de stockage solaire et centralisé sur un seul ballon ou sur un seul groupe de ballons, en fonction de la place disponible dans le local et du volume de stockage [24].

### II.5.1 Production centralisée et distribution par boucle de circulation

Le champs de capteurs dans cette installations est de taille supérieure à 40 m<sup>2</sup>. L'échangeur de chaleur est situé entre le champs des capteurs et le ballon de stockage solaire ( figure II.34.).

Le démarrage de cette installation se fait en deux étapes :

- Dans la première étape, la boucle primaire est mise en circulation et homogénéise les températures dans les capteurs solaires et dans les canalisations.
- Dans la seconde étape, le circuit secondaire est mis en service et transfère l'énergie de la boucle primaire à la boucle secondaire.

Le circulateur secondaire de type « sanitaire » est asservi à celui du primaire, afin d'éviter qu'il ne fonctionne pour rien. Si plusieurs ballons sont nécessaires, ils seront disposés en série. La boucle de recirculation de l'eau chaude sanitaire est conçue de telle sorte que les pertes thermiques sont assurées par l'appoint, et non par le ballon solaire [24].

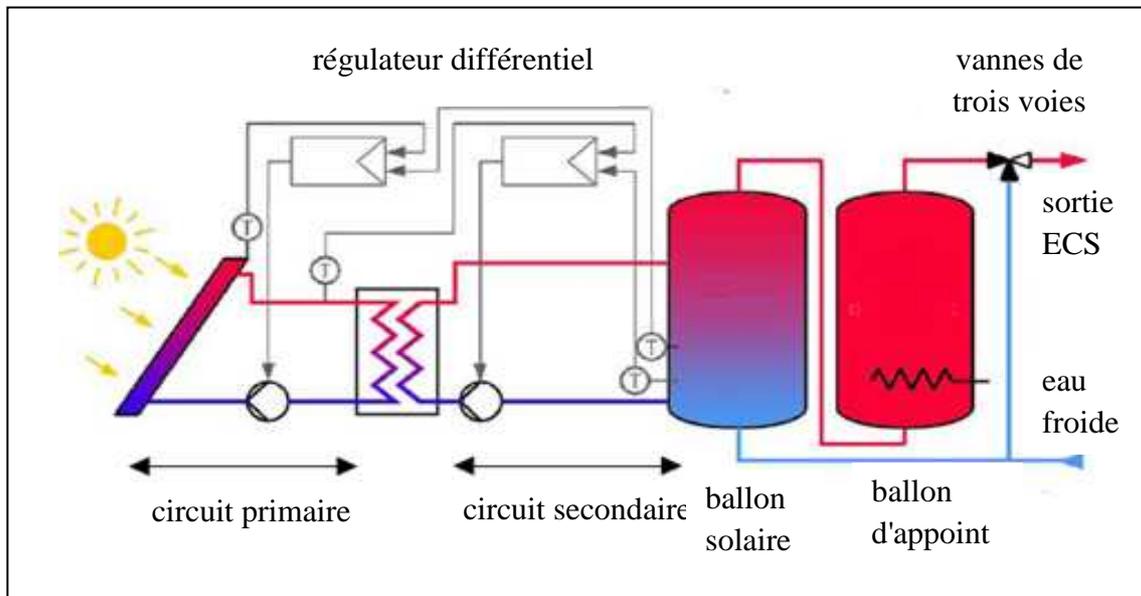


Figure II.34 Production centralisée et distribution par boucle de circulation.

### II.5.2 Production solaire collective à appoints individuels

Dans ce cas, l'installation est adaptée aux immeubles d'habitation collective. L'énergie est stockée dans des ballons individuels biénergie et non plus centralement. Cela permet une individualisation des charges d'énergie liées à l'ECS ainsi que la suppression de la boucle de distribution d'ECS (figure II.35.) [24].

Cette installation permet un démarrage en deux étapes:

- mise en circulation du fluide dans les capteurs solaires pour homogénéiser les températures.

- ouverture de la vanne 3 voies de manière à irriguer les échangeurs de ballons solaires.

La vanne trois voies est commandée en tout ou rien, de telle sorte que, soit l'eau chaude du capteur est injectée dans le ballon (vanne ouverte) ou pas (vanne fermée).

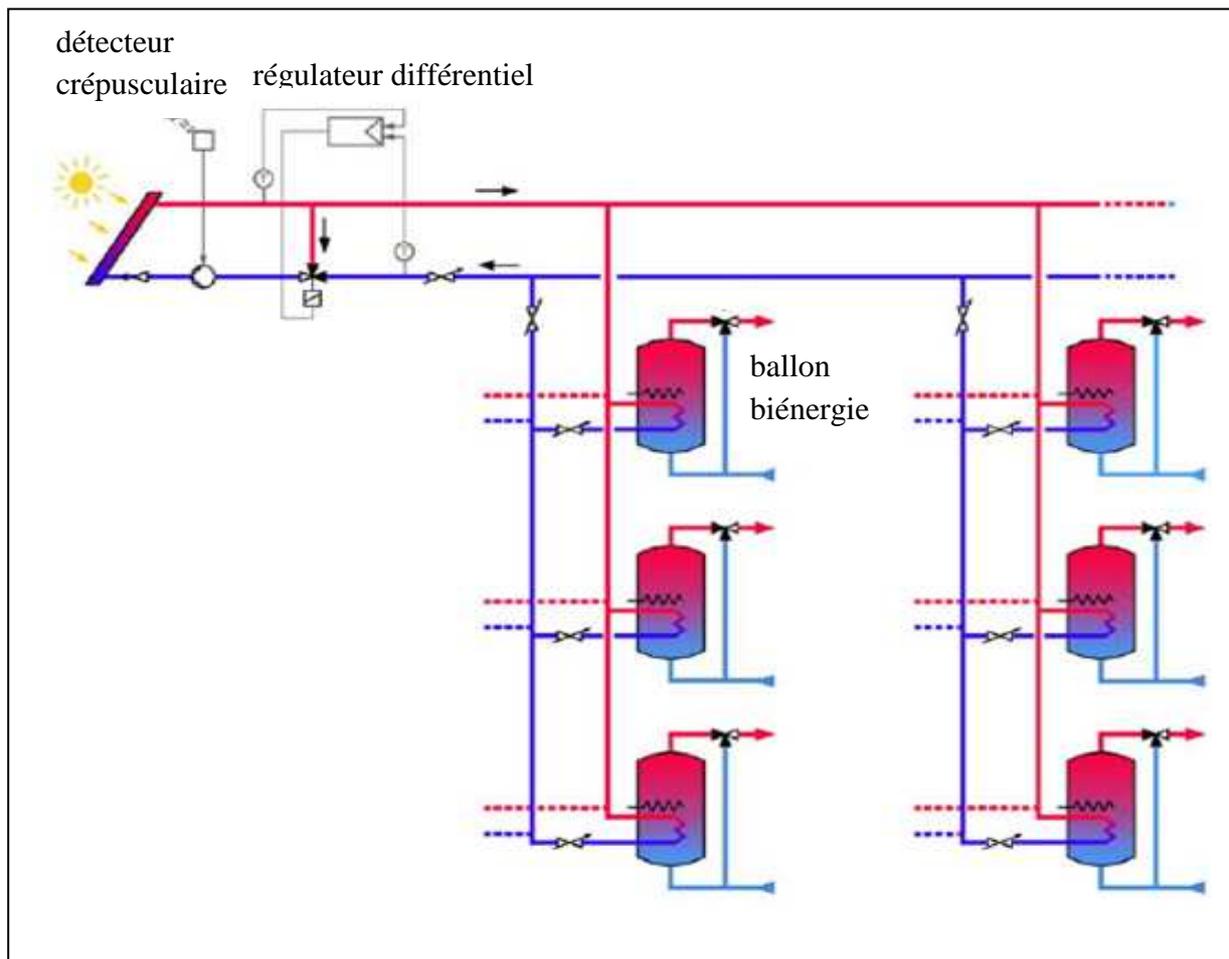
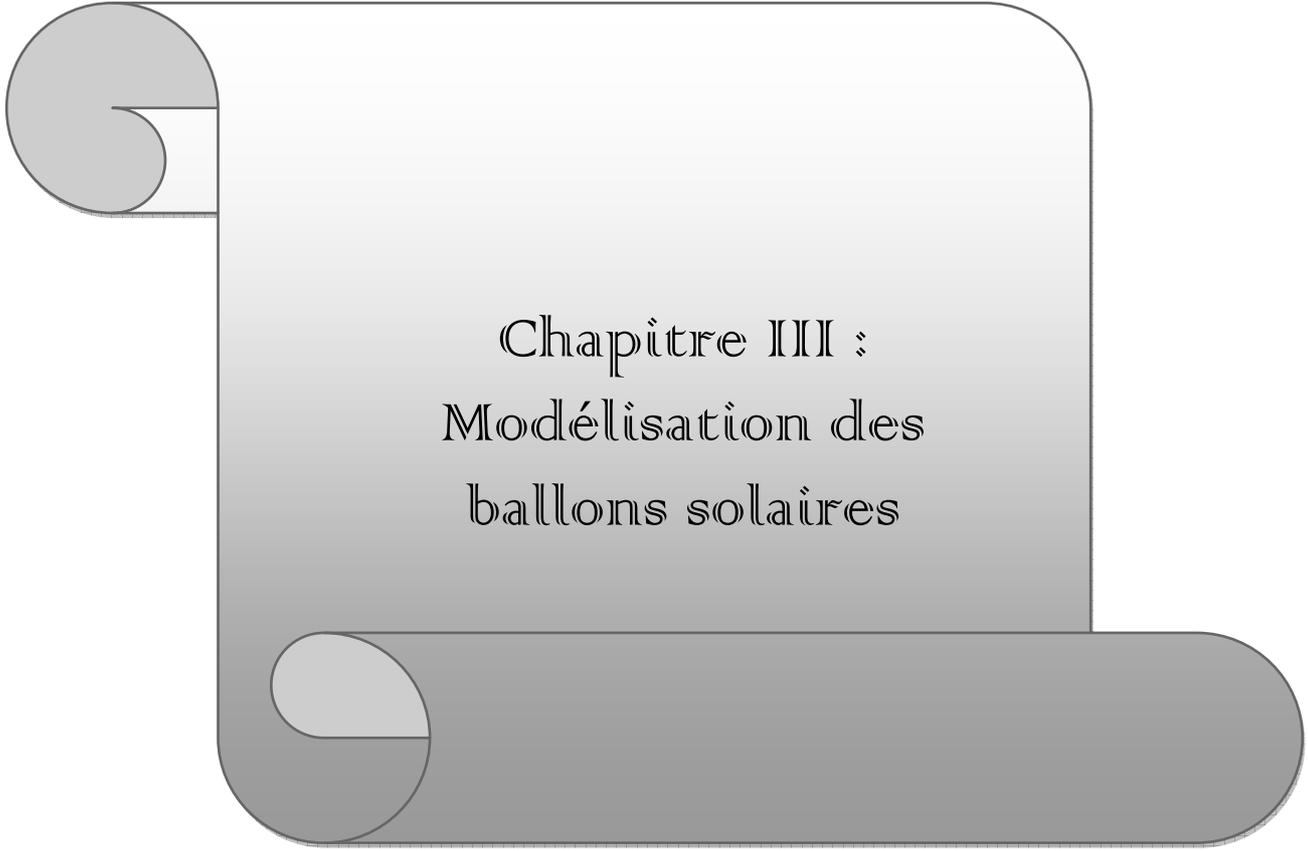


Figure II.35 Production solaire collective à apponts individuels.



Chapitre III :  
Modélisation des  
ballons solaires

### III.1 Modèles de ballons solaires simplifiés

On recense dans la littérature, quatre grands types de modèles :

- Modèle à volumes variables
- Modèle multicouches
- Modèle zonal
- Modèle de type CFD

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. Il est supposé que le flux est monodimensionnel, la vitesse est uniforme dans la coupe du ballon, les propriétés thermo-physiques du fluide constantes et l'inertie thermique de la paroi et de l'isolation, négligeables.

Nous allons présenter dans ce qui suit, succinctement les trois premiers modèles, qui sont les plus utilisés.

#### III.1.1 Modèle à volumes variables

Dans ce modèle, le réservoir est initialement divisé en quatre segments sur l'axe horizontal de volume  $V_i$ , et de température  $T_i$  selon l'axe horizontal. En première étape, un volume de fluide  $V_h$  à la température  $T_h$  est injecté dans le réservoir à partir du capteur solaire.

Si  $T_h$  est supérieure à  $T_1$ , un nouveau segment représentant le volume est ajouté en haut du réservoir de stockage et l'ensemble du profil est décalé vers le bas. Dans le même temps, un volume  $V_L$  à une température  $T_D$  est puisé ce qui implique l'entrée d'un autre volume  $V_L$  à la température  $T_L$ .

Si  $T_L$  est inférieure à  $T_4$ , un segment représentant un volume est ajouté en bas du ballon et l'ensemble du profil est décalé vers le bas retournant au capteur solaire ou au puisage. Le principe de ce modèle est schématisé dans la figure III.1.

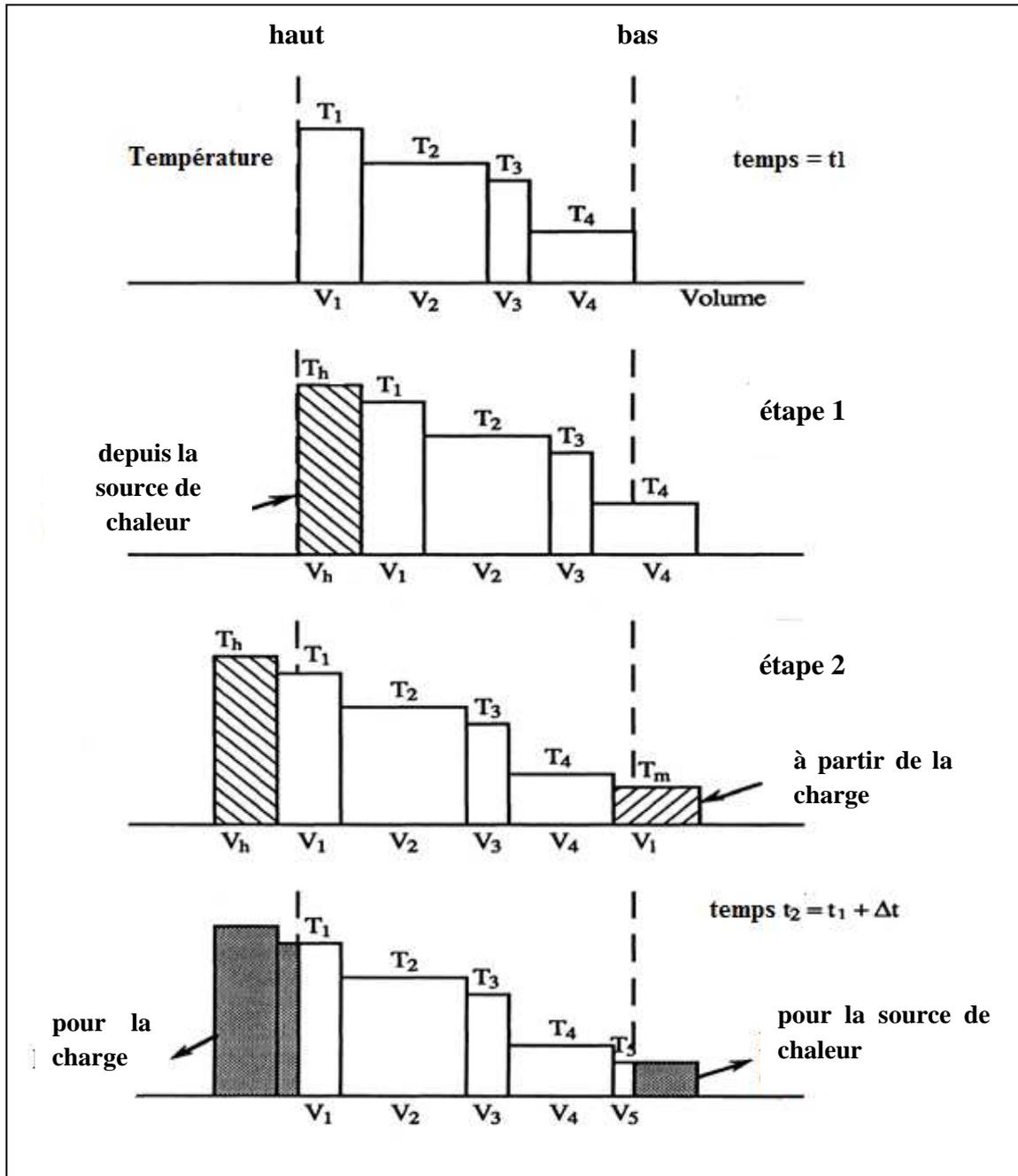


Figure III.1 : Division en volumes variables d'un ballon [30].

La température délivrée  $T_D$  pour le puisage est définie par l'équation :

$$T_D = \frac{V_h T_h + (V_L - V_h) T_L}{V_L} \tag{III. 1}$$

$T_h$  : température du fluide de la boucle solaire

$T_L$  : température de l'eau froide

$V_h$  : volume de fluide délivré par le capteur solaire

$V_L$  : volume d'eau à température  $T_L$

La température moyenne de retour du capteur solaire  $T_m$ , est égale à  $T_D$ .

L'épaisseur de chaque couche dépend du volume puisé et du volume de fluide chaud injecté. Ce modèle est bien indiqué pour les problèmes de stratification car les couches où il règne un fort gradient thermique peuvent être modélisées correctement et ceci sans avoir besoin de faible pas de temps. Cependant, seulement deux entrée et sortie sont disponibles et ce « type » ne peut être utilisé qu'une seule fois dans le fichier de simulation, étant donné la programmation du modèle [30].

En général, pour  $N$  segments, la température délivrée pour le puisage  $T_D$  et la température moyenne de retour au capteur solaire  $T_m$  sont :

- Si  $V_h < V_L$  on a :

$$T_m = T_L \quad (\text{III. 2})$$

$$T_D = \frac{T_h V_h + \sum_{i=1}^{j-1} T_i V_i + c T_j V_j}{V_L} \quad (\text{III. 3})$$

- Si  $V_h > V_L$  on a :

$$T_D = T_h \quad (\text{III. 4})$$

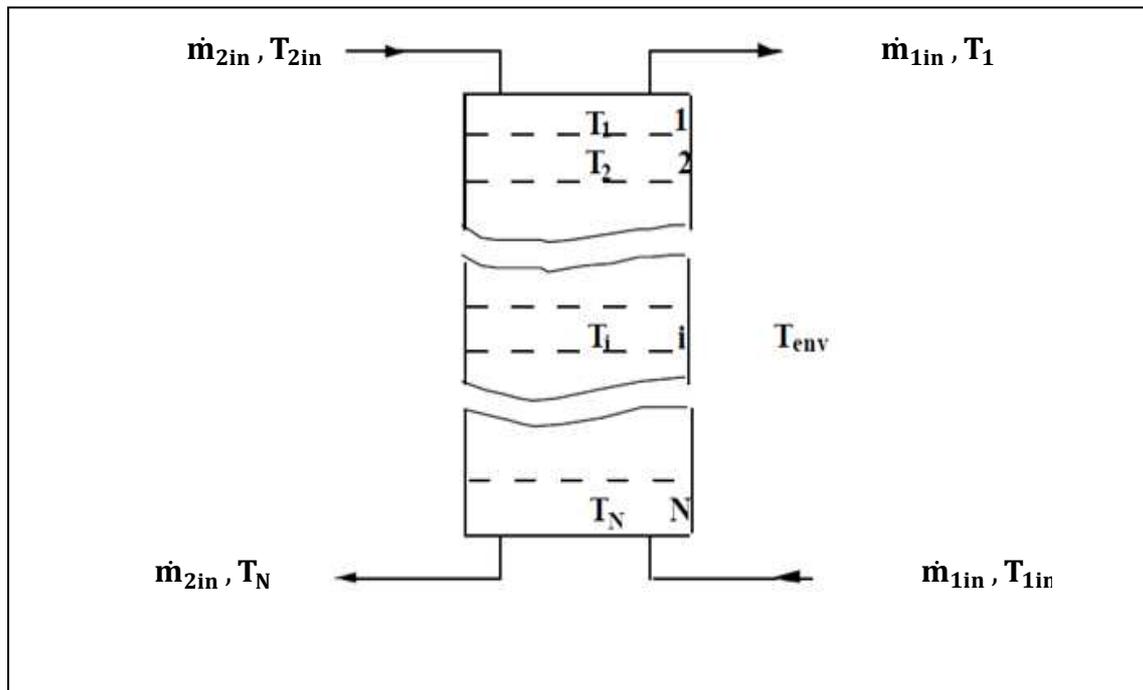
$$T_m = \frac{T_1 V_1 + \sum_{i=j+1}^N T_i V_i + c T_j V_j}{V_h} \quad (\text{III. 5})$$

$$0 \leq c \leq 1$$

où  $c$  et  $j$  doit satisfaire [30]. Le type TRNSYS 38 [31] est basé sur ce modèle

### III.1.2 Modèle multicouches

Le principe de ce modèle est de diviser le ballon de stockage en  $N$  couches de volumes  $V_i$  à des températures constantes  $T_i$  (figure III.2.). Pour le cas particulier de  $N = 1$ , le réservoir est modélisé comme un réservoir entièrement mélangé et aucun effet de stratification n'est possible. Pour des valeurs de  $N$  plus importantes, l'effet de stratification à l'intérieur du ballon de stockage est apparent. Les couches peuvent contenir des éléments chauffants (résistance électrique, échangeur de chaleur,.....) [32].



**Figure III.2: Modèle multicouches.**

Newton B.J [33] injecte le fluide chaud du capteur dans un ballon traditionnel à une hauteur fixe. Si la température du fluide injecté est différente de celle de la couche dans laquelle le fluide est injecté, il y a un mélange des couches. La température de la nouvelle couche formée est comparée à celles des couches l'entourant. Si la couche n'est toujours pas bien située, il y a alors de nouveau un mélange des couches et ainsi de suite jusqu'à ce que le niveau de température correspondant soit atteint. Les types des TRNSYS 4 et 60 [34] sont basés sur ce modèle. Le bilan énergétique d'un volume  $V_i$  dans le modèle multicouche illustré par la figure III.2 [33] est donné par l'équation (III.6).

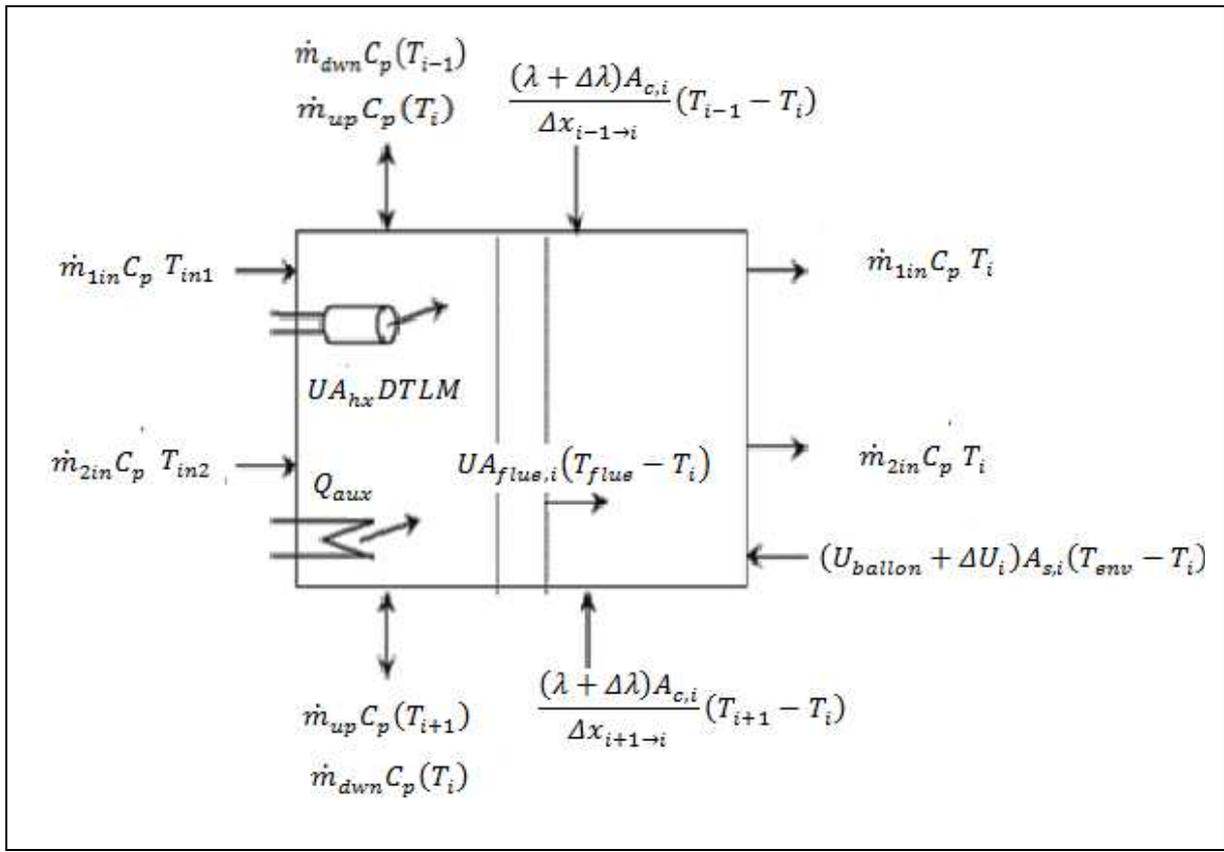


Figure III.2 : Bilan énergétique du nœud i [33].

$$\begin{aligned}
 (M_i C_p) \frac{dT_i}{dt} &= \frac{(\lambda + \Delta\lambda) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) + \frac{(\lambda + \Delta\lambda) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) \\
 &+ (U_{ballon} + \Delta U_i) A_{s,i} (T_{env} - T_i) + UA_{flue,i} (T_{flue} - T_i) - \dot{m}_{dwn} C_p (T_i) \\
 &+ \dot{m}_{up} C_p (T_{i+1}) + Q_{aux} + UA_{hx} DTLM \\
 &+ \dot{m}_{in} C_p (T_{in} - T_i)
 \end{aligned}
 \tag{III.6}$$

avec:

i : Nœud de la couche considérée

M<sub>i</sub> : Masse du volume i

C<sub>p</sub> : Chaleur massique du fluide

---

$dT_i / dt$	: Variation de température au cours du temps
$\lambda$	: Conductivité thermique du fluide
$\Delta\lambda$	: Conductivité de déstratification, permettant de prendre en compte d'éventuels ponts thermiques.
$A_{c_i}$	: Aire de la section du nœud $i$
$T$	: Température
$\Delta x$	: Distance entre nœuds
$U$	: Coefficient d'échange
$\Delta U$	: Coefficient d'échange supplémentaire.
$A_{S_i}$	: Aire du nœud $i$ en contact avec la paroi du ballon
$UA_{\text{flue},i}$	: Coefficient d'échange de la cheminée éventuelle
$\dot{m}$	: Débit massique
$Q_{\text{aux}}$	: Puissance d'appoint
$UA_{hx} \cdot \text{DTLM}$	: Coefficient d'échange de l'échangeur interne

Les pertes du réservoir à l'environnement ne sont pas toujours uniformes. Elles se produisent au niveau de toutes les surfaces (côtés, haut et bas) du ballon et dans les tuyaux attachés au réservoir. Il serait donc intéressant de connaître l'influence du phénomène de convection à l'interface de chaque couche.

Newton [33] a comparé ses résultats de simulation d'un ballon traditionnel, avec un modèle multicouches de 100, 50 et 15 couches, en charge (figure III.3. et figure III.4.), et en décharge durant 93 heures (figure III.5.) avec ses travaux expérience . L'auteur conclut qu'il faut un grand nombre de nœuds pour modéliser correctement le ballon. Cependant, si on augmente le nombre des nœuds, la durée de simulation est systématiquement augmentée.

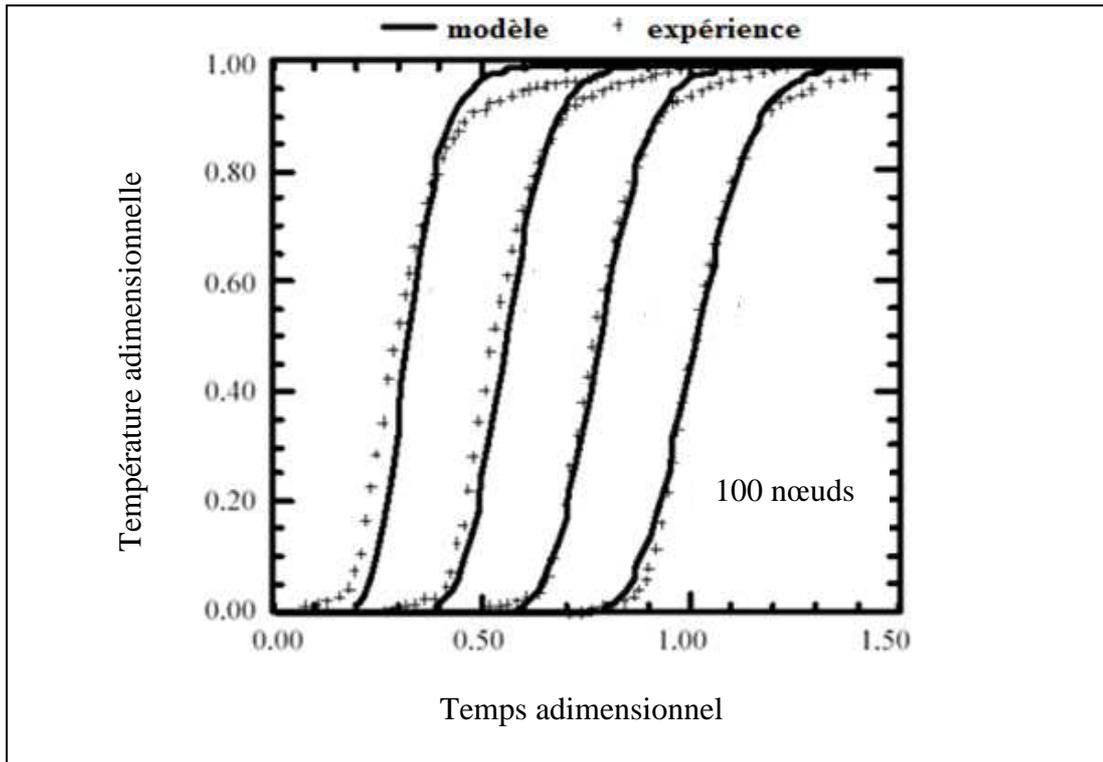


Figure III.3 : Evolution temporelle de la température du ballon (100 nœuds) [33].

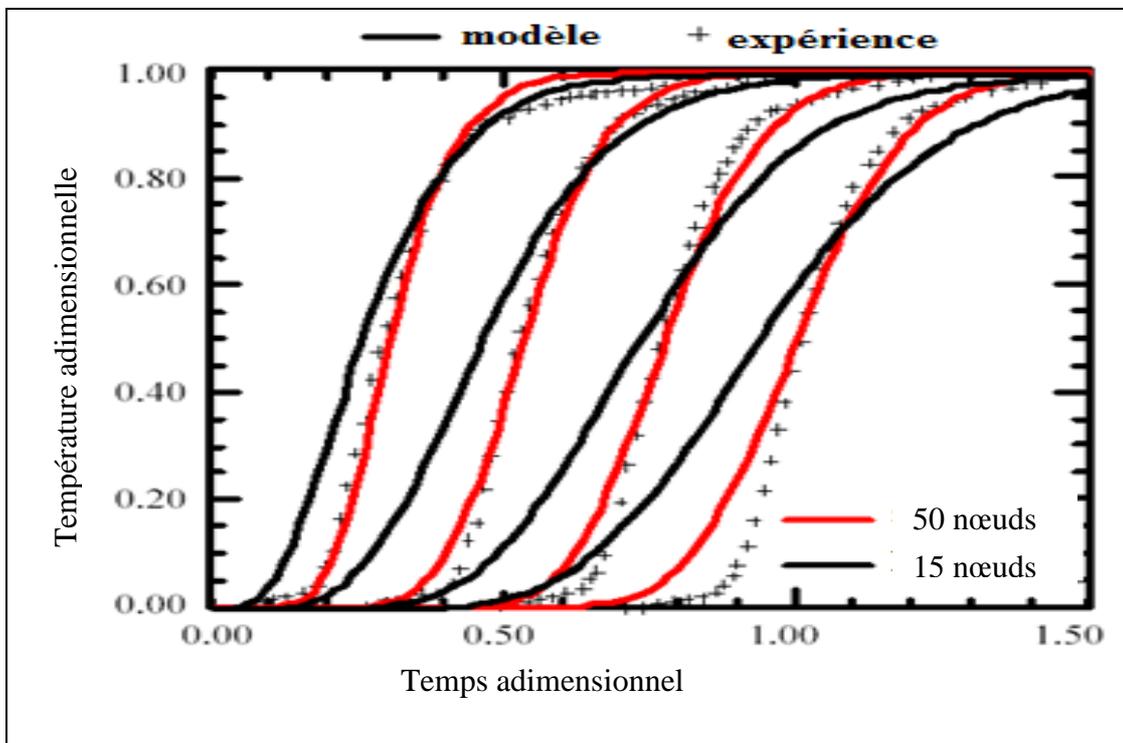


Figure III.4 : Evolution temporelle de la température du ballon (15 et 50 nœuds) [33].

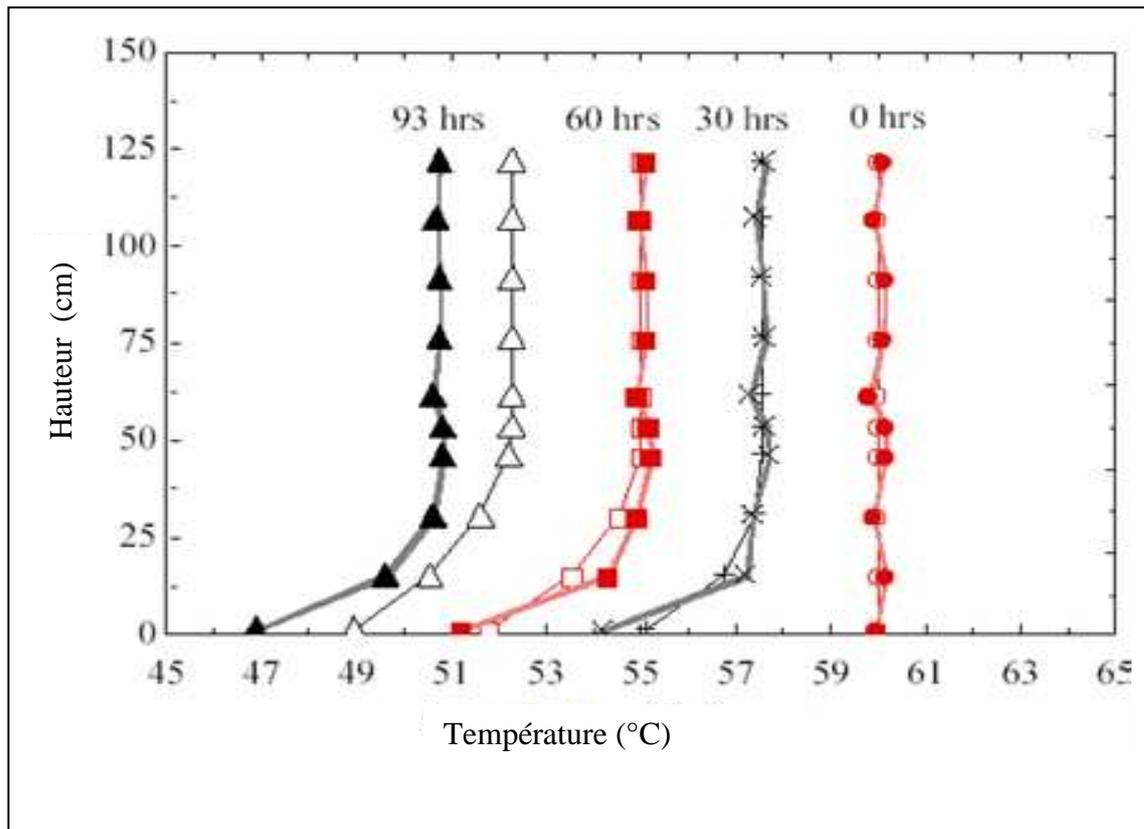


Figure III.5 : Profil de refroidissement dans un ballon de 3000 l en fonction de la hauteur et de la température du ballon [33].

Dayan [35] a montré l'influence du nombre de nœuds utilisés pour la simulation du ballon sur la couverture solaire (figure III.6.). En utilisant TRNSYS Type 60, les courbes sont quasiment superposées, par conséquent un nombre de 20 nœuds est suffisant pour modéliser le ballon de stockage.

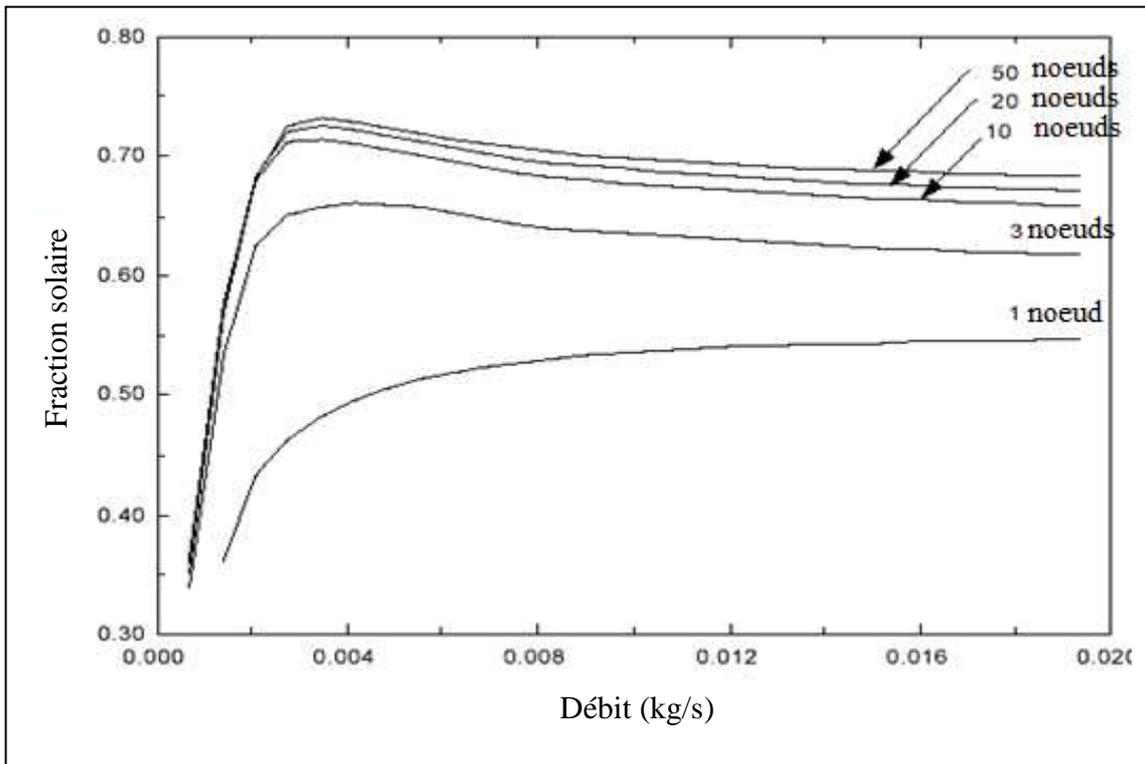


Figure III.6 : Influence du nombre de nœuds sur le profil du débit en fonction de la fraction solaire [34].

### III.1.3 Modèle zonal

Ce modèle a été développé par Kenjo L. [36], pour un ballon à échangeur manteau avec injection de fluide à différents niveaux. Le procédé est basé sur la division du fluide étudié en  $N$  zones isothermes avec prise en compte de la convection entre les zones. Les équations de quantité de mouvement n'étant pas prises en compte, il est nécessaire d'émettre des hypothèses supplémentaires pour résoudre ce type de problème (les scénarios d'écoulement sont imposés).

Par de suite David .B [37] a développé le modèle zonal (figure III.7.) pour un ballon de stockage sans dispositif de stratification en utilisant le logiciel Matlab/Simulink.. Le nouveau modèle développé permet de mieux prendre en compte le phénomène de stratification dans le ballon, mais il doit être optimisé afin de diminuer les temps de calculs. Par ailleurs, cet auteur [23] a développé un modèle pour un ballon avec un échangeur de chaleur interne, et un appoint électrique (figure III.8.).

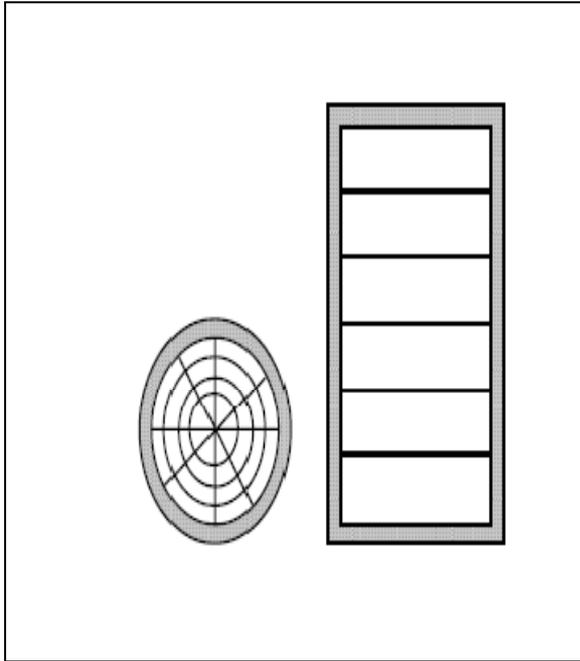


Figure III.7 : Maillage du ballon [23].

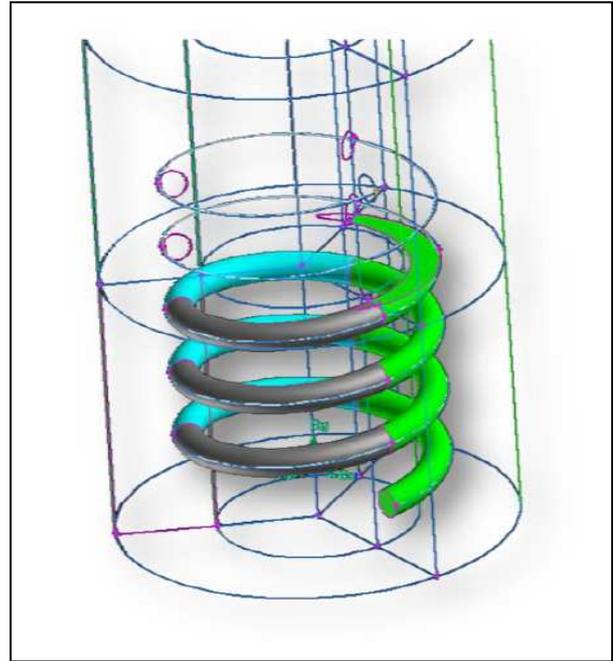


Figure III.8 : Maillage du ballon avec échangeur de chaleur [23].

### III.2 Bilan thermique du ballon de stockage solaire

Dans le cadre de notre travail, le modèle multicouche est choisi pour calculer la température de l'eau dans la cuve. Les hypothèses simplificatrices adaptées sont :

- Le ballon (cylindre vertical) de stockage est en régime laminaire.

$$h_{air} = 1.32 * (T_{env}/D)^{1/4} \quad \text{(III.7)}$$

- Le volume d'eau dans la cuve reste constant malgré qu'il y ait une légère dilatation de l'eau.
- La pression de la cuve reste égale à la pression atmosphérique.
- Le modèle adopté sera du type unidirectionnel.

Le bilan d'énergie doit prendre en compte tous les flux d'énergie dans et hors d'un nœud (couche). Le scénario général qui se produit, transferts d'énergie associés au débit massique ( flux injecté,  $Q_{inject}$ ), transferts d'énergie par conduction ( $Q_{cond}$ ), par convection

( $Q_{cov}$ ), par puissance d'appoint ( $Q_{aux}$ ), par échangeur de chaleur interne ( $Q_{hx}$ ) et par convection de l'eau dans la cuve (flux entre les couche,  $Q_{flue}$ ) est illustré par la figure III.9.

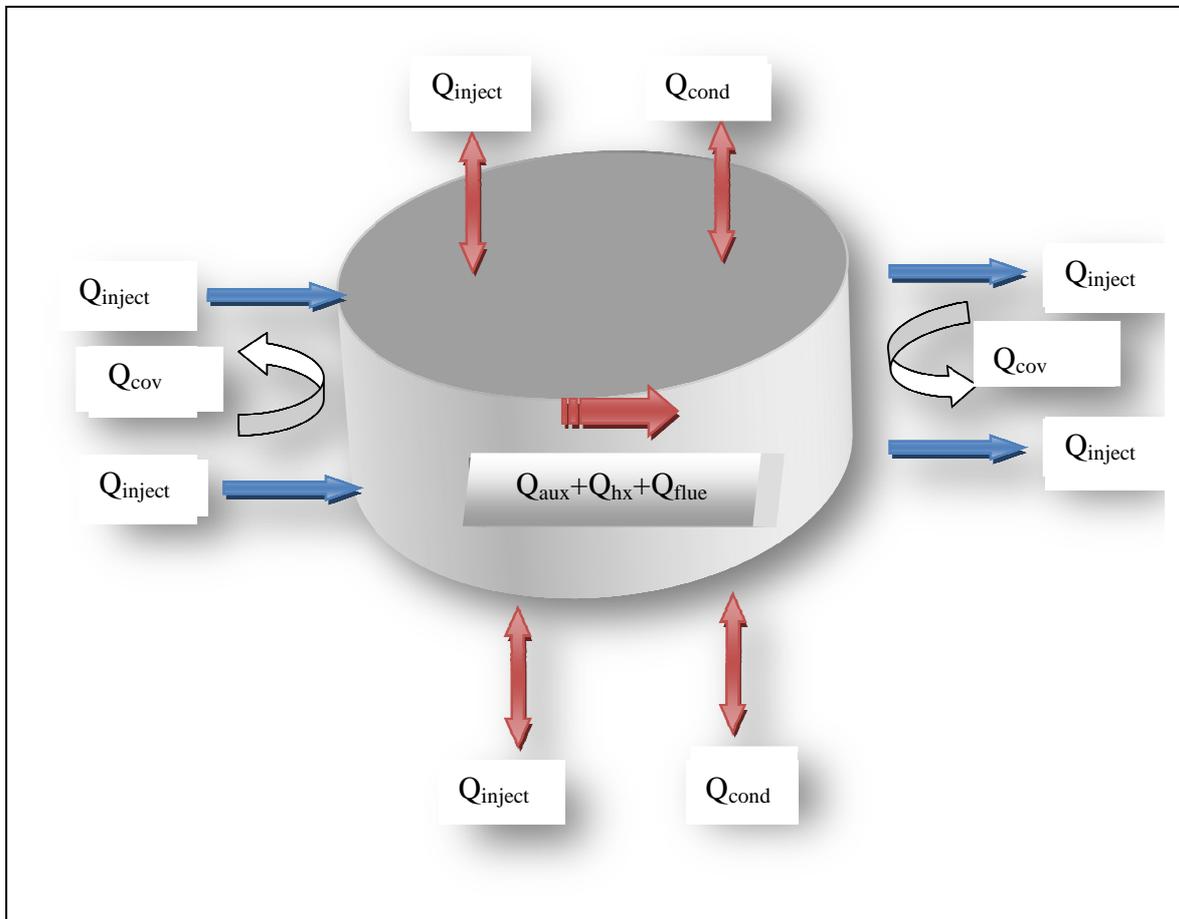


Figure III.9 Bilan énergétique d'un nœud i.

La forme différentielle du bilan énergétique au niveau du nœud :

$$(M_i C_p) \frac{dT}{dt} = Q_{env} + Q_{cond} + Q_{hx} + Q_{aux} + Q_{inject} + Q_{flue} \quad (III.8)$$

Nous allons dans ce qui suit, donner l'expression explicite des différents flux de chaleur.

### III.2.1 Calcul du flux conductif

La flux d'énergie échangé par conduction entre deux couches (nœud  $i$  et  $i+1$ ) à travers leur surface de contact  $Ac$  (figure III.10), en supposant qu' au niveau de chaque couche, la paroi et le fluide sont à la même température est :

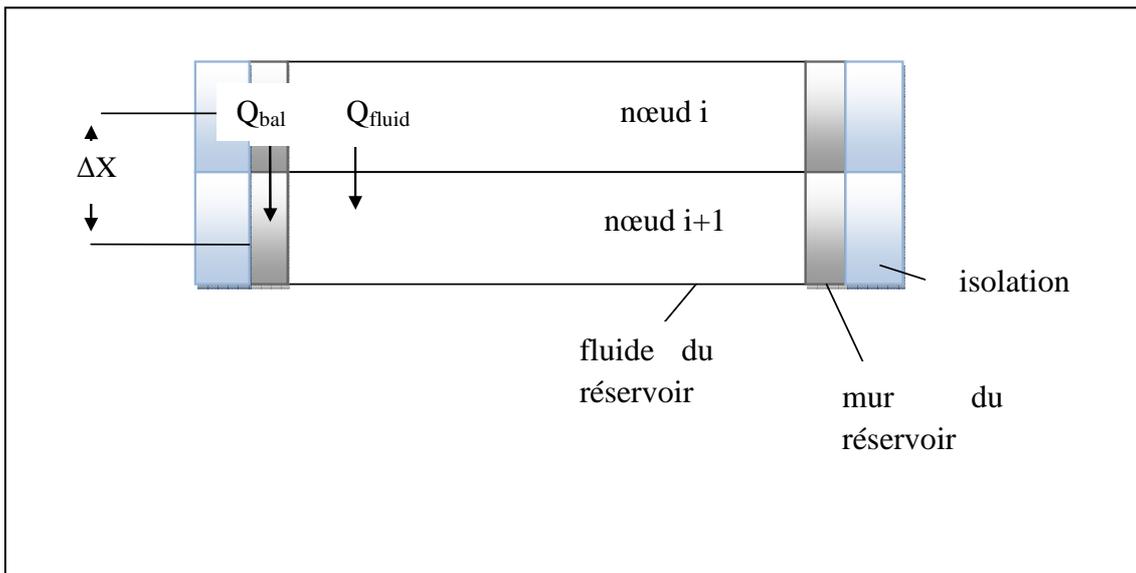


Figure III.10 La conduction entre les nœuds.

$$Q_{cond} = Q_{bal} + Q_{fluid} \quad (\text{III.9})$$

$Q_{bal}$  : Flux conductif du mur (paroi métallique) de ballon de stockage.

$Q_{fluid}$  : Flux conductif du fluide dans le ballon de stockage.

En utilisant l'équation (III.9) on obtient :

$$Q_{cond} = \frac{\lambda_{bal} Ac_{bal}}{\Delta x} (T_i - T_{i+1}) + \frac{\lambda Ac}{\Delta x} (T_i - T_{i+1}) \quad (\text{III.10})$$

- $\lambda$  : Conductivité thermique du fluide  
 $\lambda_{bal}$  : Conductivité thermique du ballon de stockage  
 $A_c$  : Aire de la section du nœud  $i$   
 $A_{c_{bal}}$  : Aire de la section du ballon de stockage  
 $\Delta x$  : Distance entre deux nœuds  
 $T$  : Température

L'équation III.10 peut être s'écrire comme suit :

$$Q_{cond} = \frac{(\lambda + \Delta\lambda)A_c}{\Delta x} (T_i - T_{i+1}) \quad (\text{III.11})$$

où :

$$\Delta\lambda = \lambda_{bal} \frac{A_{c_{bal}}}{A_c} \quad (\text{III.12})$$

$\Delta\lambda$  : la conductivité thermique supplémentaire

### III.2.2 Calcul du flux convectif

Les déperditions totales du ballon sont influencées par le nombre de puisages qui jouent le rôle de pont thermique, et d'éventuelles recirculations du fluide vers le ballon. 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 couches en contact direct avec la paroi qui est de ce fait, soumise à des déperditions vers l'extérieur, déperditions latérales (sur toute la hauteur du ballon), déperditions supérieures (en haut) et inférieures (bas du ballon). Le flux de chaleur échangé par convection entre le ballon de stockage et l'air ambiant a pour expression :

$$Q_{cov} = UAs(T_{env} - T_i) \quad (\text{III.13})$$

- U : coefficient d'échange par convection  
 As : aire du nœud i en contact avec la paroi du ballon  
 T<sub>env</sub> : température d'ambiance  
 T<sub>i</sub> : température du nœud i

Le coefficient d'échange relatif des pertes surfaciques du ballon UAs est :

$$UAs = (1/UAsl + 1/UAsh)^{-1} \quad (\text{III.14})$$

UAsl : déperditions latérales d'une couche i

L'utilisation de résistances thermiques permet alors de décomposer ce flux en :

$$UAsl = \frac{1}{\frac{1}{R_{l,fluid}} + \frac{1}{R_{l,con\_in}}} + R_{l,bal} + R_{l,iso} + R_{l,con\_ext} \quad (\text{III.15})$$

$$R_{l,fluid} = \frac{\ln 2}{2\pi\lambda_2 x_i} \quad (\text{III.16})$$

$$R_{l,bal} = \frac{\ln\left(\frac{r_i + e_{bal}}{r_i}\right)}{2\pi\lambda_{bal} x_i} \quad (\text{III.17})$$

$$R_{l,iso} = \frac{\ln\left(\frac{r_i + e_{bal} + e_{iso}}{r_i + e_{bal}}\right)}{2\pi\lambda_{iso} x_i} \quad (\text{III.18})$$

$$R_{l,con\_ext} = \frac{1}{2\pi h_{air} (r_i + e_{bal} + e_{iso}) x_i} \quad (\text{III.19})$$

$$R_{l,con\_in} = \frac{1}{2\pi r_i x_i h_{eau}} \quad (\text{III.20})$$

Le phénomène de convection permettant la diffusion de la chaleur entre le fluide et le ballon de stockage est alors représenté par les deux résistances thermique en parallèles  $R_{l,con\_int}$  et  $R_{l,fluid}$ . La résistance  $R_{l,fluid}$  sera négligeable par rapport à la résistance  $R_{l,con\_int}$  si l'échange convectif dans le ballon est important.

La conduction dans le ballon et dans l'isolant est représentée respectivement par les résistances  $R_{l,ball}$  et  $R_{l,iso}$ .

La convection entre le ballon et l'environnement est traduit par la résistance  $R_{l,con\_ext}$ .

Les déperditions du haut et du bas du ballon,  $UA_{sh}$ , sont exprimées par les résistances thermiques  $R_{iso}$ ,  $R_{bal}$ ,  $R_{cov\_in}$ ,  $R_{cov\_ext}$  et  $R_{fluid}$ . La surface de contact de la couche  $i$ , la paroi du ballon, l'isolant et l'ambiance est la même.

$$UA_{sh} = \frac{1}{\frac{1}{R_{fluid}} + \frac{1}{R_{con\_in}}} + R_{bal} + R_{iso} + R_{con\_ext} \quad (\text{III.21})$$

$$R_{iso} = \frac{e_{iso}}{\pi r_i^2 \lambda_{iso}} \quad (\text{III.22})$$

$$R_{bal} = \frac{e_{bal}}{\pi r_i^2 \lambda_{bal}} \quad (\text{III.23})$$

$$R_{cov\_in} = \frac{1}{\pi r_i^2 h_{eau}} \quad (\text{III.24})$$

$$R_{cov\_ext} = \frac{1}{\pi r_i^2 h_{air}} \quad (\text{III.25})$$

$$R_{fluid} = \frac{(x_i/2)}{\pi r_i^2 \lambda} \quad (\text{III.26})$$

Les formules utilisées pour le calcul du coefficient d'échange par convection pour deux plans parallèles verticaux, peuvent être utilisées avec une bonne approximation dans le cas d'un cylindre. [38]

$$Re = \frac{\rho V_{moy} D_i}{\mu} \quad (\text{III.27})$$

$$Nu_{eau} = \frac{h_{eau} D_i}{\lambda} \quad (\text{III.28})$$

$$Pr = \frac{Cp \mu}{\lambda} \quad (\text{III.29})$$

$$Gr = \frac{\rho^2 \beta \Delta T g D_i^3}{\mu^2} \quad (\text{III.30})$$

$$Ra = Gr Pr \quad (\text{III.31})$$

Le calcul du coefficient de convection à l'intérieur du réservoir s'obtient à partir de la relation :

$$h_{eau} = \frac{Nu_{eau} \lambda}{Di} \quad (\text{III.32})$$

Pour une convection libre du côté extérieur de l'échangeur, l'expression de Churchill S.W et Chu H.S [39] est utilisable avec un nombre de Rayleigh défini par  $Ra_{ext} \leq 10^{12}$ .

$$Nu_{eau} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (\text{III.33})$$

Pour la convection mixte, le nombre de Nusselt global est calculé en utilisant également la formule de Churchill S.W et Chu H.S [39].

$$Nu_{eau} = \left( Nu_{natural}^3 + Nu_{force}^3 \right)^{1/3} \quad (\text{III.34})$$

Pour la convection naturelle, le nombre de Nusselt est donné par la relation expérimentale de Morgan V. T [40].

$$Nu_{natural} = c Ra^n \quad (\text{III.35})$$

Avec  $n=0.25$  et  $c=0.5$

Pour la convection forcée, l'expression est selon [39].

$$Nu_{force} = \left\{ 1.08 Re_o^{1/2} Pr_o^{1/3} \left( 1 + \left( \frac{0.412}{Pr_o} \right)^{2/3} \right)^{-1/4} \right\}^{1/3} \quad (\text{III.36})$$

Le coefficient d'échange thermique à l'extérieur est donné par la formule approchée de Jacque .D [41] :

$$h_{air} = 8.1 - 0.045(T_{bal} - T_{env}) \quad (\text{III.37})$$

### III.2.3 Calcul du flux lié à l'injection d'eau froide ou chaude dans le ballon

L'énergie thermique collectée par le fluide caloporteur qui traverse la couche avec un débit  $\dot{m}$  (débit entrant, sortant, montant ou descendant), est liée à l'augmentation de température du ballon par la relation (I.12). L'apport d'énergie pour la zone  $i$  peut s'exprimer par :

- Pour un débit qui descend de la couche  $i$  vers la couche  $i+1$ , l'apport d'énergie pour la couche  $i$  est donné par [33] :

$$Q_{dwn} = -\dot{m}_{Bdwn} CpT_i \quad (\text{III.38})$$

- Débit ascendant de la couche  $i$  vers la couche  $i-1$  :

$$Q_{up} = -\dot{m}_{Hup} CpT_i \quad (\text{III.39})$$

- Débit qui monte de la couche  $i+1$  vers la couche  $i$  :

$$Q_{up} = \dot{m}_{Bup} CpT_{i+1} \quad (\text{III.40})$$

- Débit descendant de la couche  $i-1$  vers la couche  $i$  :

$$Q_{dwn} = \dot{m}_{Hdwn} CpT_{i-1} \quad (\text{III.41})$$

- Débit entrant dans la couche  $i$  :

$$Q_{in} = \dot{m}_{in} CpT_{in} \quad (\text{III.42})$$

- Débit sortant de la couche  $i$  :

$$Q_{out} = -\dot{m}_{out} CpT_i \quad (\text{III.43})$$

### III.2.4 Calcul du flux convectif échangé avec une éventuelle cheminée

$$Q_{flue} = UA_{flue} (T_{flue} - T_i) \quad (\text{III.44})$$

Pour une cheminée typique, le coefficient de perte  $UA_{flue}$  peut être calculé selon Incropera F.P. et DeWitt D.P [42] par :

$$\frac{1}{UA_{flue}} = \frac{1}{h_{i,flue} A_{i,flue}} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\lambda_{flue} A_{o,flue}} + \frac{1}{h_{o,flue} A_{o,flue}} \quad (\text{III.45})$$

La valeur de  $h_{i,flue}$  est d'environ  $10 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  et  $h_{o,flue}$  est égal à  $300 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

### III.2.5 Calcul du flux produit par l'échangeur de chaleur

Le flux produit par l'échangeur de chaleur est donnée par la relation :

$$Q_{échang} = UA_{hx} \Delta TLM \quad (\text{III.46})$$

Les méthodes classiques liées à la théorie des échangeurs ( $\Delta TLM$  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  $UA_{hx}$  entre le fluide présent dans l'échangeur et l'ECS peut être une donnée du constructeur. Il permet alors de caractériser l'échangeur dans des conditions précises d'utilisation. Cependant cette donnée n'est pas toujours disponible, de plus, elle est en fonction de l'utilisation de l'échangeur (débit d'entrée, fluide utilisé, température d'utilisation,...). Différentes solutions permettent d'estimer le transfert thermique  $UA_{hx}$ .

Pour effectuer le calcul, il faut déterminer le coefficient de transfert thermique global de l'échangeur de chaleur interne  $UA_{hx}$ . Ce dernier dépend des coefficients de transfert de chaleur intérieur du ballon et de celui de l'échangeur. La méthode de calcul du  $UA_{hx}$  de Klein. S.A., et al [43] est intégrée au modèle à couches. 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.

$$\frac{1}{UA_{hx}} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln d_o/d_i}{2\pi\lambda_{hx}L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{III.47})$$

Pour tenir compte de la présence d'ailettes, un coefficient correcteur peut être introduit sur le transfert convectif externe, l'équation (III.47) prend la forme :

$$\frac{1}{UA_{hx}} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln d_o/d_i}{2\pi\lambda_{hx}L} + \frac{1}{\frac{1}{h_o A_o} + \frac{1}{h_o A_f \eta_f}} \quad (\text{III.48})$$

Le calcul du coefficient  $UA_{hx}$  (III.48) nécessite le calcul des coefficients d'échange convectif interne et externe. L'estimation du nombre de Nusselt diffère selon la nature de l'échange.

Pour déterminer le coefficient de transfert convectif interne on utilise l'équation :

$$h_i = \frac{\lambda_{fluid} NU_i}{d_i} \quad (\text{III.49})$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re_{int} = \frac{4\dot{m}_i}{\pi d_i \mu_i} \quad (\text{III.50})$$

Le nombre de Prandtl est défini par l'équation (III.29).

La surface intérieure de l'échangeur est calculée par :

$$A_i = \pi d_i L \quad (\text{III.51})$$

- Si  $Re_{int} > 2200$ , la corrélation de Farrington, R.B [44] est utilisée.

$$Nu_i = \frac{(f/2) Re_{int} Pr}{1.07 + 12.7 \left( \frac{f}{2} \right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{III.52})$$

Avec

$$f = 0.00128 + 0.1143 Re_{int}^{-0.311} \quad (\text{III.53})$$

• Si  $Re_{int} < 2500$ , et  $0.7 < Pr < 10$ , le flux est considéré laminaire et l'équation utilisée selon Beckman W. A. et Duffie J. A. [45] est :

$$Nu_i = 4.4 \left[ \frac{a \left( \frac{Re_{int} Pr d_i}{L} \right)^{1.666}}{1 + b \left( \frac{Re_{int} Pr d_i}{L} \right)^{1.125}} \right] \quad (\text{III. 54})$$

Avec

$$a = (-1.7419 \cdot 10^4)(Pr - 0.7) + 0.00398 \quad (\text{III. 55})$$

$$b = (-5.8387 \cdot 10^{-4})(Pr - 0.7) + 0.0114 \quad (\text{III. 56})$$

Pour déterminer le coefficient de transfert convectif extérieur on utilise l'équation :

$$h_o = \frac{\lambda_{eau} NU_0}{d_o} \quad (\text{III. 57})$$

La surface extérieure de l'échangeur est calculée par :

$$A_o = \pi d_o L \quad (\text{III. 58})$$

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

Pour calculer le nombre de Nusselt, les équations (III.33), (III.34), (III.35) et (III.36) sont utilisées, dans celles ci le diamètre intérieur du ballon  $D_i$  est remplacé par le diamètre extérieur de l'échangeur interne  $d_o$

Pour calculer la température de sortie de l'échangeur, on raisonne sur une portion infinitésimale de l'échangeur. Le bilan thermique de la portion d'échangeur avec une couche du ballon se traduit par :

- Si  $T_{in} < T_i$

$$\dot{m}_{hx} C_{p_{fluidhx}} T_{in} = U d A_{hx} (T_i - T_{in}) + \dot{m}_{hx} C_{p_{fluidhx}} (T_{in} + dT) \quad (\text{III. 59})$$

Que l'on peut récrire sous la forme suivante :

$$-\frac{UdA_{hx}}{\dot{m}_{hx}Cp_{fluidhx}} = \frac{dT}{T_i - T_{in}} \quad (\text{III. 60})$$

En intégrant l'équation (III.59) pour une portion de l'échangeur avec  $T_{in}$ , la température d'entrée de la portion j d'échangeur ( $j=1, \dots, 4$ ) dans la couche du ballon i et  $T_{out}$  la température de sortie, on obtient :

$$-\frac{UA_{hx}}{\dot{m}_{hx}Cp_{fluidhx}} = \ln \left( \frac{T_i - T_{out}}{T_i - T_{in}} \right) \quad (\text{III. 61})$$

Il en résulte que la température de sortie est :

$$T_{out} = T_i + e^{-\frac{UA_{hx}}{\dot{m}_{hx}Cp_{fluidhx}}} (T_i - T_{in}) \quad (\text{III. 62})$$

- Si  $T_{in} > T_i$ , on trouve :

$$T_{out} = T_{in} - e^{-\frac{UA_{hx}}{\dot{m}_{hx}Cp_{fluidhx}}} (T_{in} - T_i) \quad (\text{III. 63})$$

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 effectué 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 suivante de l'échangeur.

Lors d'un pas de temps, toutes les températures de l'échangeur sont donc calculées en fonction des températures des couches dans le ballon.

Le calcul de la température de sortie de la portion de l'échangeur se fait donc selon la température d'entrée dans la couche, la température de la couche, les propriétés de l'échangeur et le sens d'injection du fluide dans l'échangeur.

$\Delta TLM$  est alors calculée par l'expression :

$$\Delta TLM = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln \left( \frac{T_{in} - T_i}{T_{out} - T_i} \right)} \quad (\text{III.64})$$

Le bilan énergétique d'un nœud  $i$  est défini donc par l'équation :

$$\begin{aligned}
M_i Cp \left( \frac{dT_i}{dt} \right) &= \frac{(\lambda + \Delta\lambda)}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} Ac (T_{i-1} - T_i) + \frac{(\lambda + \Delta\lambda)}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} Ac (T_{i+1} - T_i) + (U + \Delta U) As (T_{env} - T_i) + \\
&UA_{flue} (T_{flue} - T_i) + m_{Hdow} Cp T_{i-1} - m_{Hup} Cp T_i - m_{Bdow} Cp T_i + m_{Bup} Cp T_{i+1} + Q_{aux} + \\
&UA_{hx} (\Delta MTD) + m_{1in} T_{1in} - m_{1out} T_i + m_{2in} T_{2in} - m_{2out} T_{2out}
\end{aligned} \tag{III.65}$$

### III.3 Assemblage des équations

Une fois que l'on sait quels termes doivent être inclus dans le bilan énergétique, l'équation est calculée pour chaque nœud. Chaque nœud de température est affecté par les nœuds adjacents, les appareils de chauffage, l'échangeur de chaleur, et l'environnement. À l'exception des températures nœud, toutes les variables de l'équation restent constantes pendant le pas de temps. Compte tenu de cela, toutes les constantes peuvent ensuite être regroupées pour devenir un coefficient de température sur chaque nœud.

L'équation prendrait alors la forme :

$$\frac{dT_i}{dt} = a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} + d_i \tag{III.66}$$

Avec

$$a_i = \frac{1}{M_i Cp} \left[ \frac{(\lambda + \Delta\lambda)}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} Ac + m_{Hdow} Cp \right] \tag{III.67}$$

$$b_i = \frac{-1}{M_i Cp} \left[ \frac{(\lambda + \Delta\lambda) Ac}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} + \frac{(\lambda + \Delta\lambda) Ac}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} + UAs + UA_{flue} + m_{Hup} Cp + m_{Bdow} Cp \right] \tag{III.68}$$

$$c_i = \frac{1}{M_i Cp} \left[ \frac{(\lambda + \Delta\lambda) Ac}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} + m_{Bup} Cp \right] \tag{III.69}$$

$$d_i = \frac{1}{M_i Cp} \left[ UAs T_{env} + UA_{flue} T_{flue} + Q_{aux} + UA_{hx} (\Delta MTD) \right] \tag{III.70}$$

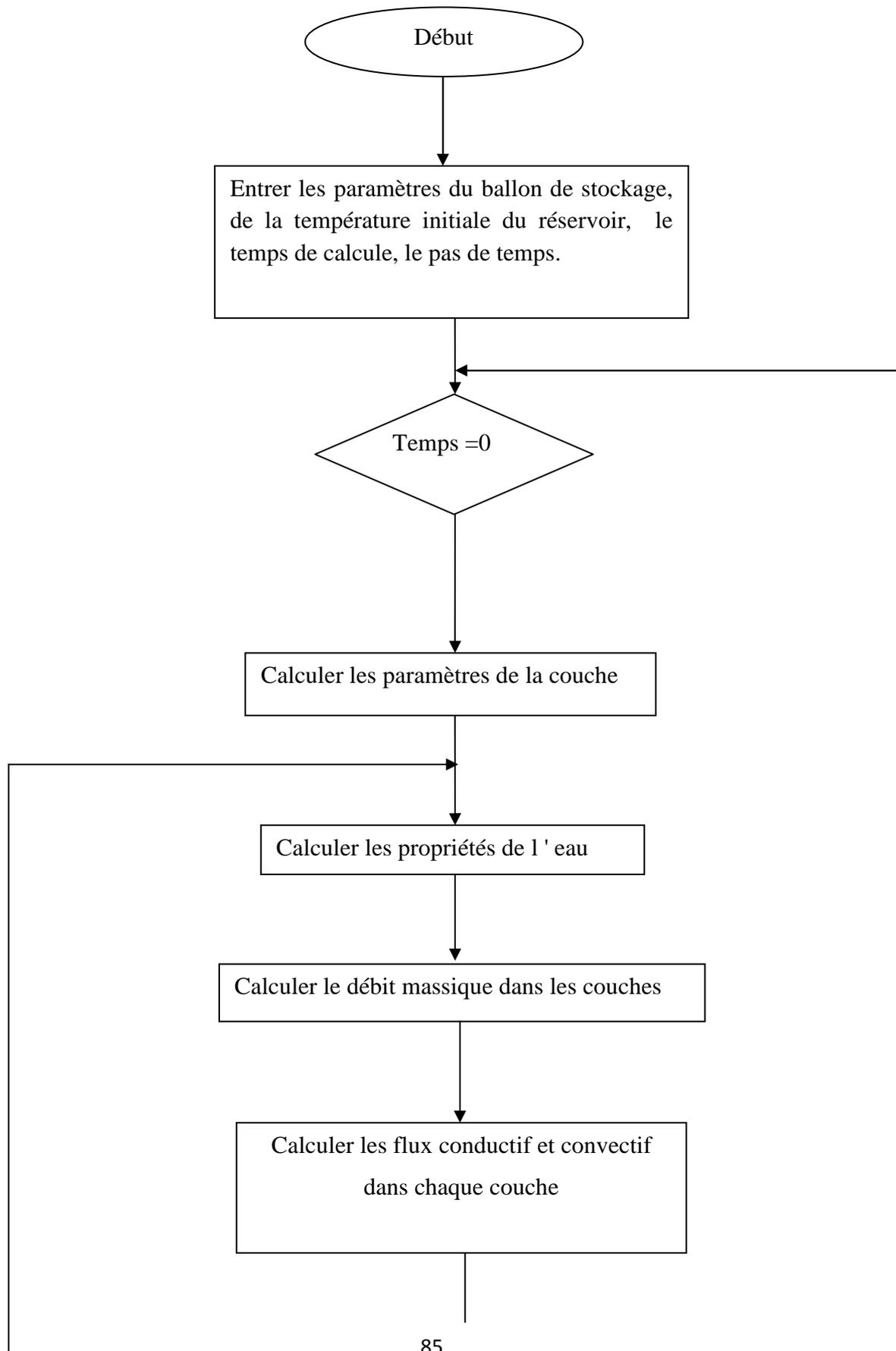
Plutôt que de stocker a, b, c et d dans quatre vecteurs séparés, il est plus commode de les stocker dans une matrice à deux dimensions. Le programme stocke a, b, et c dans la matrice A et d dans la matrice B. Le code de calcul assemble A et B.

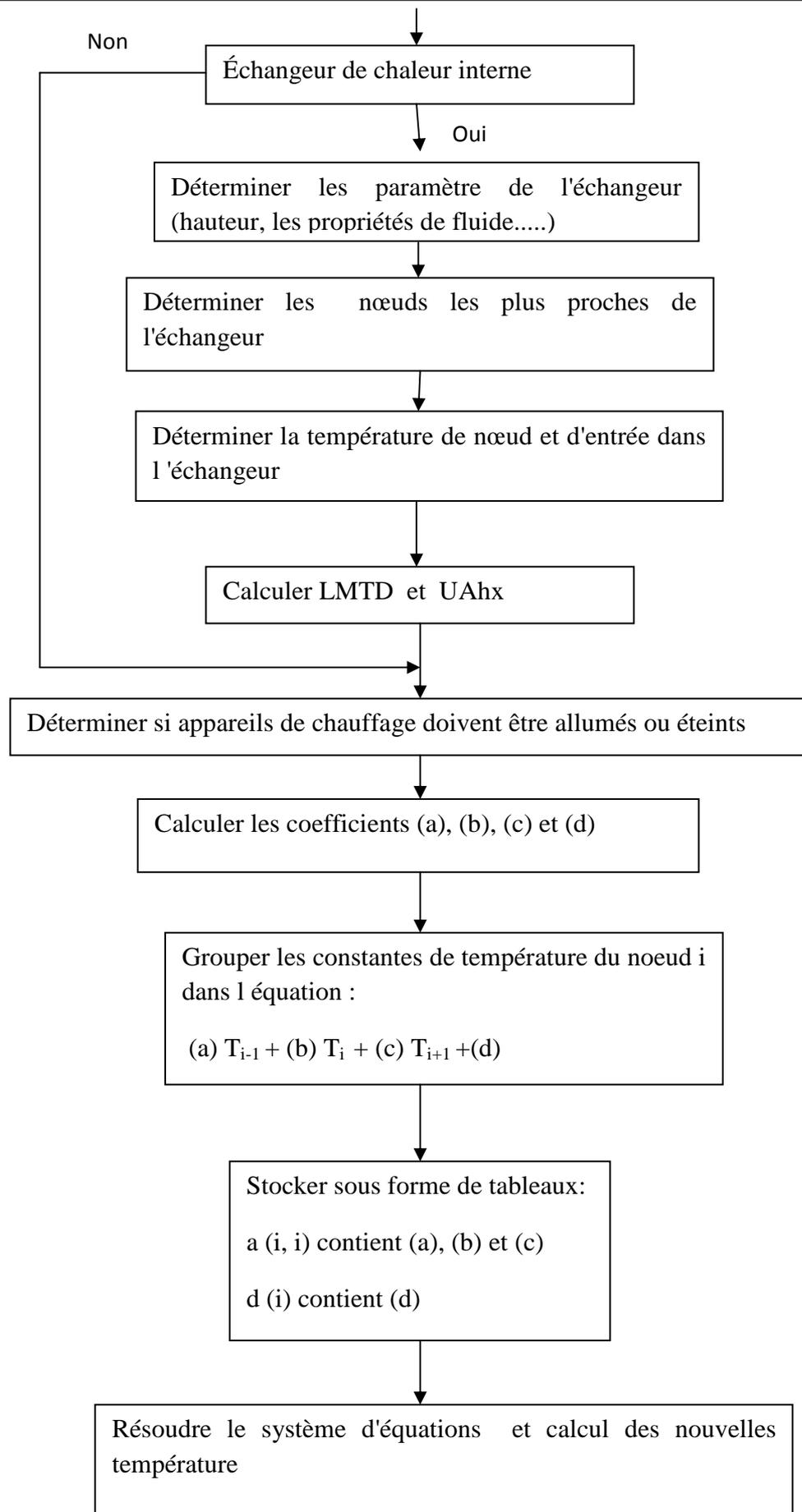
$$\begin{pmatrix} dT_1/dt \\ dT_2/dt \\ dT_3/dt \\ \vdots \\ dT_i/dt \\ \vdots \\ dT_N/dt \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b1 & c1 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a2 & b2 & c2 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & a3 & b3 & c3 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \vdots \\ 0 & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & a_i & b_i & c_i & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & a_N & b_N \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} T1 \\ T2 \\ T3 \\ \vdots \\ T_i \\ \vdots \\ TN \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d1 \\ d2 \\ d3 \\ \vdots \\ d_i \\ \vdots \\ dN \end{pmatrix}$$

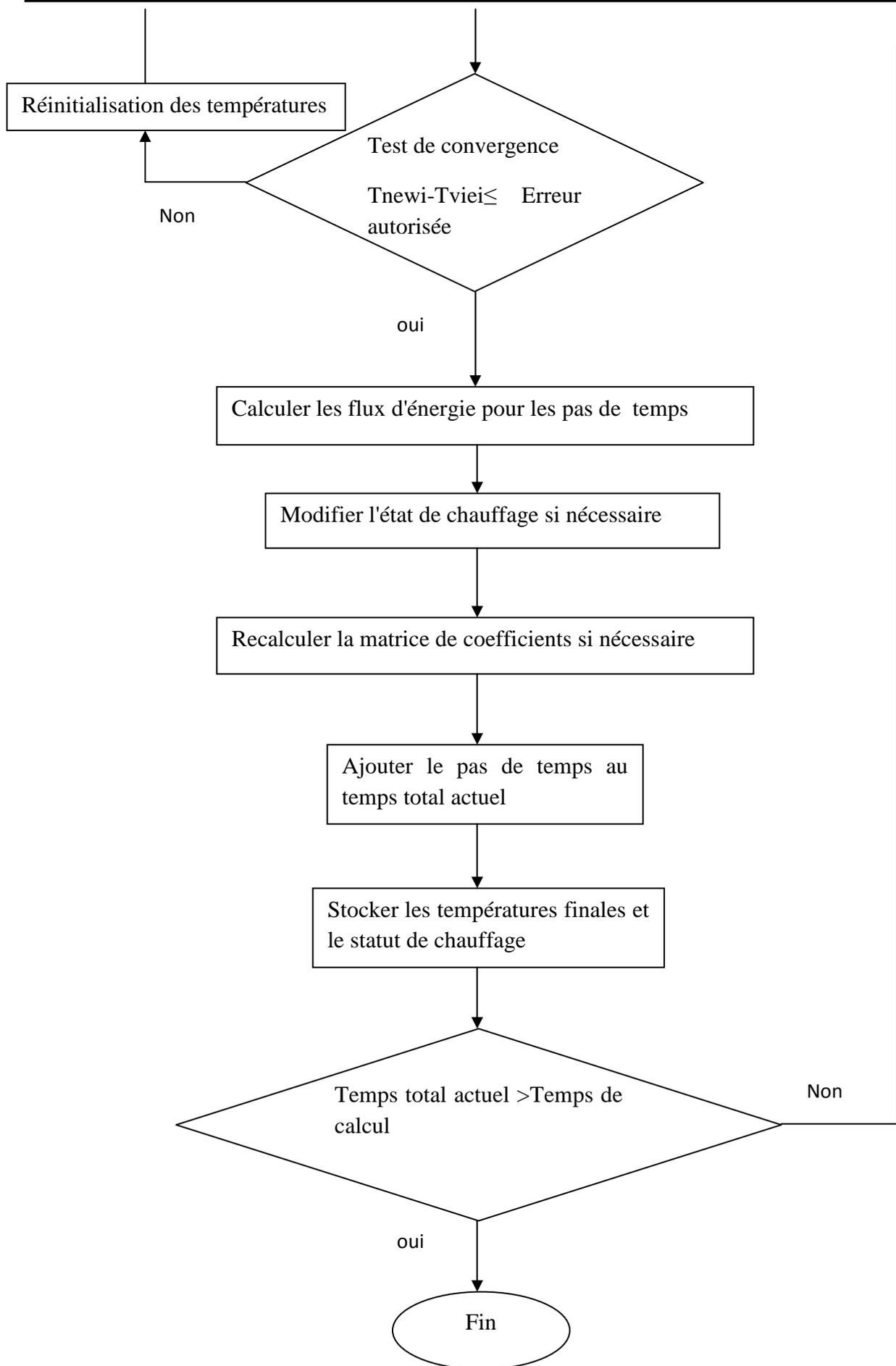
Pour des raisons qui deviendront évidentes dans la section suivante, la solution de Crank-Nicolson a été jugée la meilleure technique globale pour résoudre les équations de bilan énergétique. Crank-Nicolson, exige des itérations pour obtenir une température moyenne, mais il permet d'utiliser des pas de temps de grande taille. Contrairement à la solution d'Euler, il est inconditionnellement stable. Les nouvelles températures de nœud sont calculées en utilisant l'équation (III.71)

$$T_{new,i} = \Delta t \left[ \frac{a_i}{2} (T_{i-1} + T_{new,i-1}) + \frac{b_i}{2} (T_i + T_{new,i}) + \frac{c_i}{2} (T_{i+1} + T_{new,i+1}) + d_i \right] T_i \quad \text{(III.71)}$$

L'ordinateur parcourt l'équation jusqu'à ce que le changement de  $T_{new,i}$  soit inférieur à une certaine valeur spécifiée. Selon la situation particulière, entre deux à trois itérations sont généralement nécessaires pour converger vers 0,001. L'avantage de la solution de Crank-Nicolson est sa capacité à prendre des mesures avec un grand pas temps et obtenir une solution précise. L'organigramme de calcul est représenté dans ce qui suit.









Chapitre IV:  
Résultats et  
discussion

### IV.1 Introduction

Dans le cadre de ce travail, le comportement d'un ballon de 314 l assimilé à un cylindre de 1,6 m de haut et de 50 cm de diamètre, à axe vertical, entièrement rempli d'eau est étudié. Le domaine d'étude est découpé en  $N$  couches horizontales de hauteurs identiques  $H(i)$ , considérées à température homogène  $T_i$ . Ces couches sont numérotées de 1,.....,i,.....,  $N$  de haut en bas.

### IV.2 Influence du nombre de couches

En premier lieu, notre intérêt a porté sur l'effet du nombre de nœuds sur la température du réservoir. Pour cela, ce dernier initialement à une température de 40 °C est modélisé en utilisant 5, 10, 15, 20, 25, 30 nœuds. Le débit d'injection dans la première couche est de 0.4 kg/s à 60 °C. Les résultats de simulation pour les différents nombres de nœuds, représentés sur la figure IV.1 permettent de remarquer que la durée de temps nécessaire pour l'établissement de la température dans les parties supérieure ou inférieure de la cuve dépend du nombre de couches. Néanmoins la différence devient moins importante pour un nombre de couches supérieure à 20.

Le nombre de couches est donc un paramètre très influant dans le cas de charge du ballon. Il faut noter que le nombre de couches est un paramètre purement numérique qui permet d'obtenir un profil de température plus ou moins abrupt. C'est un paramètre de diffusion (transmission rapide d'un changement local de température d'une partie vers une autre partie au sein du ballon)

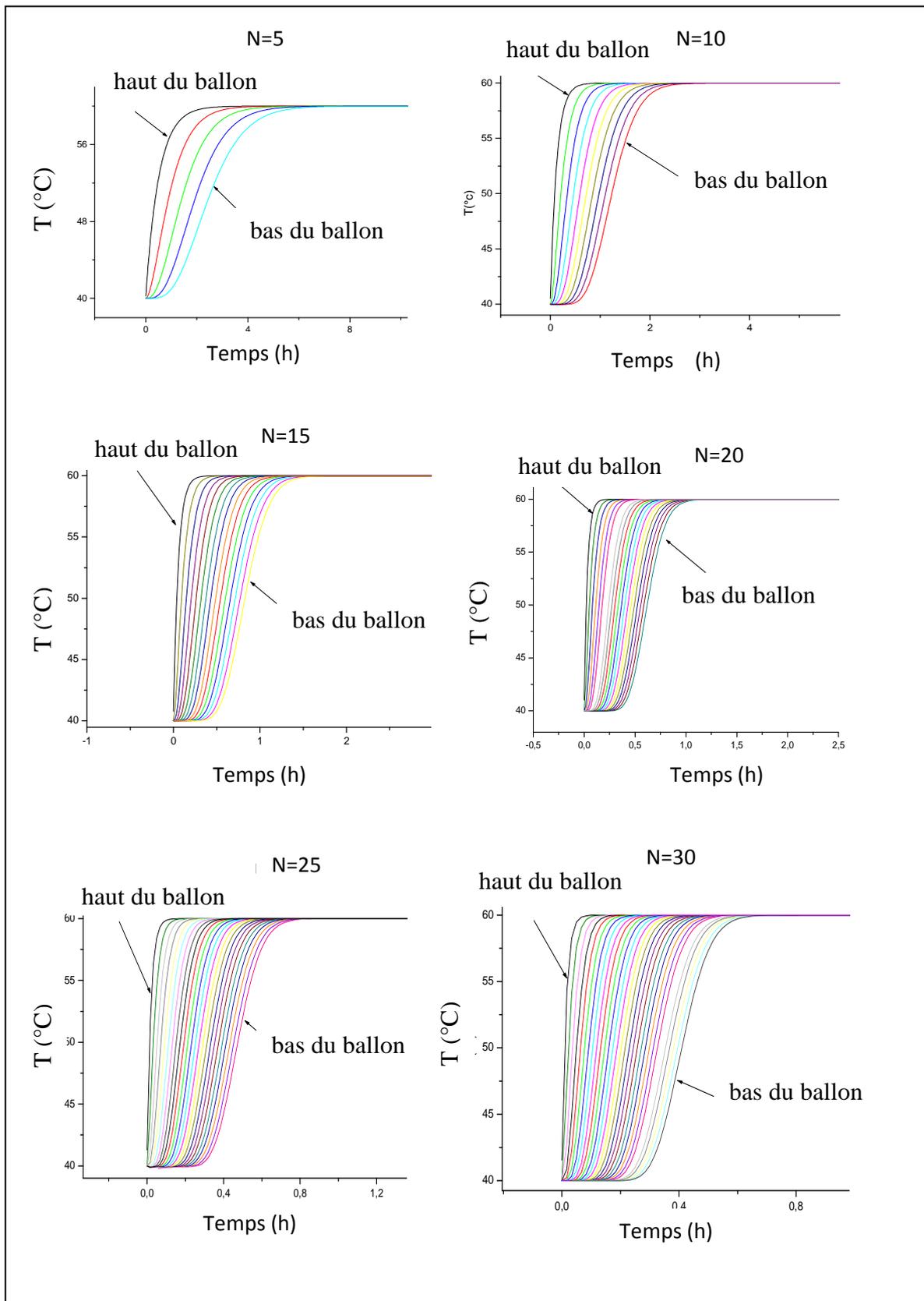


Figure IV.1 : Evolution temporelle de la température du ballon de stockage en fonction du nombre de nœuds utilisé

### IV.3 Cas de charge du ballon

#### IV.3.1 Influence du débit d'injection

Différents débits (0.04, 0.2, 0.4 et 0.6 kg/s) sont injectés à 60 °C dans le haut d'un ballon initialement à 40 °C. Le même débit est puisé au bas du réservoir. Les résultats obtenus pour les différents débits sont représentés respectivement dans les figures IV.2, IV.3, IV.4 et IV.5 .

L'analyse des courbes des ces figures permet d'observer que pour un faible débit (0.04 kg/s) la première couche se chauffe rapidement, puis transmet la chaleur à la seconde couche qui la transmet à son tour à la troisième couche et ainsi de suite jusqu'à la couche 20 qui est chauffée au bout de 240 mn. La température du ballon s'homogénéise après 11 heures.

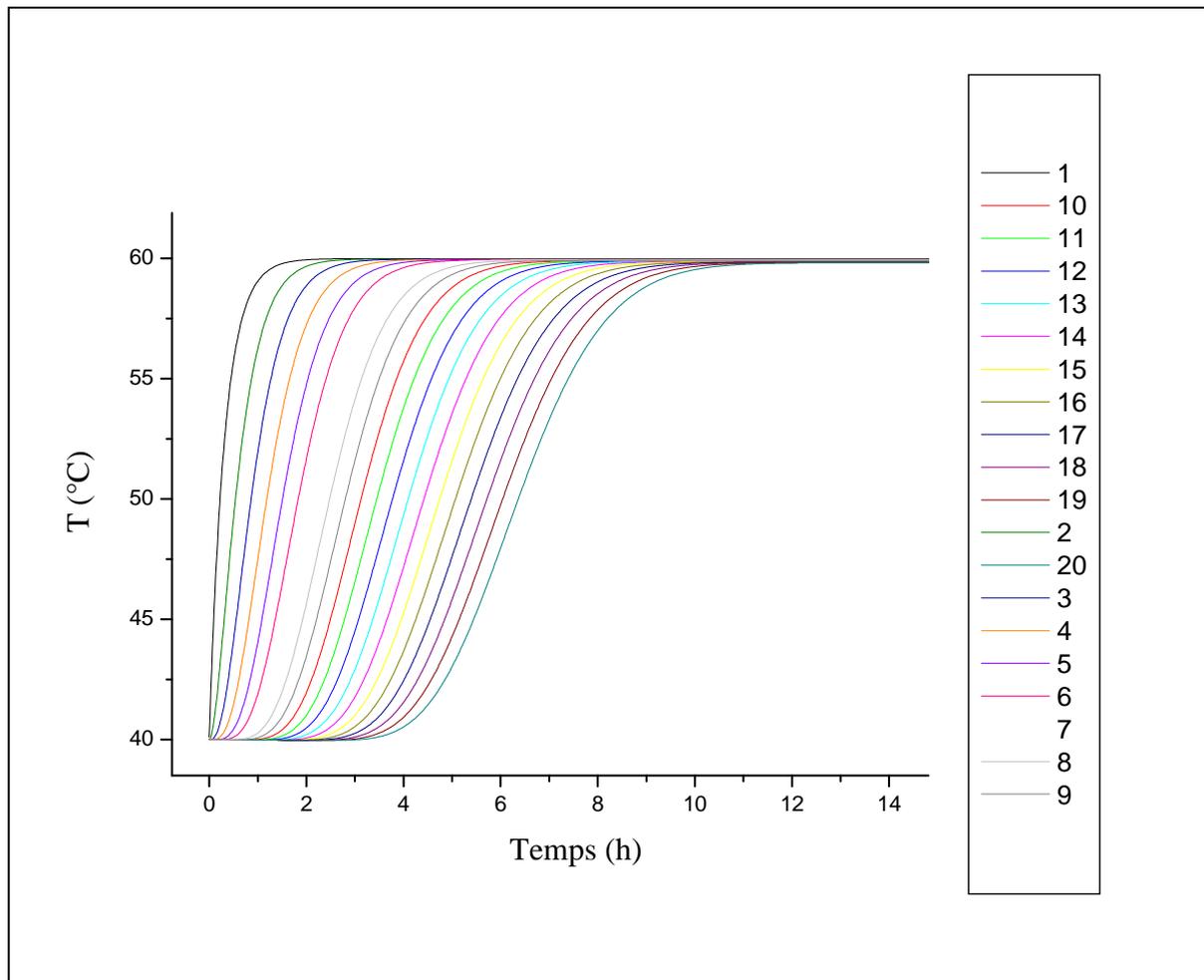


Figure IV.2 : Évolution temporelle de la température des couches  
( débit injecté de 0.04 kg/s ).

Pour un débit de 0.2 kg/s on retrouve le même processus sauf que la couche 20 est chauffée après 50 mn seulement. L'homogénéisation du ballon quant' à elle est obtenue après 150 mn .

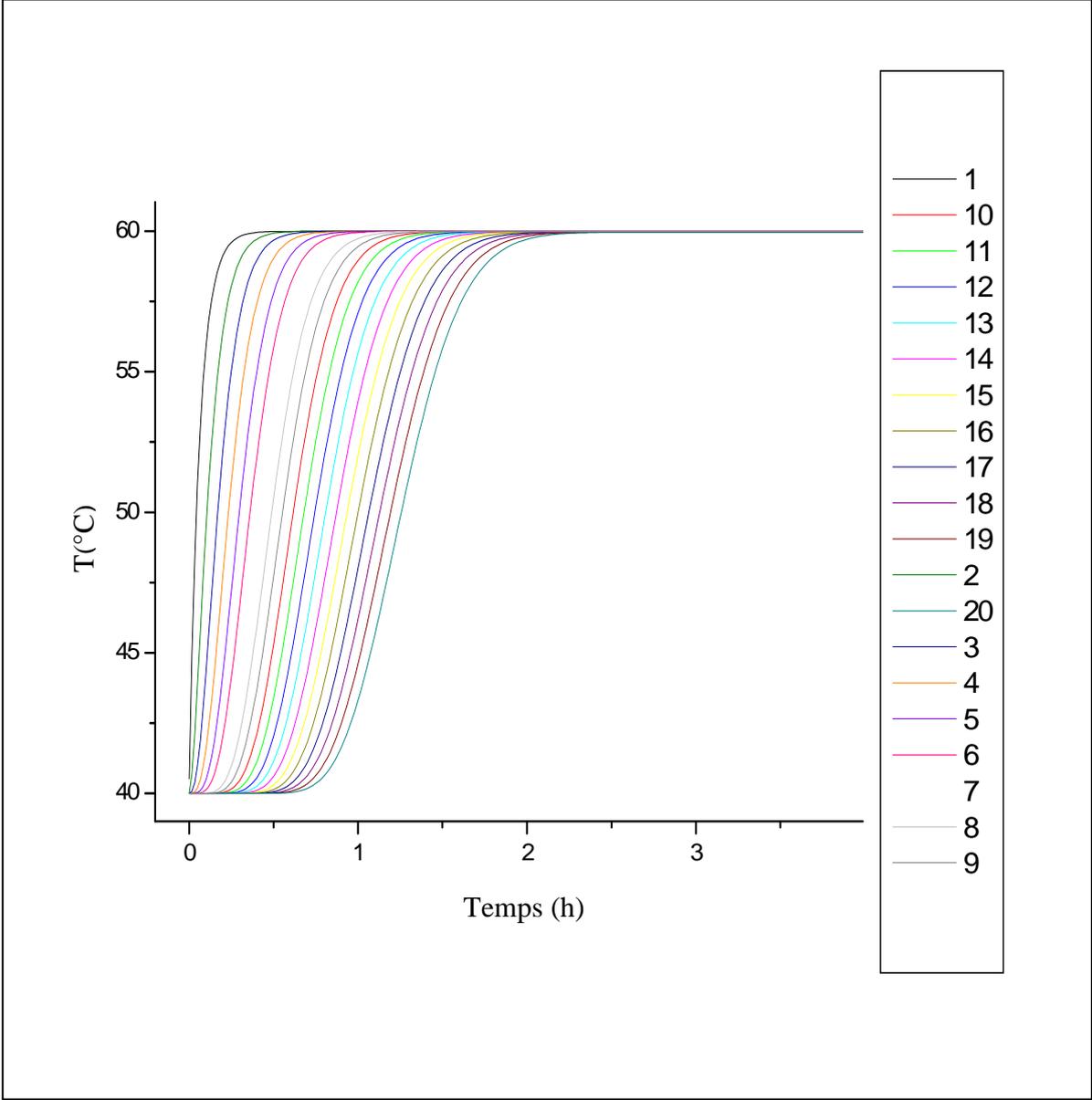
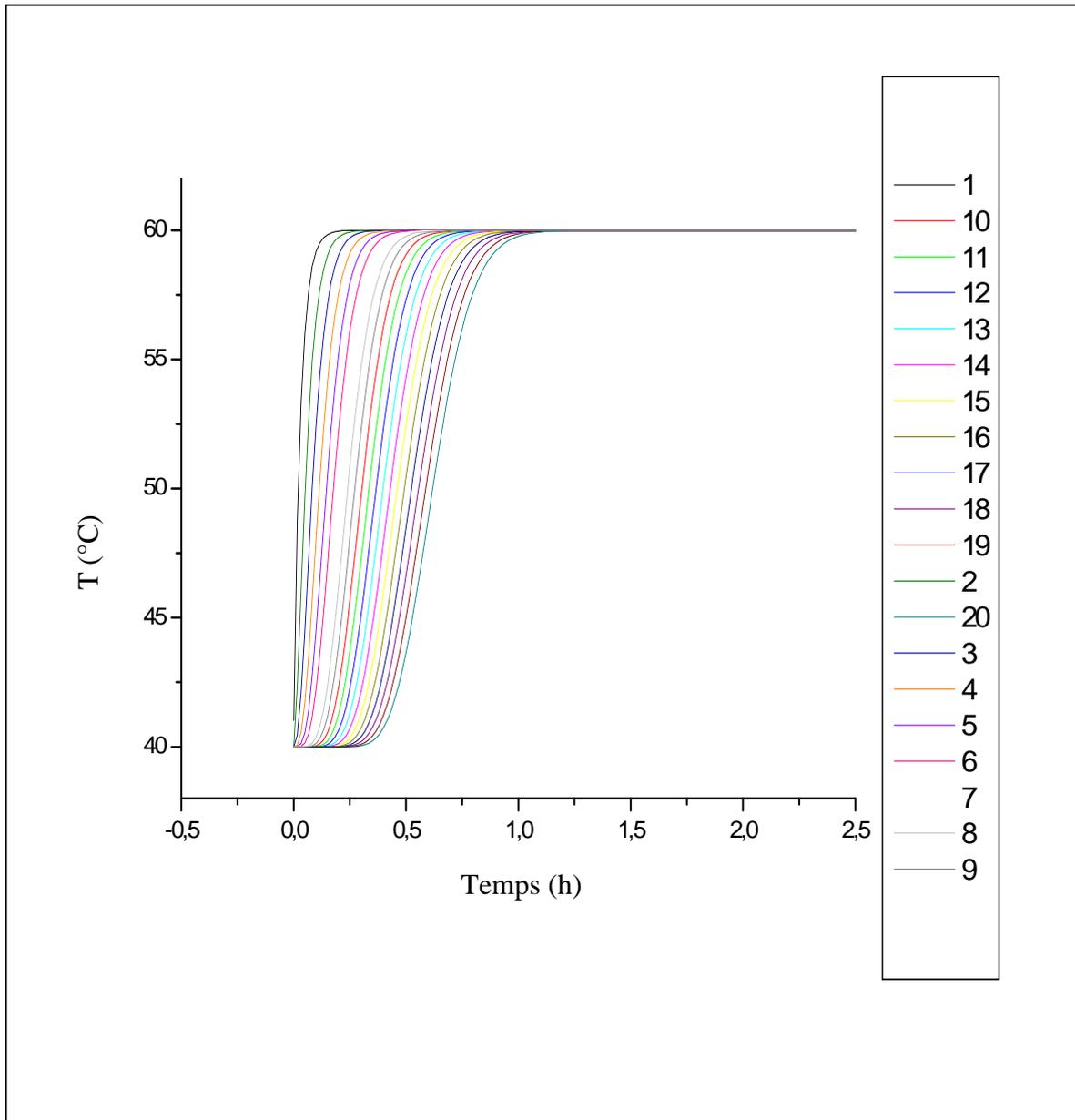


Figure IV.3 : Évolution temporelle de la température des couches (débit d'injection de 0.2 kg/s).

On remarque que pour des débits d'injection plus importants (0.4 kg/s et 0.6kg/s), le processus est similaire sauf que la première couche chauffe plus rapidement et le temps que met la couche 20 à chauffer devient de plus en plus court, 25 et 15 mn respectivement pour les débits de 0.4 kg/s et 0.6 kg/s. On note par ailleurs que la température dans le ballon devient homogène au bout seulement de 60 et 45 mn respectivement pour les débits mentionnés précédemment.



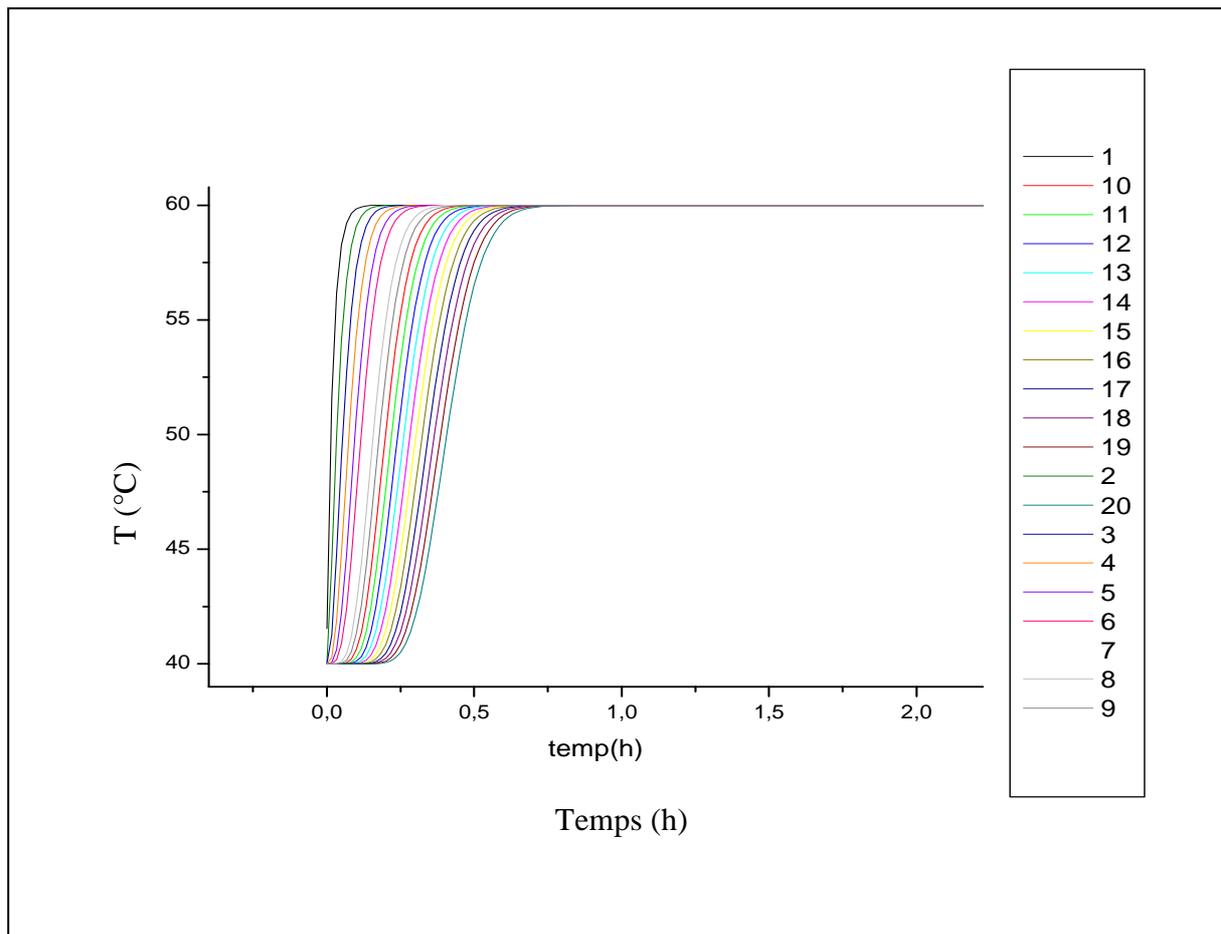


Figure IV.5 : Évolution temporelle de la température des couches (débit d'injection de 0.6 kg/s).

### IV.3.2 Cas de charge avec un échangeur de chaleur interne

Un échangeur interne de type "bobine", de longueur 18.6 m, de diamètres extérieur et intérieur respectivement de 15.9/1000 et 12.7/1000 m, est utilisé pour chauffer le ballon.

Cet échangeur alimenté par un capteur solaire est placé dans les quatre dernières couches (17, 18, 19, 20) du ballon.

La température du ballon étant initialement de 20°C, un débit de 0.1 kg/s d'eau est injecté dans l'échangeur à une température d'entrée de 60 °C.

L'observation des profils de température dans le ballon pour les couches 17, 18, 19 et 20 et ceux de l'entrée et sortie de l'échangeur permet de noter que la température de sortie de l'échangeur est directement liée à celle de la couche du ballon.

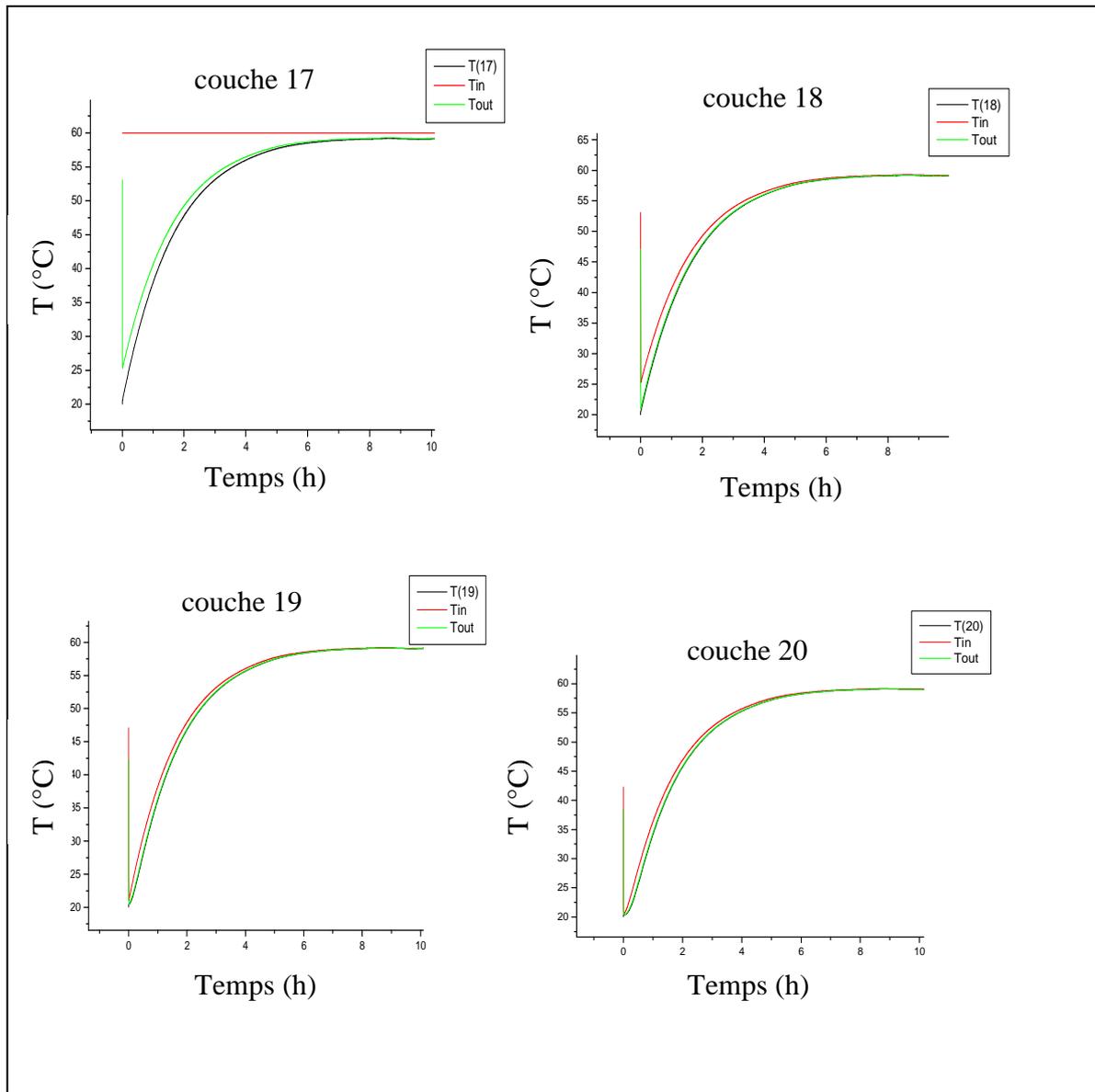


Figure IV.6 : Evolution temporelle des températures au sein des quatre dernières couches du ballon et en entrée et sortie de l'échangeur.

La quasi superposition des profils de température pour toutes les couches du ballon (figure IV.7) permet d'avancer que la charge par un échangeur placé dans le bas du ballon ne conduit pas à une stratification au sein du ballon ( Il apparait certes une différence de l'ordre 2°C lors des quatre premières heures de simulation mais qui reste négligeable). L'apport de chaleur par l'échangeur se transmet rapidement dans les couches, et le "panache" créé par la mise en fonctionnement de l'échangeur va brasser l'eau dans le ballon qui va donc se réchauffer de manière uniforme. Ainsi le mode de charge par un échangeur a tendance à uniformiser le champ de température au sein du ballon.

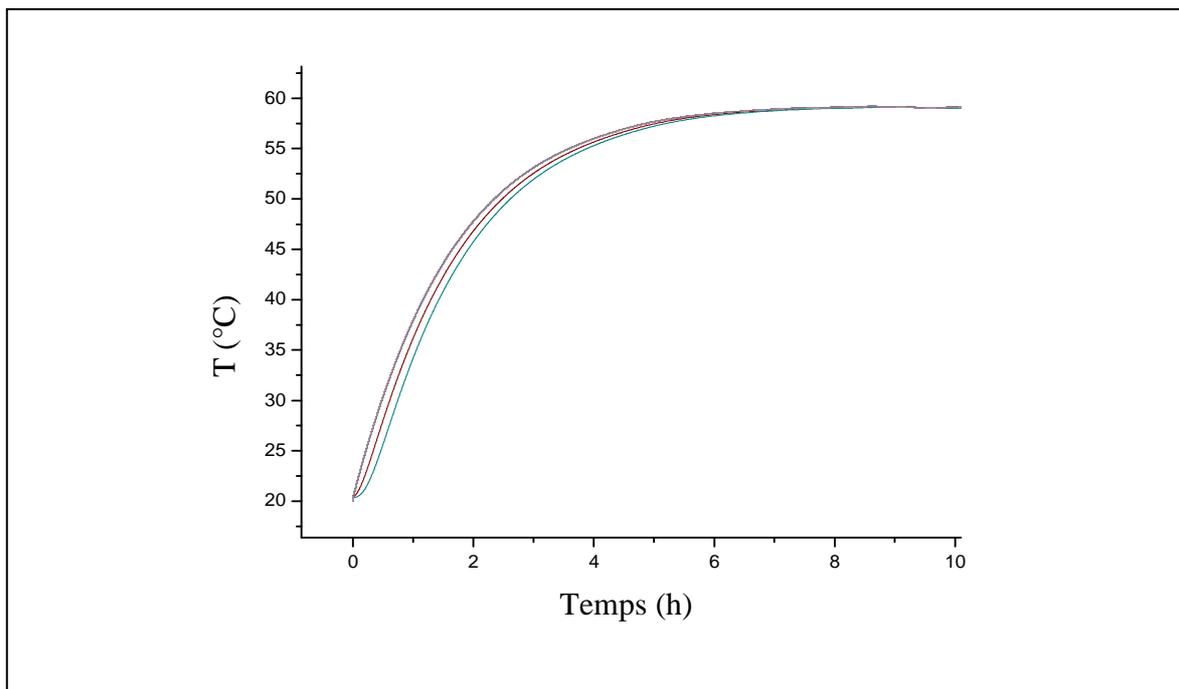


Figure IV.7 : Évolution temporelle de la température des couches dans le ballon de stockage.

### IV.3.3 Cas de charge avec un appoint électrique

Dans le cas de charge du ballon (initialement à une température uniforme) en utilisant un appoint électrique placé à une hauteur de 0.9 m, une stratification va s'établir. La mise en route d'une résistance de 1.6 kW, crée un "panache" qui va mélanger les couches du haut du ballon ( figure IV.8).

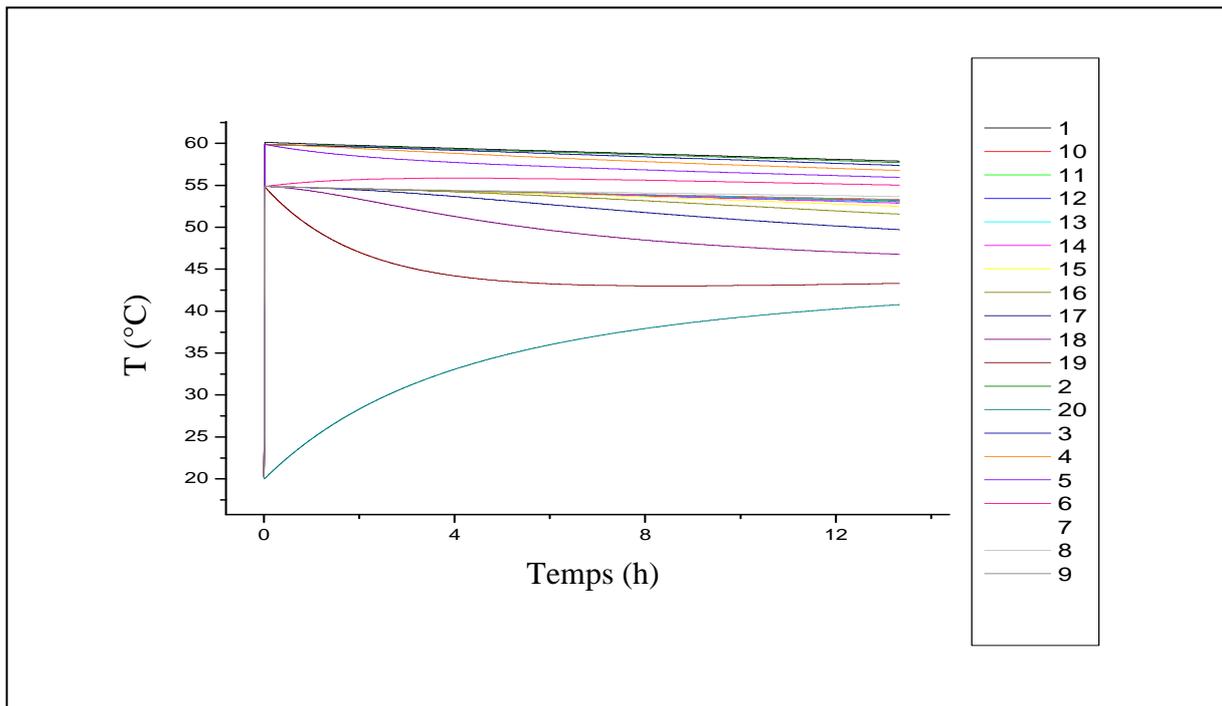


Figure IV.8 : Évolution temporelle de la température dans le cas de charge avec l'appoint électrique.

Quand la température du haut du ballon atteint 60 °C, la résistance est arrêtée, ce qui conduit à une chute de la température au niveau de cette partie. Ainsi les températures des couches situées au dessus de la résistance vont diminuer progressivement alors que les températures des couches du bas du ballon augmentent dans un premier temps (chaleur transférée du haut vers le bas) puis diminuent à leur tour quand les pertes thermiques vers l'extérieur deviennent importantes.

#### IV.4 Cas de décharge

##### IV.4.1 Influence du débit d'injection

Différents débits (0.04, 0.2, 0.4 et 0.6 kg/s) sont injectés à 20 °C dans le bas d'un ballon initialement à une température uniforme de 40 °C. Simultanément un débit similaire est puisé en partie haute du ballon. Les résultats obtenus montrent une bonne stratification dans le ballon pour tous les cas. La température du bas du ballon décroît rapidement alors que la température du haut du ballon ne commence à baisser qu'à partir de 120, 60, 30 et 24 mn respectivement pour les débits de 0.04, 0.2, 0.4 et 0.6 kg/s (figures IV.9, IV.10, IV.11 et IV.12.).

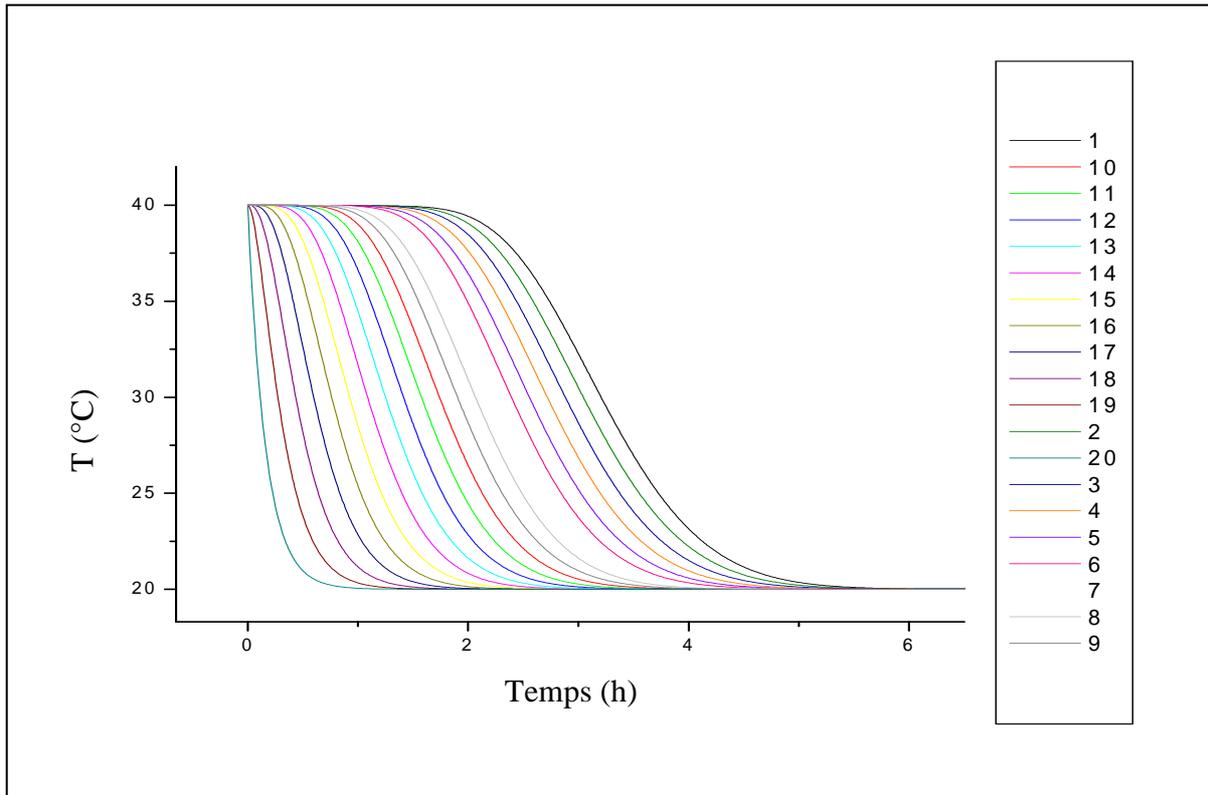


Figure IV.9 : Évolution temporelle de la température (cas de décharge pour un débit injecté de 0.04 kg/s ).

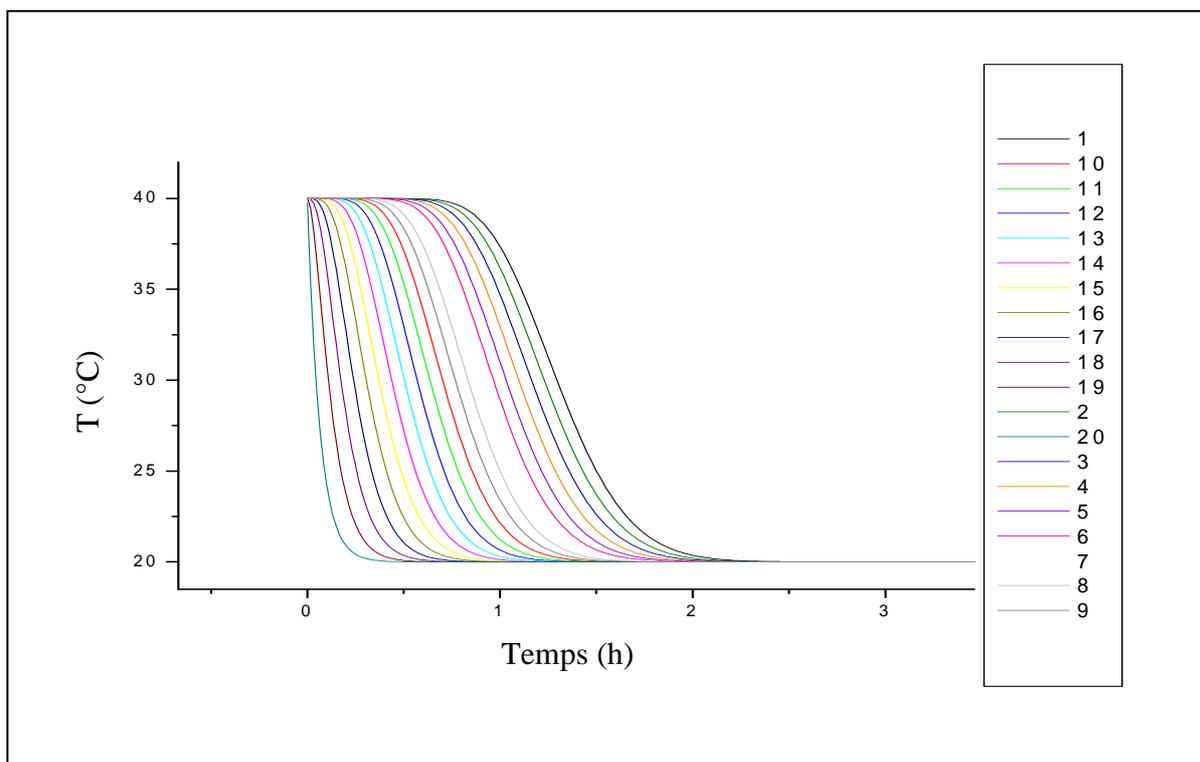


Figure IV.10 : Évolution temporelle de la température (cas de décharge pour un débit injecté de 0.2 kg/s ).

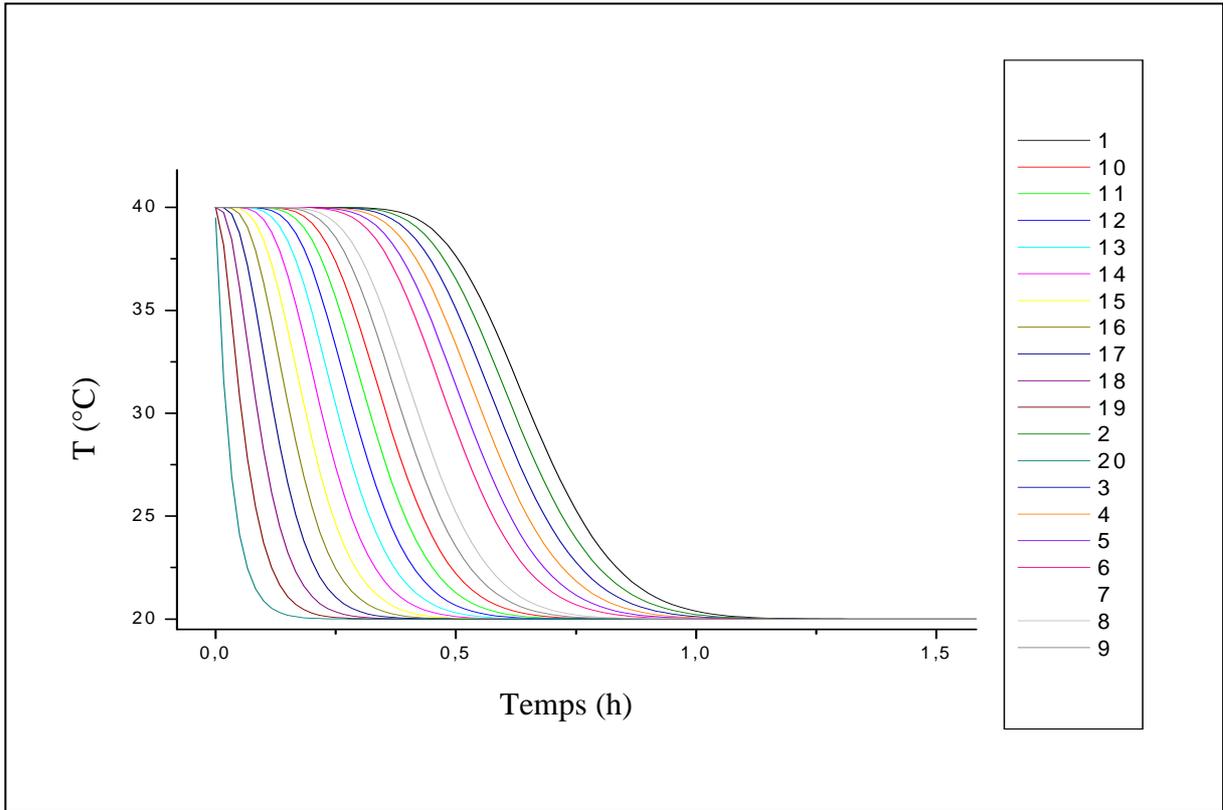


Figure IV.11 : Évolution temporelle de la température (cas de décharge pour un débit injecté de  $0.4 \text{ kg/s}$ ).

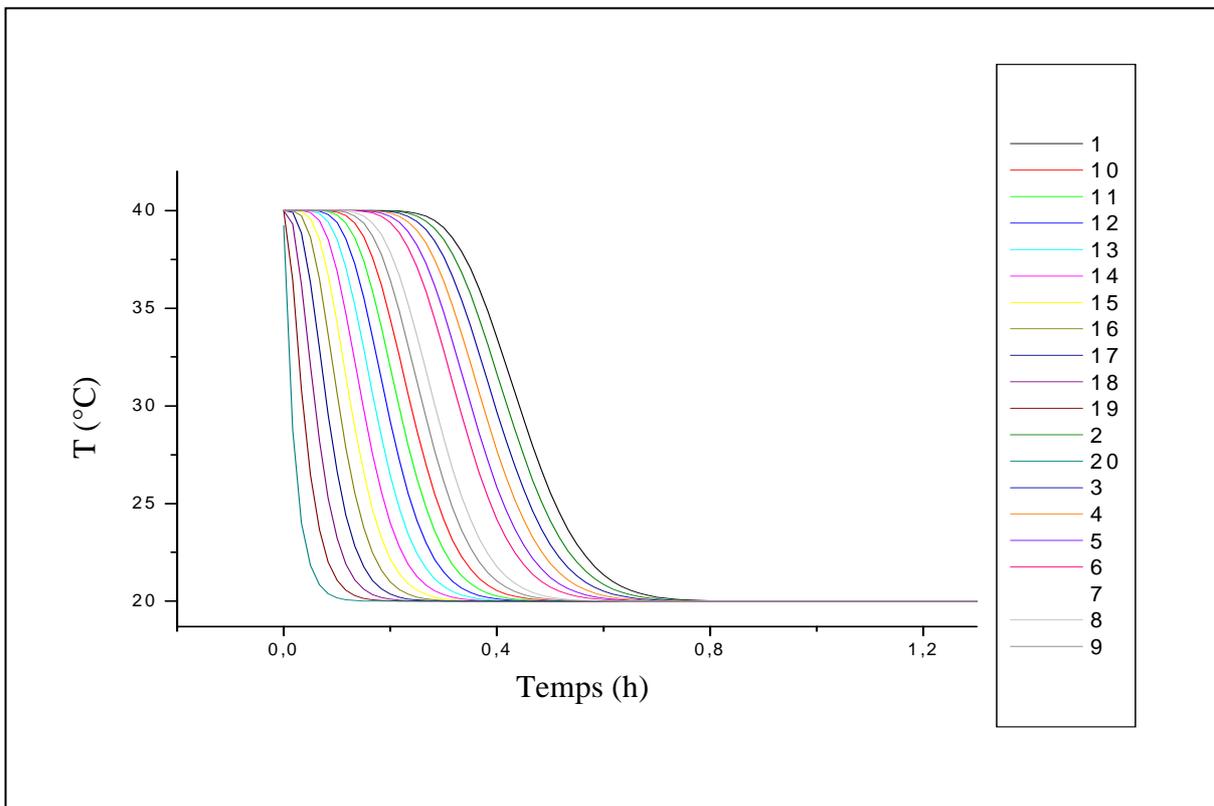


Figure IV.12 : Évolution temporelle de la température (cas de décharge pour un débit injecté de  $0.6 \text{ kg/s}$ ).

#### IV.4.2 Influence de l'isolation

Le ballon initialement à une température uniforme de 60 °C est isolé (parois latérales, haut et bas du ballon) avec un matériau d'une épaisseur de 0.03 m et de coefficient de conductivité thermique égal à 0.03 W/m.°C. la température ambiante est de 20 °C.

L'observation des courbes de la figure IV.13 permet de noter que l'évolution temporelle de la température est quasiment similaire lors du refroidissement du ballon sauf pour les quatre dernières couches (17, 18, 19, 20) où l'on peut observer un léger écart entre elles (la couche 20 se refroidit légèrement plus rapidement).

Dans le cas d'une faible épaisseur d'isolation, les pertes au niveau des surfaces d'échange ne sont pas totalement éliminées et conduisent au refroidissement des couches (légèrement plus important pour les première et dernière couches).

La première couche étant plus froide que celle qui est juste en dessous, une inversion de couche aurait tendance à se produire, ce qui conduira à un mélange des première et seconde couches (pour pallier à cette inversion). La température de la nouvelle couche reste inférieure à celle qui est en dessous, le processus est réitéré et conduit à un mélange graduel des couches.

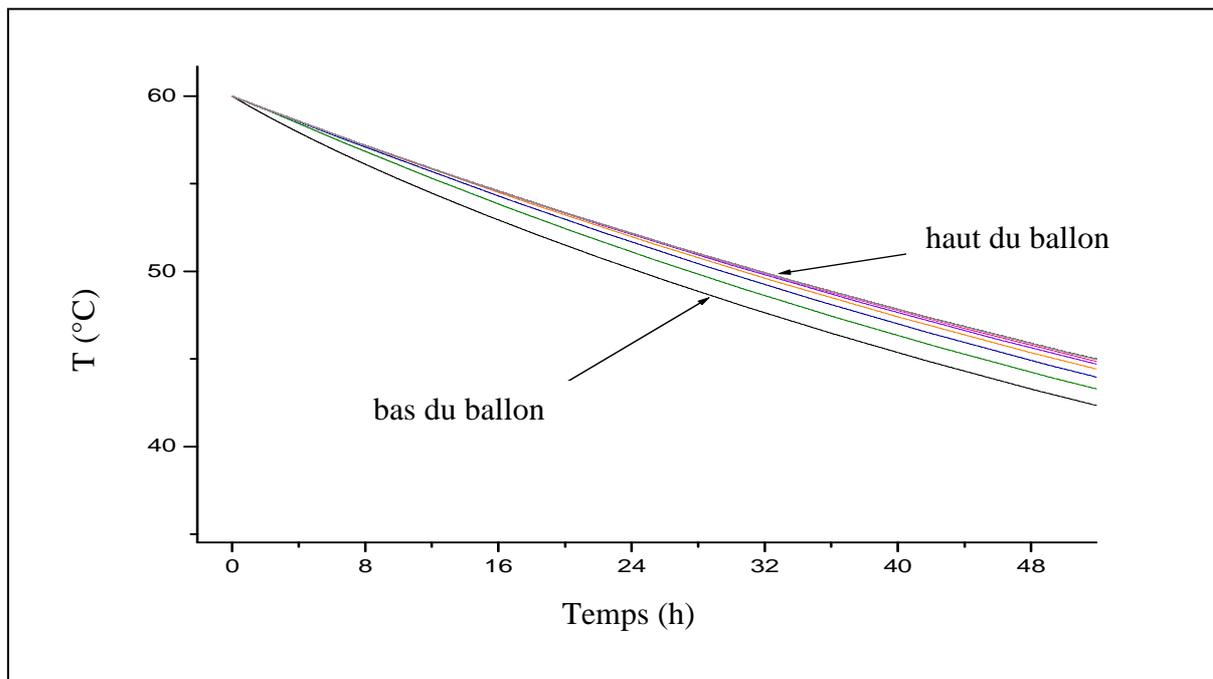


Figure IV.13 : Refroidissement du ballon initialement à 60 °C .

L'analyse de la variation du profil vertical des températures montre un écart maximal de température de 3 °C entre le bas et le haut du ballon, après 48 h de refroidissement (figure IV.14).

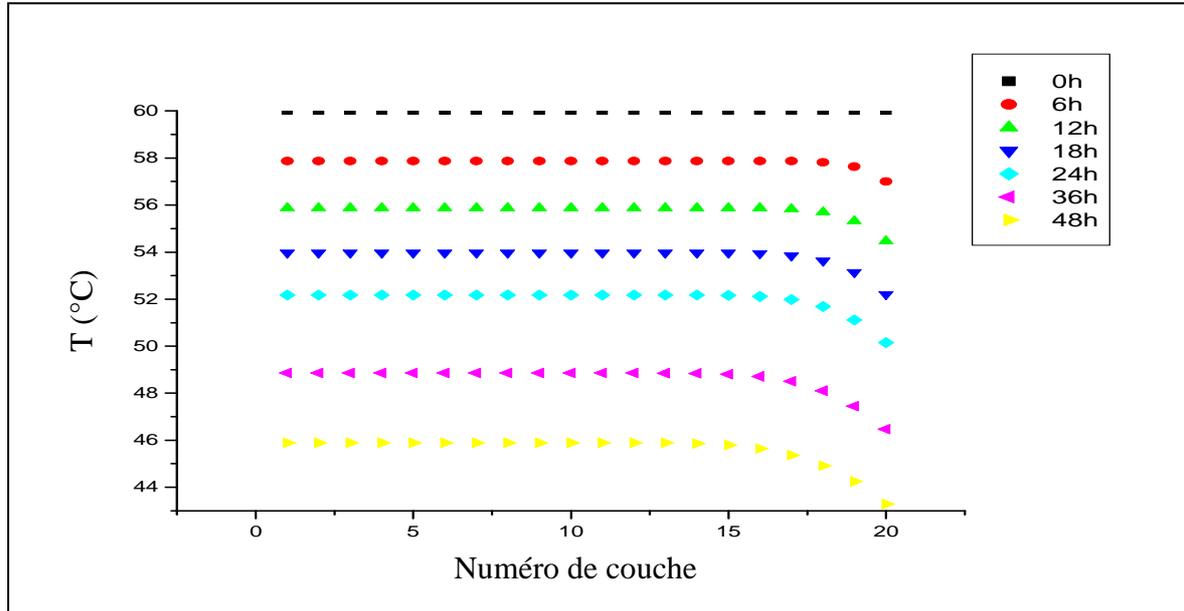


Figure IV.14 : Profils de température selon le numéro de couche du ballon à différents temps jusqu'à 48h.

#### IV.4.2.1 Influence de l'épaisseur de l'isolation du ballon

L'évolution temporelle de la température de la première couche d'un ballon de stockage initialement à une température uniforme de 60 °C, placé dans une ambiance de 20 °C, pour différentes épaisseurs d'isolation (0.03, 0.06, 0.08, 0.1 et 0.12 m) est illustrée par les courbes de la figure IV.15.

Il apparaît sur cette figure qu'au bout de 7 jours, la température de la première couche est de 45 °C pour une épaisseur d'isolation de 0.12 m au lieu de 27 °C quand l'épaisseur n'est que de 0.03 m.

Il est ainsi recommandé d'utiliser une épaisseur d'isolation d'au moins 6 cm mais pas nécessairement plus (la différence de perte de température entre 6 et 8 cm n'est que de 2 °C).

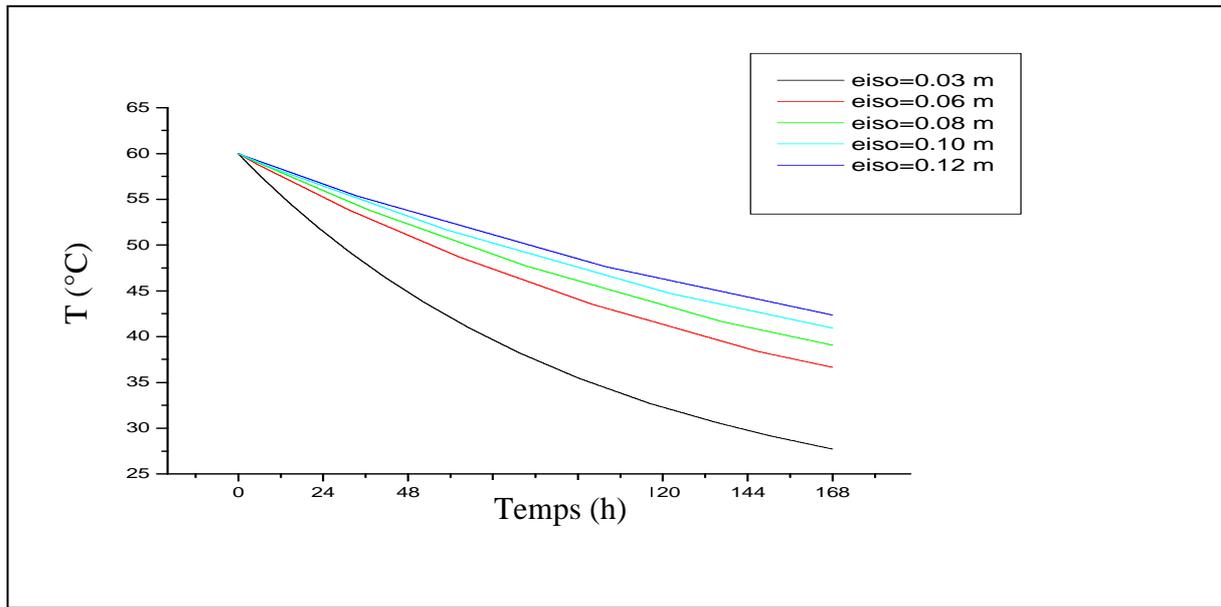


Figure IV.15 : Effet de l'épaisseur de l'isolation sur la variation temporelle de la température du ballon.

#### IV.4.2.2 Influence de la nature de l'isolant

L'effet de la nature de l'isolant sur la température d'un ballon de stockage initialement à 60 °C et placé dans une ambiance de 20 °C est mis en évidence sur la figure IV.16.

Nous pouvons remarquer que toutes les courbes ont la même allure et se succèdent dans un ordre ascendant pour les valeurs de coefficients de conductivité thermique de plus en plus faibles (0.03, 0.045, 0.06 et 0.075 W/m.°C).

Le refroidissement du ballon de stockage est moindre pour les valeurs de coefficients de conductivité de plus en plus élevés.

Nous pouvons ainsi déduire qu'une bonne isolation permet non seulement de minimiser, voire supprimer, les pertes thermique lors du stockage, mais également d'éviter la création de courant convectif au sein du ballon, ce qui pourrait nuire à la stratification.

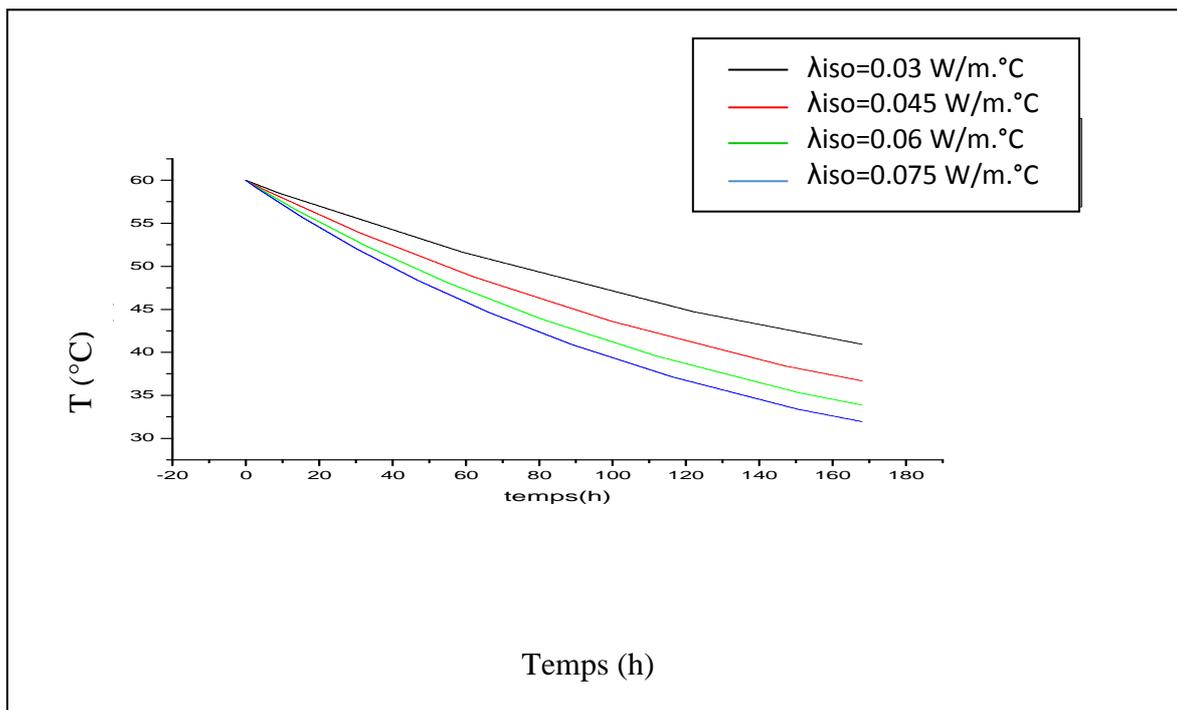


Figure VI 16 : Profils temporels de la température du ballon pour différents isolants (eiso= 0.10 m).

## IV.5 Validation des résultats numériques

Le but de cette partie est de comparer les résultats numériques obtenus pour le modèle à couches, utilisé dans le cadre de notre travail avec le modèle zonal développé par Davide .B [23], lors des phases de charge et de décharge d'un ballon de 300 l, opérant dans les mêmes conditions (température du ballon, température d'injection, débit, température ambiante )

### IV.5.1 Cas de charge

#### IV.5.1.1 Cas de charge sans l'échangeur de chaleur

Un débit de 0.4 kg/s est injecté à 60°C dans le bas d'un ballon de stockage initialement à une température de 40 °C.

La figure IV.17 permet de constater que le profil temporel de la température pour le modèle à couches est similaire à celui obtenu par le modèle zonal [23]. Pour les deux modèles, la stratification est bien mise en évidence.

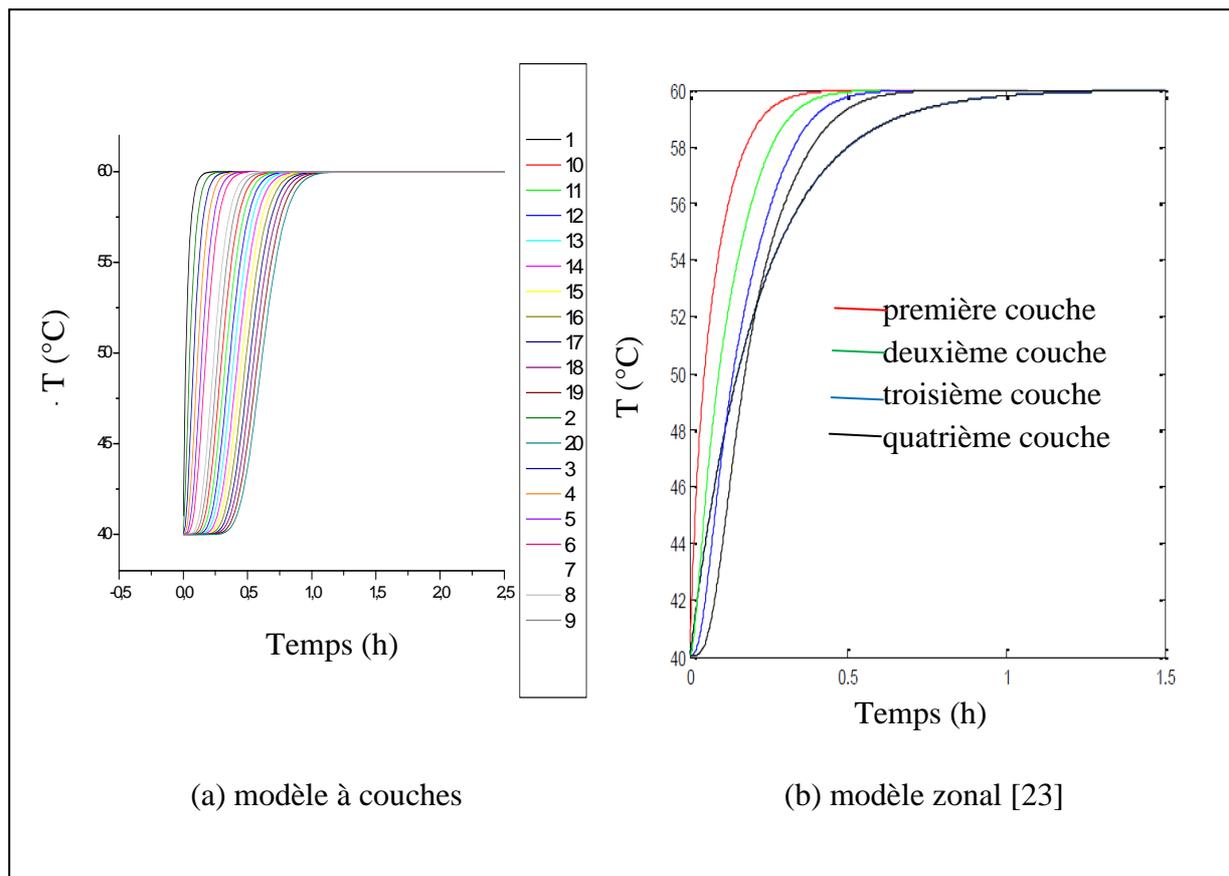


Figure IV.17 : Evolution temporelle de la température lors du réchauffement du ballon sans échangeur de chaleur ((a) modèle à couches - (b) modèle zonal).

#### IV.5.1.2 Cas de charge avec échangeur de chaleur

Les résultats numériques obtenus dans le cadre de notre travail par le modèle à couches aussi bien que ceux de Davide .B [23] (modèle zonal) représentés sur la figure IV.18 ne montrent pas de stratification.

On note néanmoins que si dans le cas du modèle zonal la température dans les haut et le bas du ballon est la même, les profils de températures pendant les quatre première heures de simulation pour le modèle à couches ne sont pas totalement confondues, cet écart devient négligeable par la suite.

Il est possible que cela résulte du type d'échangeur utilisé, qui pour notre étude rappelons le consiste en une "bobine" de longueur 18.6 cm et de diamètres intérieur et extérieur respectivement 12.7/1000 m et 15.9/1000 m, alors que dans le modèle de David .B l'échangeur utilisé est à double spires (deux échangeur reliés entre eux), le premier d'un

diamètre de 37 cm, possède 6 spires, et le second est d'un diamètre de 23 cm et 4 spires avec un diamètre intérieur de 3 cm, et une épaisseur de 2 mm. Plus l'échangeur est puissant et moins la stratification est apparente

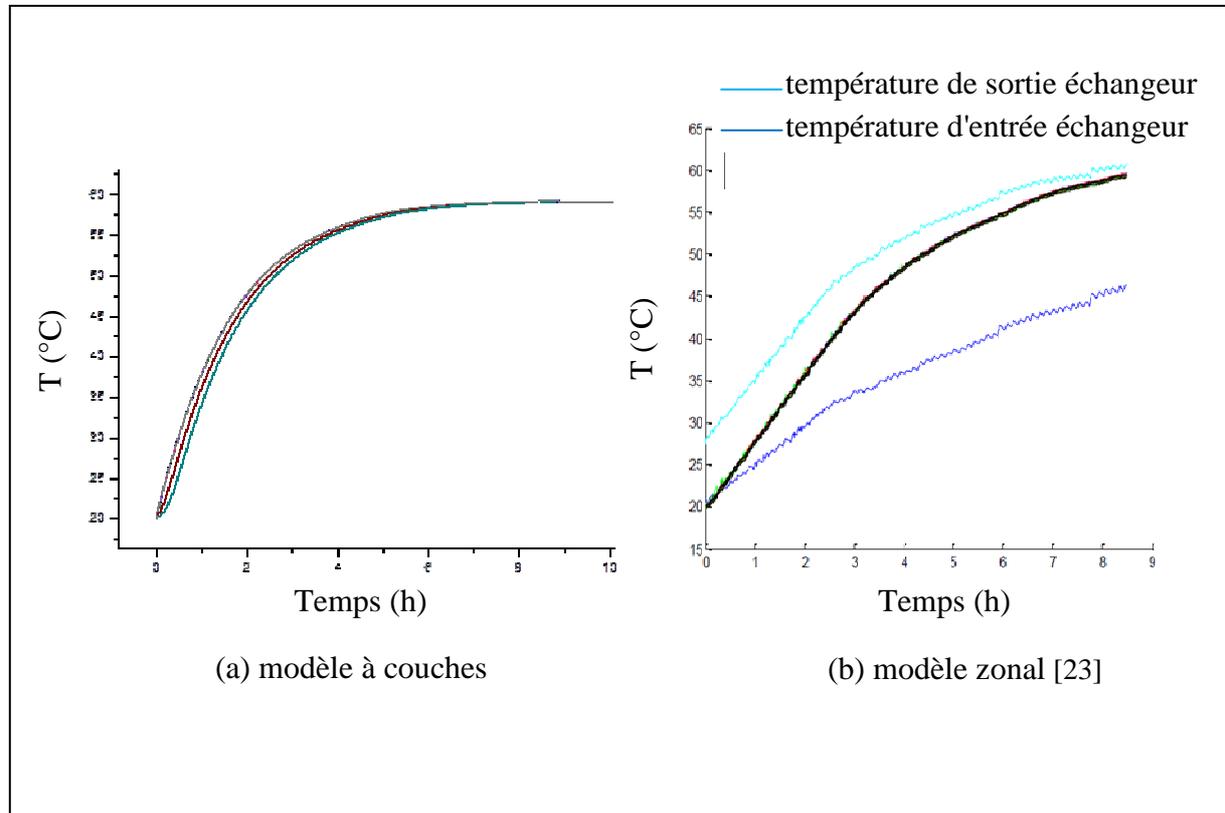


Figure IV.18 : Profils temporels de la température au sein du ballon avec échangeur de chaleur ((a) modèle à couches - (b) modèle zonal).

#### IV.5.2 Cas de décharge

Nous avons comparé nos résultats de simulation (modèle à couches) avec ceux obtenus par David .B [23] (modèle zonal) pour les cas, d'injection faible débit (0.04 kg/s) (figure IV.19.) et dans le cas d'un débit d'injection plus important (0.2 kg/s pour les modèles à couches et 0.17 kg/s pour le modèle zonal) (figure IV.20), dans un ballon initialement à 40 °C, la température d'injection étant de 20°C.

L'observation des différents courbes montre un bon accord entre les résultats obtenus par les deux modèles. Il apparait une bonne stratification dans le ballon de stockage (pour les deux modèles) quelque soit le débit injecté.

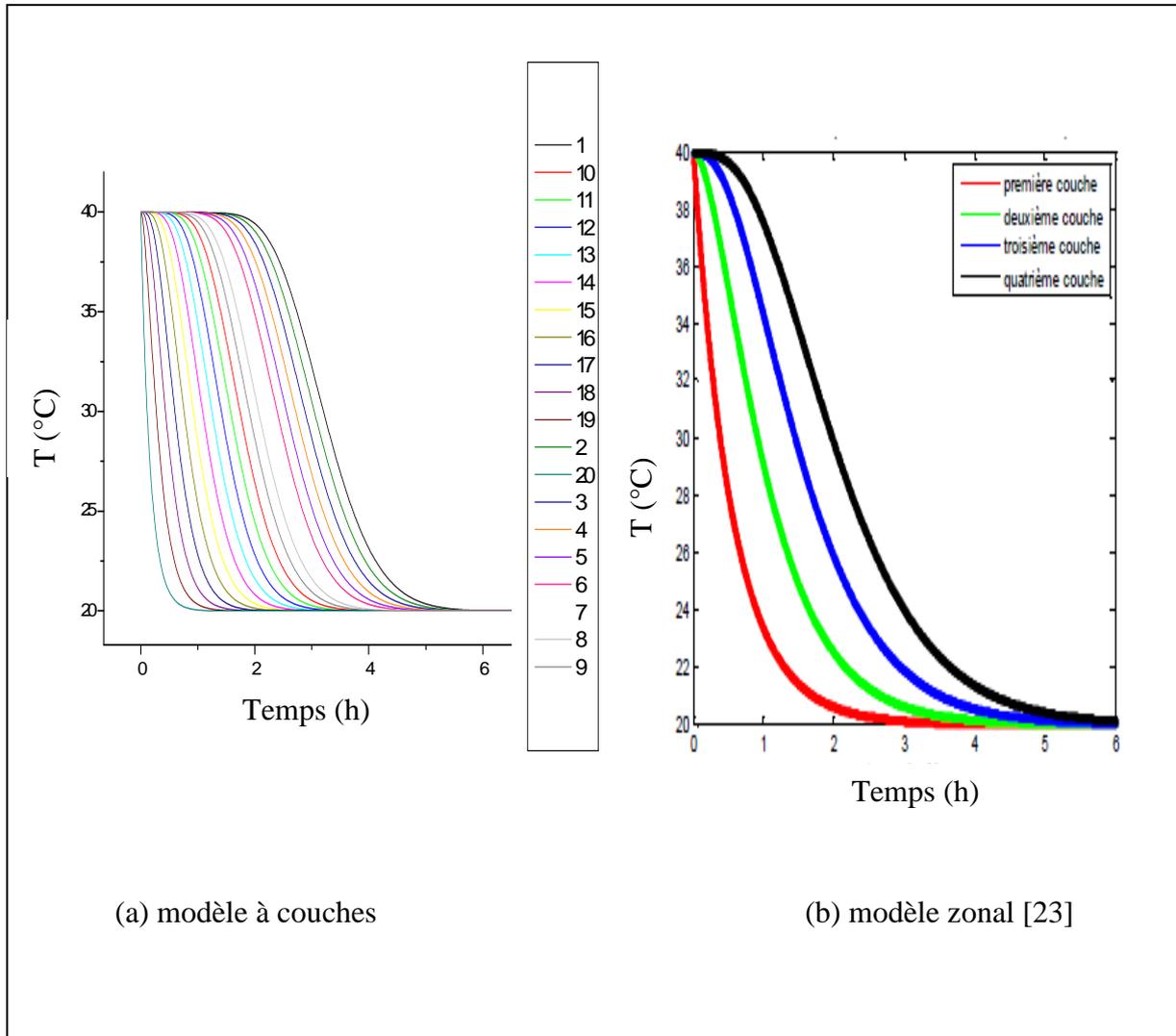


Figure IV.19 : Evolution temporelle de la température lors de la décharge d'un ballon  
 (a) modèle à couches (b) modèle zonal ('injection à 0.04 kg/s)

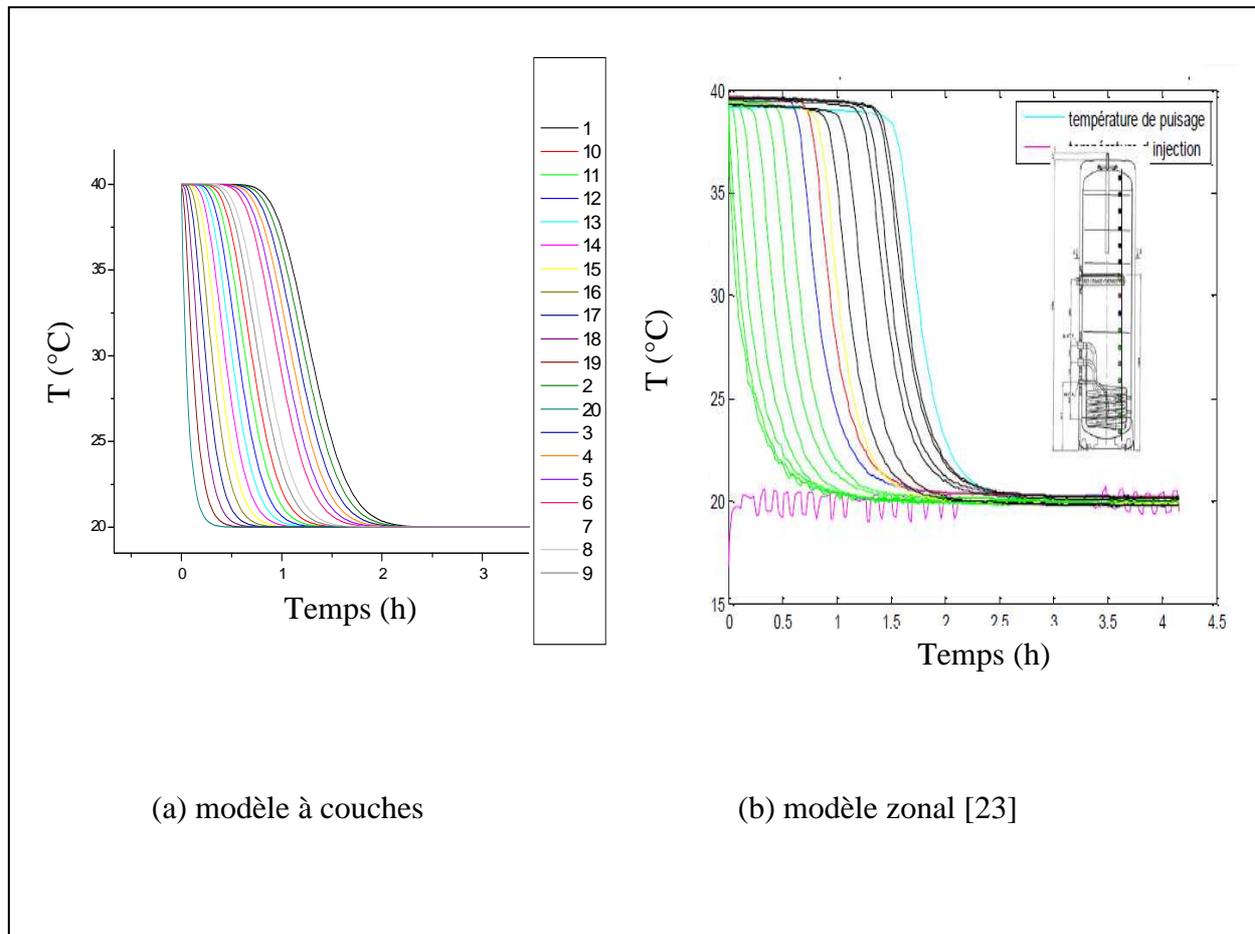
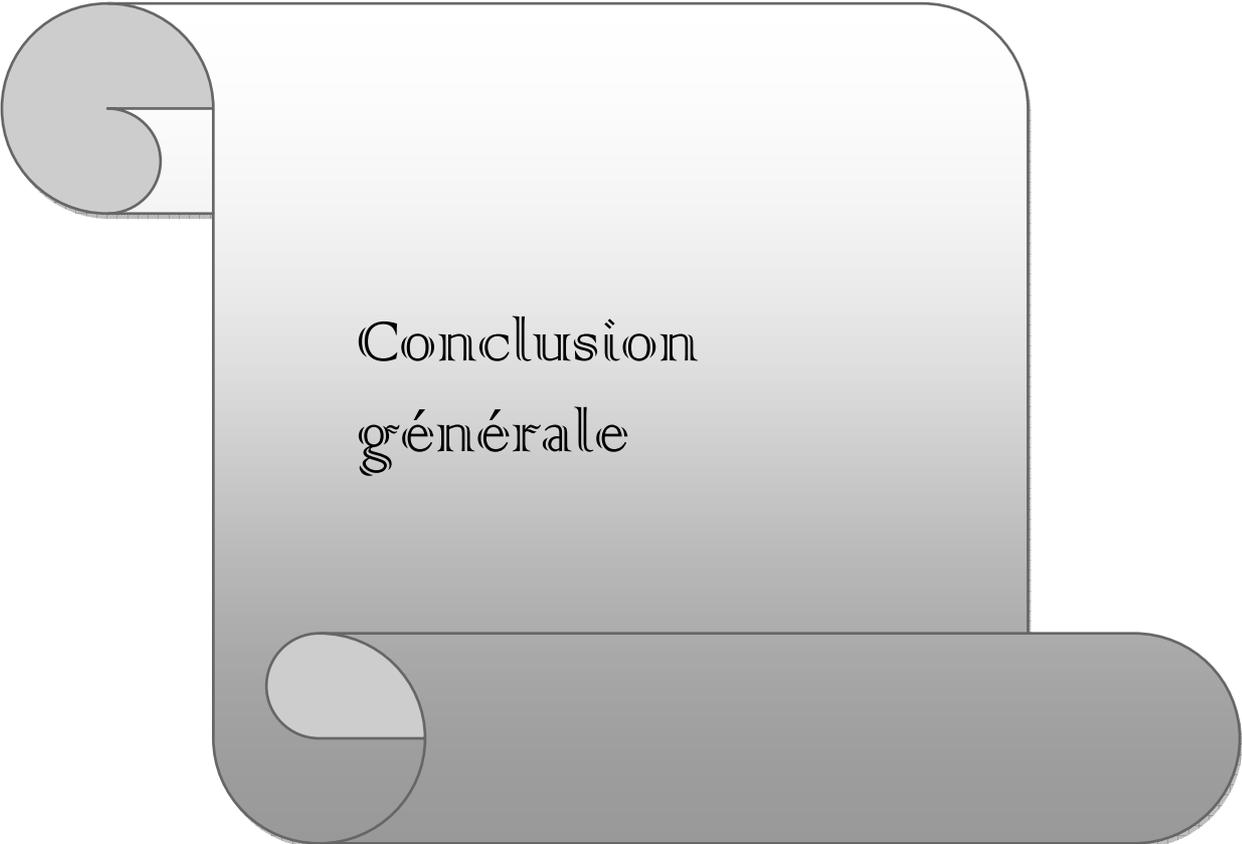


Figure IV.20 : Evolution temporelle de la température (a) modèle à couches (injection à 0.2 kg/s) (b) modèle zonal (injection de 0.17 kg/s)



## Conclusion général

---

L'utilisation d'un ballon de stockage dans des installations visant à répondre à des besoins thermiques (eau chaude sanitaire, chauffage, etc.) est incontournable. De nos jours, différentes technologies de ballons solaires tendent à se développer afin de favoriser la stratification qui améliore sensiblement les performances thermiques de l'installation solaire.

C'est dans cette logique que ce travail a été mené afin de mieux comprendre le comportement thermique d'un ballon de stockage et d'examiner l'impact de nombreux paramètres sur la stratification.

La stratification est modélisée en subdivisant le ballon en couche horizontales. Pour chaque couche les équations de bilan d'énergie et de masse sont établies. La résolution du système global abordé par la méthode de Crank-Nicolson fournit les températures caractérisant chaque couche du ballon, en fonction du débit d'injection, du temps, de la hauteur, de la présence de systèmes auxiliaires d'appoints et de l'échangeur de chaleur interne.

L'analyse des résultats obtenus conduit aux observations suivantes :

- Un nombre de nœuds égal à 20 est suffisant pour modéliser le ballon de stockage.
- Concernant le débit d'injection dans le cas de charge du ballon, nous avons remarqué d'une part, que la dernière couche chauffe d'autant plus vite que le débit d'injection est élevé et d'autre part que le temps d'homogénéisation de la température dans le ballon est d'autant plus court. Ainsi pour un débit d'injection de 0.6 kg/s, le temps que met la couche 20 à chauffer est de l'ordre de 15 mn au lieu de 240 mn pour un débit de 0.02 kg/s.

Quant' au ballon, il s'homogénéise au bout seulement de 45 mn dans le premier cas au lieu de 11 heures pour le second cas

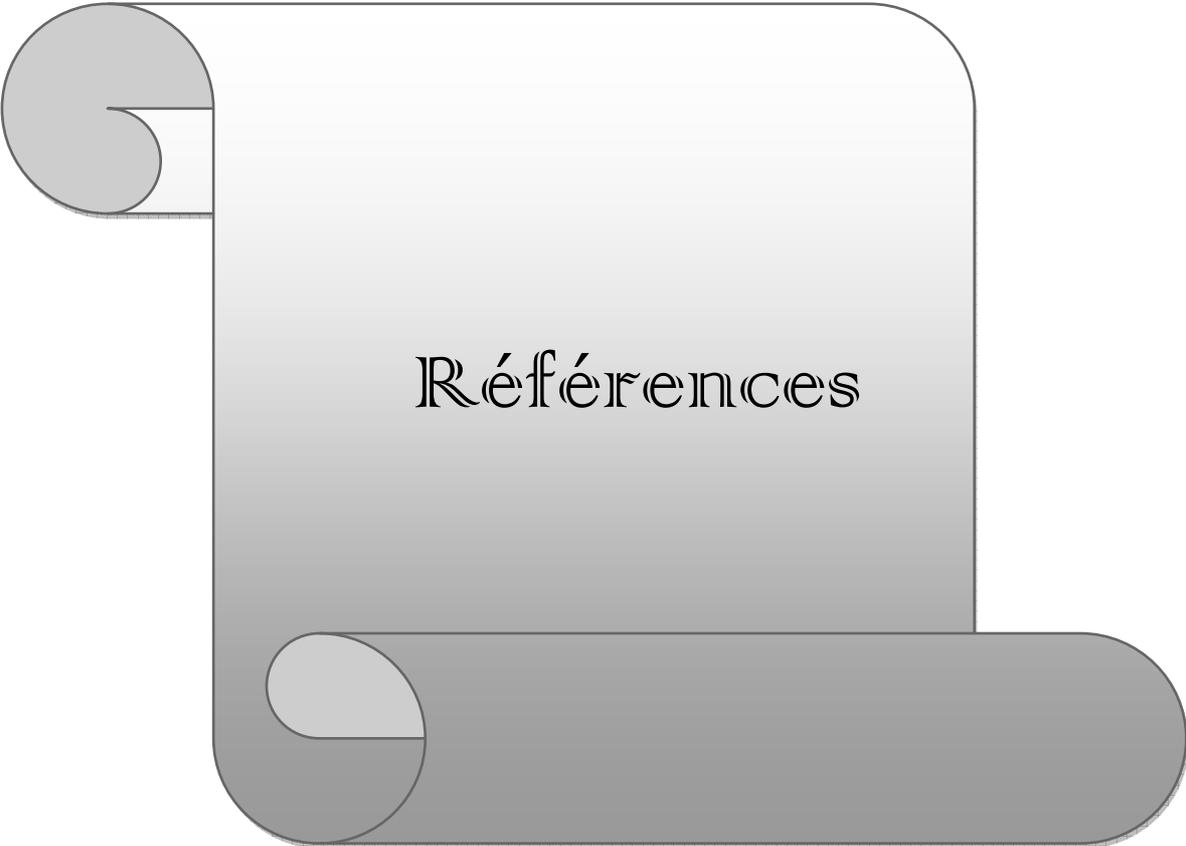
- La charge par un échangeur placé dans le bas du ballon ne conduit pas à une stratification dans ce dernier. Ce mode de charge a ainsi tendance à uniformiser la température au sein du ballon. A l'opposé, l'utilisation d'un appoint électrique lors de la charge du ballon conduit quant' à elle à l'établissement d'une stratification.
- En outre, la nature et l'épaisseur de l'isolation influent nettement sur la température au sein du ballon. Il est clair qu'une bonne isolation permet non seulement de minimiser, voire supprimer les pertes thermique lors du stockage, mais également d'éviter la création de courant convectif au sien du ballon, ce qui pourrait dégrader la stratification.

Pour valider notre travail, nous avons comparé nos résultats de simulation avec ceux de David. La confrontation des deux travaux montre un bon accord.

## **Conclusion général**

---

Ce travail peut être complété en envisageant de développer un modèle numérique CFD ou mieux encore en entreprenant des tests sur un banc d'essai.



## Références

---

- [1] Jannot. Y. "Transferts Thermiques", Cours, Ecole des Mines, Nancy, (2012).
- [2] Jacques. B. "Les Capteurs Plans, Energie Solaire Calcule et Optimisation", Ellipses Edition Marketing Codex 15, Paris, (2004).
- [3] Fanney. A. H. et Klein. S.A. "Thermal Performance Comparisons for Solar Hot Water Systems Subjected to Various Collector and Heat Exchanger Flow Rates", Solar Energy, Vol. 40, Issue 1, p 1-11, (1988).
- [4] Zhang. H. et Lavan. Z. "Thermal Performance of a Serpentine Absorber Plate", Solar Energy, Vol. 34, Issue 2, p175-177, (1985).
- [5] Lund. O. "General Thermal Analysis of Serpentine Flow Flat-Plat Solar Collector Absorbers", Solar Energy, Vol. 42, Issue 2, p133-142, (1989).
- [6] Bekkouche. S. M. A. "Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires", Thèse de Doctorat, Tlemcen, (2008).
- [7] Felix. A. P. et al. "Installation Solaire Thermique", Conceptions et Mise en Œuvre, le Moniteur, Systèmes Solaires, Paris, (2005).
- [8] <http://www.2027plomberie.com/les-dossiers/>, Installations Solaires.
- [9] Jannot. Y. " Thermique Solaire ", Cours, (2007).
- [10] Khalfallaoui. S. et al. "Étude d'un Système Solaire Thermique : Effet de L'orientation des Panneaux Solaires", LSPC, Université de Rouen – IUT–, (2008)
- [11] Buscarlet. C. et Caccavelli D. "Suivi et Evaluation du Plan Soleil : Chauffe-Eau Solaires Individuels", CSTB, DD/ENR 06.015RS, (2006).
- [12] Miller. C.W. "Effect of Conducting Wall on a Stratified Fluid in a Cylinder", American Institute of Aeronautics and Astronautics, Thermophysics Conference, Albuquerque, (1977).
- [13] Murthy. S.S. et all. " Effect of Wall Conductivity on Thermal", Solar Energy, Vol. 49, Issue 4, p 273-277, (1992)
- [14] Suter. J. M. " Heat Losses From Heat Storage Tanks: Up to 5 Times Higher Than Calculated", Suter Consulting, P.O. Box 130, CH-3000 Bern 16, Switzerland, (2003).
- [15] Gerard. F. J. et Noam. L. "Optimal Insulation of Solar Heating System Pipes and Tanks", Energy, Vol. 4, Issue 4, p593-621, (1979).

## Références

---

- [16] Negoitescu. A. et Tokar. A. "Solar Storage Tank Insulation Influence on the Solar Systems Efficiency", *Analele Niversitalii, U.E.M, ANUL XIX, NR. 1, ISSN 1453 – 7397*, (2012).
- [17] Johannes. K. "Optimisation des Installations Solaires Collectives d'eau Chaude Sanitaire : Application des Techniques « des Faibles Débits » et « du Stockage Divisé »", Thèse de Doctorat, Savoie, (2005).
- [18] Knudsen. S. et Furbo. S. "Improved Design of Mantle Tanks for Small Low Flow SDHW Systems", *International Journal of Energy Research*, Vol. 30, Issue 12, p 955–965, (2006).
- [19] Soo Too. Y.C. et al. "Performance of Solar Water Heaters With Narrow Mantle Heat Exchangers, School of Mechanical and Manufacturing Engineering", *Solar Energy*, Vol.83, Issue 3, p 350–362, (2009)
- [20] Scott. D. D. et Jane. H. D. "Comparison of Natural Convection Heat Exchangers for Solar Water Heating", *Solar '95*, MN 55455, Minneapolis, p 288-293, (1995).
- [21] Spur. R. et al. "Influence of the Domestic Hot-Water Daily Draw-Off Profile on the Performance of a Hot-Water Store", *Applied Energy*, Vol. 83, Issue 7, p 749–773, (2006).
- [22] Spur. R. et al. "Performances Of Modern Domestic Hotwater Stores", *Applied Energy*, Vol. 83, Issue 8, p 893–910, (2006).
- [23] David. B. "Modélisation Et Validation Expérimentale De Nouveaux Concepts De Ballons Solaires A Forte Stratification", Thèse de Doctorat, Lyon, (2010).
- [24] [www.costic.com](http://www.costic.com), Eau chaude sanitaire solaire- Application à l'individuel et au collectif.
- [25] Benkhelifa. A. et al. "Influence des Forces d'Inertie sur les Performances de Stockage Thermique dans une Cuve Cylindrique Durant les Phases de Charge et de Décharge", *Rev. Energ. Ren*, Vol. 1, p 53-63, (1998).
- [26] Aloui. H. et al. "Modelisation des Echanges Thermiques dans une Chaudiere a Accumulation sous Differentes Conditions d'utilisation", HAL Id: hal-00155622, Tunis, (2007).
- [27] Zurigat. Y.H. et al. "Stratified Thermal Storage Tank Inlet Mixing Characterization", *Applied Energy* 30, p 99-111, (1988).

## Références

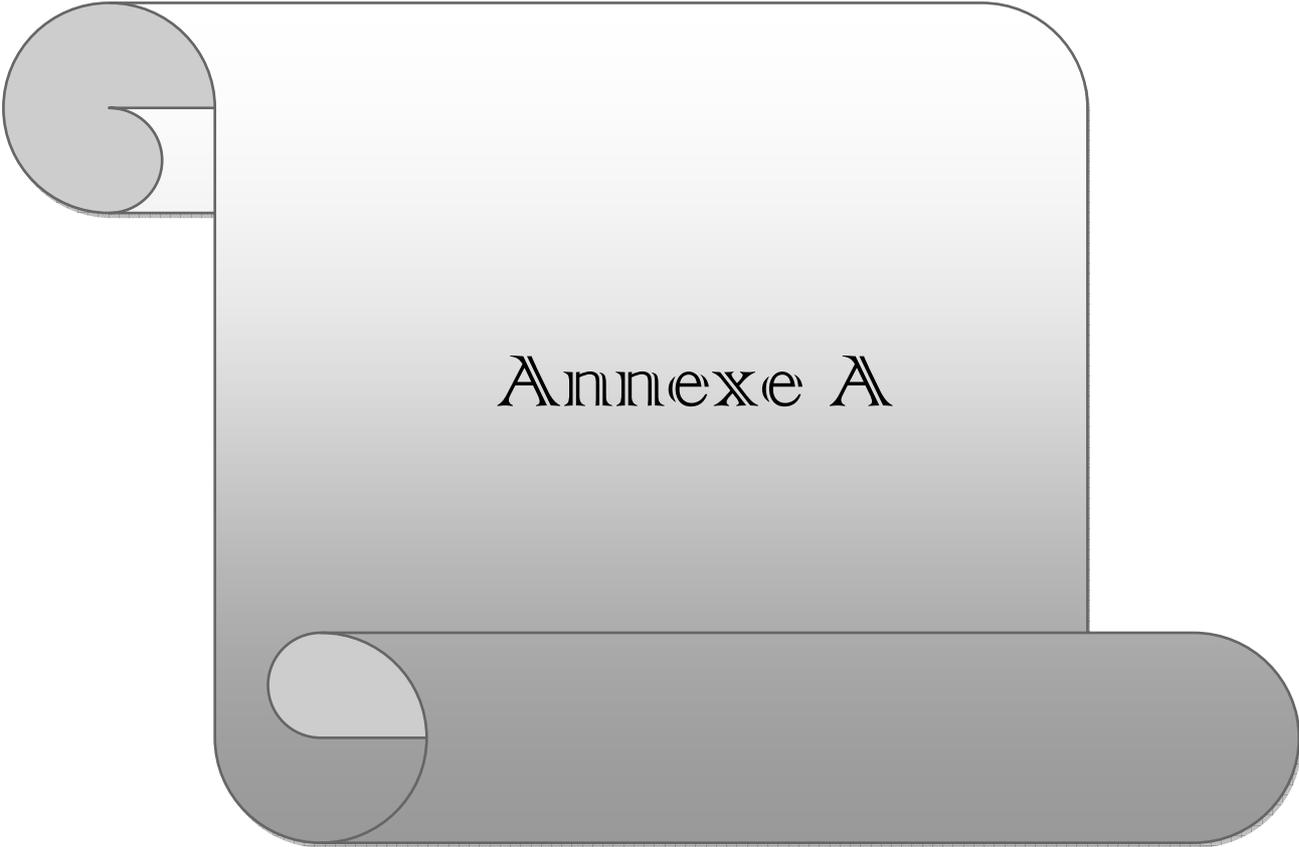
---

- [28] Hegazy. A.A. "Effect of Inlet Design on the Performance of Storage Type Domestic Electrical Water Heaters", *Applied Energy*, Vol. 84, Issue 12, p 1338-1355, (2007).
- [29] Carlsson. P. F. "Heat Storage for Large Low Flow Solar Heating Systems", *ISES Solar World Congress*, Hungary, (1993).
- [30] Kleinbach. E.M. "Performance Study of One-Dimensional Models for Stratified Thermal Storage Tank", *Master of Science Thesis*, Wisconsin, (1990).
- [31] Kuhn. J.K. et al. "TRNSYS ", *TRNSYS 16*, Vol. 5 Mathematical Reference, p 379-383, (1980).
- [32] Druck. H. "TRNSYS ", *Multiport Store-Model – Type 140 – Version*, (2000).
- [33] Newton. .B.J. "Modelling of Solar Storage Tanks", *Master of Science Thesis*, Wisconsin, (1995).
- [34] Klein. S.A. "TRNSYS ", *TRNSYS 16*, Vol. 5 Mathematical Reference, (1980).
- [35] Dayan. M. "High Performance in Low-Flow Solar Domestic Hot Water Systems", *Master of Science Thesis*, Wisconsin, (1997).
- [36] Kenjo. L. et al. "Etude du Comportement Thermique d'un Chauffe-Eau Solaire a Faible Débit", *CSTB FIER'2002*, p 102-107, (2002).
- [37] David B. et al. "Etude de la Stratification dans les Ballons d'eau Chaude Solaires", *VIII<sup>ème</sup> Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*, Montréal, (2007).
- [38] Sacadura. J.F. "Initiations aux Transferts Thermiques", *Technique et Documentation*, 4<sup>ème</sup> Edition, Paris, (1993).
- [39] Churchill. S. W. et Chu. H. S. "Correlation Equations for Laminar and turbulent Free Convection From a Vertical Plate", *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 18, Issue 11,, p 1323-1329, (1975)
- [40] Morgan. V. T. "The Overall Convective Heat Transfer From Smooth Circular Cylinders", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 11, p 199-264, (1975).
- [41] Desautel. J. "Les Capteurs Héliothermiques", *Edisud*, Paris, (1979).

## Références

---

- [42] Incropera. F.P. et Dewitt. D.P. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & sons, 5<sup>ème</sup> Edition, New York, (1990).
- [43] Klein. S.A. et al. " Trnsys – Reference Manual ", Solar Energy Laboratory, Wisconsin, (2000).
- [44] Farrington. R.B. et Bingham. C.E. "Testing and Analysis of Load-Side Heat Exchangers for Solar Domestic Hot Water Systems", Master Thesis, Colorado, (1987).
- [45] Beckman, W. A.et Duffie, J. A. "Solar Engineering of Thermal Processes", Hardcover, Second Edition, (1991).



A.1- Variation des caractéristiques physiques de l'eau en fonction de la température [1]

T (°C)	$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	Cp (J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )	10 <sup>4</sup> . $\mu$ (Pa.s <sup>-1</sup> )	10 <sup>7</sup> .a (m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )	Pr
0	1002	4218	0.552	17.70	1.31	13.06
20	1001	4182	0.597	10.10	1.43	7.02
40	995	4178	0.628	6.55	1.51	4.34
60	985	4184	0.651	4.71	1.55	3.02
80	974	4196	0.668	3.55	1.64	2.22
100	960	4216	0.680	2.82	1.68	1.74
120	945	4250	0.685	2.33	1.71	1.45
140	928	4283	0.684	1.99	1.72	1.24
160	910	4342	0.680	1.73	1.73	1.10
180	889	4417	0.675	1.54	1.72	1.00
200	867	4505	0.665	1.39	1.71	0.94
220	842	4610	0.652	1.26	1.68	0.89
240	816	4756	0.635	1.17	1.64	0.88
260	786	4949	0.611	1.08	1.58	0.87
280	753	5208	0.580	1.02	1.48	0.91
300	714	5728	0.540	0.96	1.32	1.02

Tableau 1 : Propriétés physiques de l'eau

Pour des températures variant entre 0 et 100 °C les propriétés physiques sont données par les relations suivantes :

- Conductivité thermique

$$\lambda_{eau} = 0.55784 + 0.00214 * T_c - 9.30678 * 10^{-6} * T_c^2$$

- Capacité thermique massique

$$Cp_{eau} = 4230.33811 - 376686 * T_c + 0.06813 * T_c^2 - 3.76686 * 10^{-4} * T_c^3 + 8.2257 * 10^{-7} * T_c^4$$

- Masse volumique

$$\rho_{eau} = 1003.4473 - 0.15426 * T_c - 0.00266 * T_c^2$$

- Viscosité dynamique

$$\mu_{eau} = 2.56799 * 10^{-4} + 0.00151 e^{(-T_c/28.90163)}$$

- Coefficient de dilatation thermique

## Annexe A

$$\beta = -0.025588 + 0.00021725 * T_k - 6.173 * 10^{-7} * T_k^2 + 6.0177 * 10^{-10} * T_k^3$$

Nombre de Prandtl Pr

$$Pr = 1.73416 + 11.70076 e^{\left(-\frac{T_c}{25.28771}\right)}$$

avec:

$$T_k = T_c + 273.15$$

$T_c$  : température en °C

$T_k$  : température en K

A.2- Variation des caractéristiques physiques de l'air en fonction de la température [1]

T (°C)	$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	Cp (J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )	10 <sup>5</sup> . $\mu$ (Pa.s <sup>-1</sup> )	10 <sup>5</sup> .a (m2.s <sup>-1</sup> )	Pr
0	1.292	1006	0.0242	1.72	1.86	0.72
20	1.204	1006	0.0257	1.81	2.12	0.71
40	1.127	1007	0.0272	1.90	2.40	0.70
60	1.059	1008	0.0287	1.99	2.69	0.70
80	0.999	1010	0.0302	2.09	3.00	0.70
100	0.946	1012	0.0318	2.18	3.32	0.69
120	0.898	1014	0.0333	2.27	3.66	0.69
140	0.854	1016	0.0345	2.34	3.98	0.69
160	0.815	1019	0.0359	2.42	4.32	0.69
180	0.779	1022	0.0372	2.50	4.67	0.69
200	0.746	1025	0.0386	2.57	5.05	0.68
220	0.700	1028	0.0399	2.64	5.43	0.68
240	0.688	1032	0.0412	2.72	5.80	0.68
260	0.662	1036	0.0425	2.79	6.20	0.68
280	0.638	1040	0.0437	2.86	6.59	0.68
300	0.616	1045	0.045	2.93	6.99	0.68

Tableau 2 : Propriétés physiques de l'air

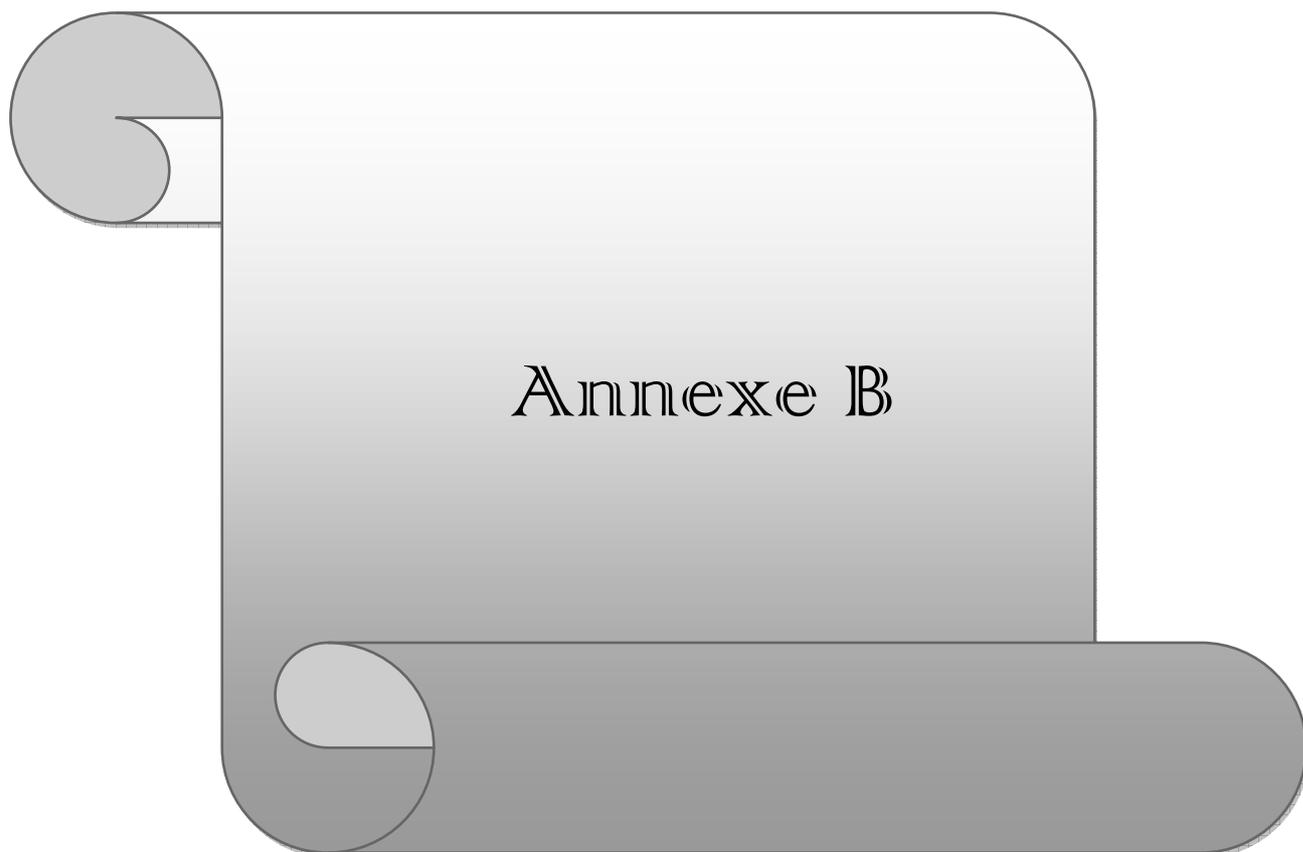
Le ballon de stockage se trouve à une température comprise entre 0 et 40 °C. Les propriétés physiques utilisées dans le cadre de notre travail sont prises à une température de 20°C.

## Annexe A

A.3- Relations simplifiées des corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle thermique pour de l'air à pression atmosphérique

Géométrie	Laminaire $10^4 < Gr.Pr < 10^9$	Turbulent $Gr.Pr > 10^9$
Plaque ou cylindre vertical	$h = 1.42(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 1.31(\Delta T)^{1/3}$
Cylindre horizontal	$h = 1.32(\Delta T/D)^{1/4}$	$h = 1.24(\Delta T)^{1/3}$
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h = 1.32(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 1.52(\Delta T)^{1/3}$
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h = 0.59(\Delta T/L)^{1/4}$	$h = 0.59(\Delta T/L)^{1/4}$

Tableau 3 : Relations simplifiées pour l'air à pression atmosphérique



## Annexes B

### Propriétés thermiques et optiques des matériaux utilisés

#### B.1 Surface absorbante

Le tableau B.1 regroupe la sélectivité de quelques surfaces utilisées pour les capteur plans [2]

Etat de la surface de différents matériaux	$\alpha^*$	$\varepsilon$	$\alpha^*/\varepsilon$
Cuivre poli	0.25	0.02	12.50
Film plastique recouvert d'or	0.30	0.03	10.00
Acier poli	0.63	0.09	7.00
Aluminium anodisé	0.80	0.14	5.71
Nickel brillant	0.34	0.07	4.86
Aluminium poli	0.10	0.04	2.50
Peinture noire (silicate)	0.97	0.88	1.10
Peinture aluminium	0.26	0.26	1.00
Acier sablé	0.75	0.80	0.94
SSM :kapton aluminisé de 0.5 mm d'épaisseur	0.36	0.52	0.69
Peinture blanche (silicate)	0.14	0.90	0.16
OSR	0.11	0.83	0.13

**Tableau B.1 caractéristiques radiatives de quelques matériaux.**

OSR : Miroirs en verre argenté ou aluminisé. (Optical Solar Reflector)

SSM : Films plastiques (polyamide, polyester) souples et métallisés (argent, aluminium). (Second Surface Mirrors)

## B.2 Couverture transparente

Le tableau B.2 présente les propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes pour les capteurs plans.

matériau	Noms commerciaux	Epaisseur mm	$\tau^*$ %	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ J/kg.K	$\lambda$ W/m.K	$k_d$ 10 <sup>-5</sup> /K
Verre à vitre		3.00	85-92	2700	840	0.93	0.9
Polycarbonate	Makrolon lexan	3.20	82-89	1200	1260	0.20	6.6
Polyméthacrylate	Altuglas plexiglas	3.20	89-92	1200	1460	0.20	7.0
Polyester armé		1.00	77-90	1400	1050	0.21	3.5
Polytéréphtalate d'éthylène	Mylar Terphane	0.025	84	1.38	1170	0.25	7.0
Polyfluoroéthylène propylène	Teflon FEP	0.05	97	2.15	1170	0.25	10.0
Polyfluorure vinyle	Tedlar	0.10	93	1.50	1380	0.12	4.0

**Tableau B.2 Propriétés optiques et thermiques de quelques matériaux [2].**

où

$\tau^*$  : facteur de transmission solaire.

$\rho$  : masse volumique.

$C_p$  : chaleur massique.

$\lambda$  : conductivité thermique.

$k_d$  : coefficient de dilatation thermique.

**B.3 Isolant**

Le tableau B.3 regroupe les propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant servir d'isolant [1]

	$\rho$ kg.m <sup>-3</sup>	Cp J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>
Balsa	140		0.054
Coton	80	1300	0.06
Kapok			0.035
Laine de roche	20	880	0.047
	55	880	0.038
	135	880	0.041
Laine de verre	8	875	0.051
	10	880	0.045
	15	880	0.041
	40	880	0.035
Liège expansé	120	2100	0.044
Moquette	220	1300	0.06
Polyuréthan (mousse)	32	1300	0.03
	50	1360	0.035
	85	1300	0.045
PVC (mousse rigide)	30	1300	0.031
	40	1300	0.041
Polystyrène expansé	12	1300	0.047
	14	1300	0.043
	18	1300	0.041
Styrofoam	30		0.032

**Tableau B.3** Propriétés thermiques de matériaux isolants

**B.4 Les matériaux de paroi du ballon**

Le tableau B.3 regroupe les propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant être utilisés pour les parois du ballon [1].

## Annexes B

	$\rho$ kg.m <sup>-3</sup>	Cp J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>
Acier au carbone	7833	465	54
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	7864	460	20
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	7816	460	16.3
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	7864	460	13
Alumine			29
Aluminium	2707	896	204
Argent	10525	234	407
Bronze 75%Cu, 25%Sn	8800	377	188
Bronze 92%Cu, 8%Al	7900	377	71
Carbone graphite	2250	707	147
Carbure de silicium			13
chrome	2118	7160	449
Constantan 60%Cu, 40%Ni	9822	410	22.7
Cuivre	8954	383	386
Cupronickel 70%Cu, 30%Ni	8900	377	29.3
Duralumin	2787	883	164
Etain	7304	226	64
Fer	7870	452	73
Fonte	7849	460	59
Laiton 70%Cu, 30%Zn	8522	385	111
Magnésium	1740	1004	151
Or	19300	128	312
Platine	21400	140	69
Plomb	11373	130	35
Sodium liquide	930	1381	84.5
Titane	4500	523	20.9
Tungstène	19350	134	163
Zinc	7144	384	112

**Tableau B.4** Propriétés thermiques de matériaux pour les parois



## ملخص

تكون الطبقات الحرارية في خزان الطاقة الشمسية هو مفتاح السير الحسن في أي منشأة لتلبية المتطلبات الحرارية، (مياه ساخنة و التدفئة المنزلية).

إن العمل المنجز في هذه الأطروحة يركز على عدة نماذج من الخزان لفهم أفضل للسلوك الحراري لهذا الأخير. لهذا قمنا بدراسة تأثير مختلف العوامل (معدل تدفق حقن المياه، طبيعة وسمك العازل و إستخدام مبادل حراري أو معززة كهربائية) على التطور الزمني لدرجة الحرارة (في حالة الحمل والتصريف) على الخزان.

قمنا في هذا العمل بنمذجة تكون الطبقات الحرارية في الخزان بتقسيم هذا الأخير إلى ن (20) طبقة. و يتم تعيين توازن الطاقة والكتلة في كل عقدة ثم حل نظام المعادلات الإجمالية باستعمال طريقة كرانك-نيكلسون.

أظهرت النتائج المتحصل عليها بوضوح أن ارتفاع درجة حرارة الطبقة الأخيرة يكون أسرع كلما كان معدل الحقن عال، و زمن التجانس في الخزان يصبح أقصر.

بالإضافة إلى ذلك يبدو أن العزل الجيد للخزان يقلل من فقدان الحرارة و تجنب خلق تيار الحمل الحراري، الذي يمكن أن يؤدي إلى انهيار طاقي في الطبقات الحرارية.

إن المقارنة بين النتائج العددية المتحصل عليها في هذا العمل مع تلك المتحصل عليها في أعمال أخرى تظهر توافق جيد.

كلمات البحث: سخان المياه بالطاقة الشمسية، تجميع الطاقة الشمسية، تركيب خزان الطاقة الشمسية، الطبقات الحرارية، مبادل حراري.

**Abstract :**

The stratification in a Storage tank is the key for the good functioning of all installation aiming at meeting thermal needs (production of sanitary hot water, home heating).

The work undertaken in this dissertation focuses on the modeling of a storage tank in order to understand better the thermal behavior of the latter one. The impact of many parameters (water injection debit, the nature and the thickness of the insulation, usage of a heat exchanger or an electrical booster) on the temporal evolution of the temperature (in case of charge and of discharge) in the tank was examined.

The modeling of the stratification is undertaken by subdividing the tank into N (20) layers. An energy and a masse balance is drawn up in every node. The system of the global equations is resolved by the Crank-Nicolson method.

The results obtained show clearly that the last layer heats faster, especially as the injection debit is elevated and the tank homogenization time becomes shorter.

Besides, it appears that a good isolation allows to minimize the losses, and to avoid the creation of convective current, which could degrade the stratification.

The comparison of the numerical results obtained in this work with those of the literature shows a good agreement.

**Key words:** solar water heating, solar collector, Storage tank, solar installation, stratification, heat exchanger.

## **Résumé**

La stratification dans un ballon de stockage est la clé du bon fonctionnement de toute installation visant à répondre à des besoins thermiques, (production d'eau chaude sanitaire, chauffage d'habitation).

Le travail entrepris dans ce mémoire porte sur la modélisation d'un ballon de stockage afin de mieux cerner le comportement thermique de ce dernier. L'impact de nombreux paramètres (débit d'injection d'eau, nature et épaisseur de l'isolant, utilisation d'un échangeur de chaleur ou d'un appoint électrique) sur l'évolution temporelle de la température (en cas de charge et de décharge) dans le ballon est examiné.

La modélisation de la stratification est entreprise en subdivisant le ballon en N (20) couches. Un bilan d'énergie et de masse est dressé en chaque nœud. Le système d'équations global est résolu par la méthode de Crank-Nicolson.

Les résultats obtenus montrent clairement que la dernière couche chauffe d'autant plus vite que le débit d'injection est élevé et le temps d'homogénéisation du ballon devient plus court.

En outre il apparaît qu'une bonne isolation permet de minimiser les pertes, et d'éviter la création de courant convectif, ce qui pourrait dégrader la stratification.

La comparaison des résultats numériques obtenus dans ce travail avec ceux de la littérature montre un bon accord.

**Mots clés** : chauffe eau solaire, capteur solaire, ballon de stockage, installation solaire, stratification, échangeur de chaleur.