

Influence des Forces d'Inertie sur les Performances de Stockage Thermique dans une Cuve Cylindrique durant les Phases de Charge et de Décharge

Abdelmadjid Benkhelifa, Amor Bouhdjar et Ameziane Harhad *

Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, 16340 Alger

* Institut de Mécanique, Université de Blida, B.P. 270, Route de Soumaa, Blida

(Accepté le 20.06.98)

Résumé – Cet article est consacré à une étude numérique de la convection mixte en régime transitoire dans une cuve cylindrique utilisée dans les applications solaires. L'écoulement est supposé bidimensionnel (axisymétrique) et laminaire. Le modèle numérique développé et qui est basé sur une approche de type 'volumes finis', a été développé pour l'étude de l'effet des forces d'inertie, à travers le nombre de Reynolds, sur le comportement dynamique et thermique et, par conséquent, sur les performances de stockage thermique dans une cuve pendant les phases de charge et de décharge.

Abstract – This paper presents a numerical study of transient mixed convection in a cylindrical cavity used in solar applications. The flow is supposed to be two-dimensional and laminar. The numerical model based on 'finite control volume' approach, is used it to study the effect of the inertia forces through the Reynolds number on the dynamic and thermal behaviours and consequently on the thermal storage performances in the tank during the charge and the discharge stages.

Mots clés: Energie solaire – Stockage thermique – Cuve cylindrique – Convection mixte – Phase de charge – Phase de décharge – Stratification thermique – Volumes finis.

1. INTRODUCTION

L'énergie solaire est une source inépuisable à l'échelle humaine et non polluante. Elle présente en outre l'avantage de pouvoir être utilisée sous des formes diverses à des applications multiples aussi bien à grande échelle qu'à l'échelle individuelle, à haute comme à basse température. Cette source est certes considérables mais elle est dispersée à la fois dans le temps et dans l'espace, ce qui pose le problème de sa captation, de sa conversion et de son stockage.

Dans le domaine de la thermique solaire, le stockage a suscité un intérêt considérable de la part des chercheurs. Son importance dans la conception et l'optimisation des systèmes de conversion de l'énergie solaire nécessite la maîtrise des paramètres à l'origine de l'évolution du champ de température et du champ de vitesse.

En effet, plusieurs études concernant les performances des systèmes de stockage ont été menées ces dernières années. Pour ce qui est des études expérimentales, elles ont été faites soit sous des conditions réelles soit sous des conditions de laboratoires. Leurs résultats ont montrée que la stratification thermique dépend essentiellement [1-4]: a) de la position de l'entrée d'eau chaude, b) du diamètre de l'entrée, c) du débit massique à l'entrée, d) du facteur de forme de l'enceinte, e) de la différence de température entre l'entrée et la sortie. En ce qui concerne les études à caractère numérique, plusieurs modèles mathématiques ont été développés. Le plus connu est le modèle 'complètement stratifié' attribué à Duffie et Beckman [5]. Ce modèle divise le réservoir de stockage en N sections de même volume et

considère un bilan énergétique pour chaque tranche. Le fluide provenant du collecteur pénètre sans se mélanger à l'intérieur du réservoir pour aller se loger à une section où la différence entre sa température et la température de ladite section est minimale. A vrai dire cette supposition de non mélange est un peu exagérée. Dans ce sens, Phillips et Pat [6] ont mené des travaux qui ont abouti à un modèle beaucoup plus rigoureux. Plus tard, Wu et Han [7] présentent un autre modèle basé sur celui de Phillips et Pat et compatible avec TRNSYS (Logiciel de simulation des systèmes en régime transitoire). Les avantages de ce modèle comparé à celui cité précédemment sont : a) temps de calcul moindre pour un nombre de tranches supérieur ou égal à 7, b) possibilité de faire apparaître l'influence de certains paramètres sur la stratification thermique (facteur de forme, vitesse d'écoulement), c) possibilité de prendre en compte la présence d'un échangeur interne ou d'une source de chaleur (appoint électrique). Avec l'apparition de moyens de calculs de plus en plus sophistiqués et compte tenu de la limitation de ces modèles monodimensionnels, des travaux sont entrepris actuellement pour développer des modèles beaucoup plus performants. Dans ce contexte, Chan et al. ont étudié la convection mixte dans une cuve de stockage de forme parallélépipédique [8]. Ils ont examiné l'influence de certains paramètres physiques et géométriques (nombre de Richardson, position de l'entrée et de la sortie) sur les performances de stockage de la cuve. Par ailleurs, Guo et Wu [9] ont examiné l'écoulement de convection mixte dans une enceinte parallélépipédique munie de deux entrées et deux sorties. Leurs travaux ont été consacrés à l'étude de l'influence des nombres de Grashof et de Reynolds sur la stratification thermique dans la cuve.

Dans cette optique, nous avons développé un modèle numérique basé sur la procédure numérique des volumes finis. Après avoir été validé, ce modèle bidimensionnel, applicable aussi bien pour des configurations géométriques parallélépipédique que cylindrique, a été exploité pour l'étude de la stratification thermique dans une cuve de stockage cylindrique pendant le régime de charge [10]. Les effets des positions de l'entrée et de la sortie, du nombre de Richardson, de la direction de l'écoulement, du facteur de forme et du fluide caloporteur sur les performances de stockage thermique dans la cuve ont été analysés [11-16].

Dans la présente investigation, on se propose d'étudier l'influence des forces d'inertie sur les performances de stockage thermique dans une cuve cylindrique utilisée dans les applications solaires. Cette dernière supposée avoir une entrée et une sortie périphériques est simulée pendant les phases de charge et de décharge (Fig. 1). L'opération de charge consiste à injecter l'eau chaude venant d'un champ de capteurs dans la cuve. Quant au régime de décharge, il consiste à extraire l'eau chaude de la cuve et à injecter l'eau froide, venant du réseau, dans la cuve.

2. FORMULATION

L'écoulement supposé laminaire est régi par les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le fluide considéré est supposé newtonien, incompressible et visqueux. Ces propriétés physiques sont constantes, sauf dans le terme de force de pesanteur. Nous supposons enfin que la dissipation visqueuse est négligée dans l'équation du bilan d'énergie. Moyennant ces hypothèses et en utilisant les variables réduites suivantes :

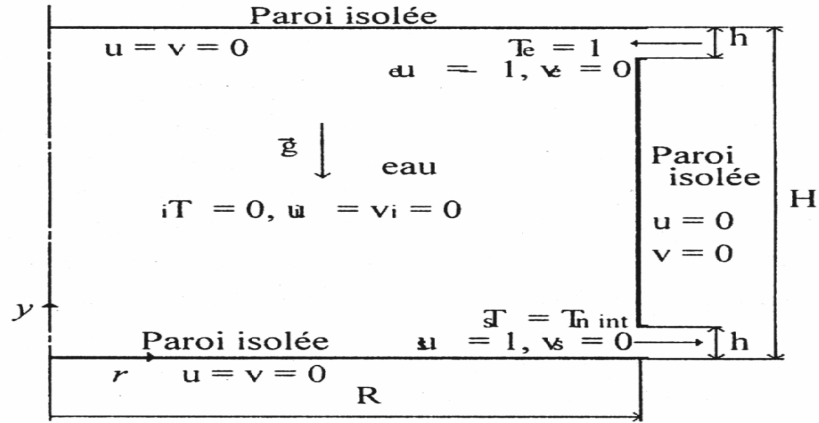
$$x = \frac{x^+}{H}, y = \frac{y^+}{H}, t = \frac{t^+ V_r}{H}, u = \frac{u^+}{V_r}, v = \frac{v^+}{V_r}, T = \frac{T^+ - T_r}{\Delta T}, P = \frac{P^+}{\rho V_r^2}$$

Les équations régissant la convection naturelle ou mixte en régime transitoire peuvent être écrites sous la forme conservatrice suivante :

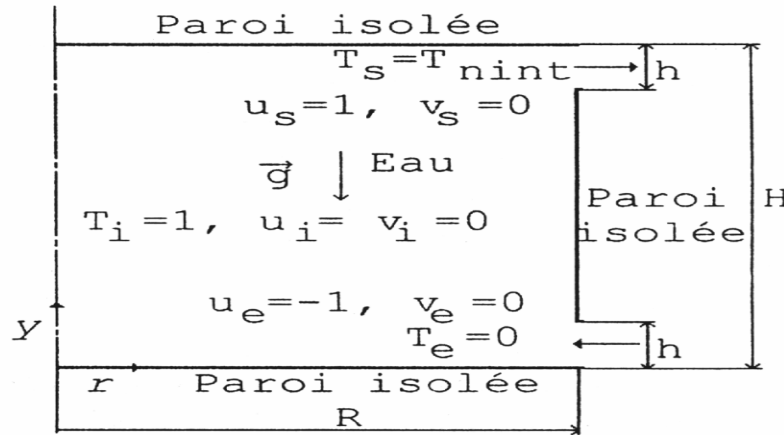
$$\frac{1}{r^i} \left[\frac{\partial}{\partial t} (r^i \phi) + \frac{\partial}{\partial x} (r^i u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (r^i v \phi) - \Gamma_\phi \frac{\partial}{\partial x} (r^i \frac{\partial \phi}{\partial x}) - \Gamma_\phi \frac{\partial}{\partial y} (r^i \frac{\partial \phi}{\partial y}) \right] = S_\phi \quad (1)$$

où l'exposant i prend la valeur 0 pour un écoulement plan et la valeur 1 ($x \equiv r$) pour un écoulement axisymétrique.

Dans le cas de la convection mixte, les expressions de ϕ , Γ_ϕ et S_ϕ sont données dans le tableau 1.



(a): Régime de charge



(b): Régime de décharge

Fig. 1: Schéma de la cuve de stockage à étudier ($Pr = 4.5$, $H = R$, $h = H/1$)

Tab. 1: Expressions de Γ_ϕ et S_ϕ pour le cas de la convection mixte

Equation	ϕ	Γ_ϕ	Terme source S_ϕ
- de continuité	1	0	0
- de quantité de mouvement suivant x	U	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial x} - i \frac{u}{r^2} \Gamma_\phi$
- de quantité de mouvement suivant y	V	$\frac{1}{Re}$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + T R i$
- d'énergie	T	$\frac{1}{Re Pr}$	0

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les différentes équations ont été discrétisées moyennant la procédure numérique des volumes Finis [10, 17]. En considérant le schéma d'approximation de la 'loi de puissance' et un schéma d'approximation temporel complètement implicite, nous avons résolu le système d'équations discrétisées par l'algorithme "SIMPLE".

Les résultats ont été obtenus en utilisant un maillage uniforme de 24 x 24 noeuds tel que le premier et le dernier noeud se trouve en dehors de l'enceinte (de manière à avoir deux noeuds de l'entrée (ou de la sortie)).

3.1 Phase de charge

L'eau froide contenue initialement dans la cuve a une température uniforme. Le nombre de de Prandtl Pr est égal à 4.5. En gardant le nombre de Richardson constant ($Ri = 760$), nous avons fait varier le nombre de Reynolds ($Re = 10, 20, 50$). Il faut noter qu'auparavant, il a été constaté (en gardant le nombre de Reynolds constant) que la stratification thermique apparaît avec l'augmentation du nombre de Richardson [10, 11, 14].

Les résultats ainsi obtenus ont été comparés entre eux sur la base des isothermes, de la température de sortie et de l'efficacité instantanée de stockage thermique. Cette dernière est définie comme étant le rapport de l'énergie emmagasinée sur l'énergie disponible à l'entrée [5, 8]. Elle est donnée par la relation suivante :

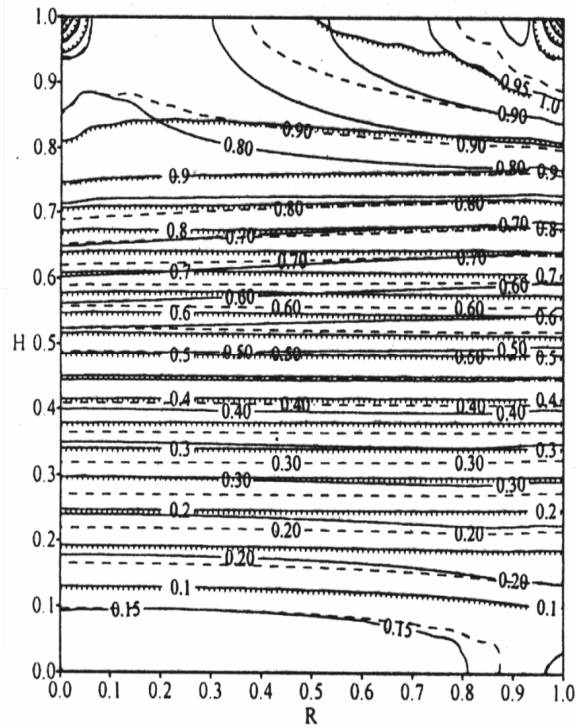
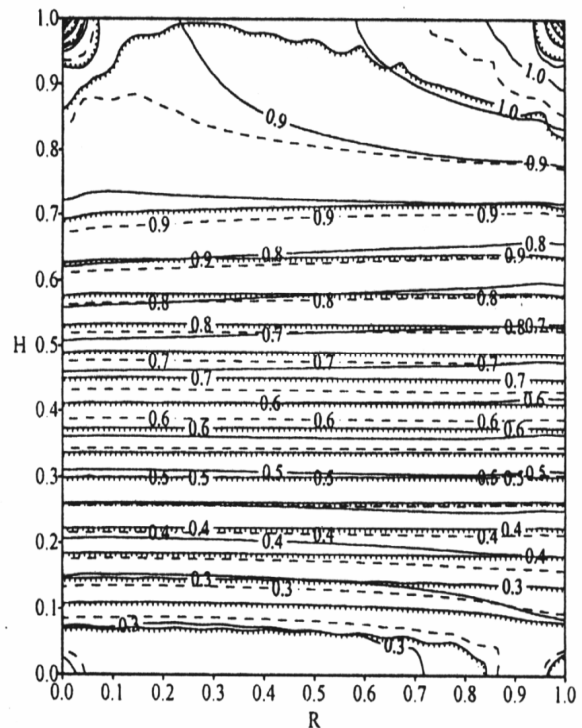
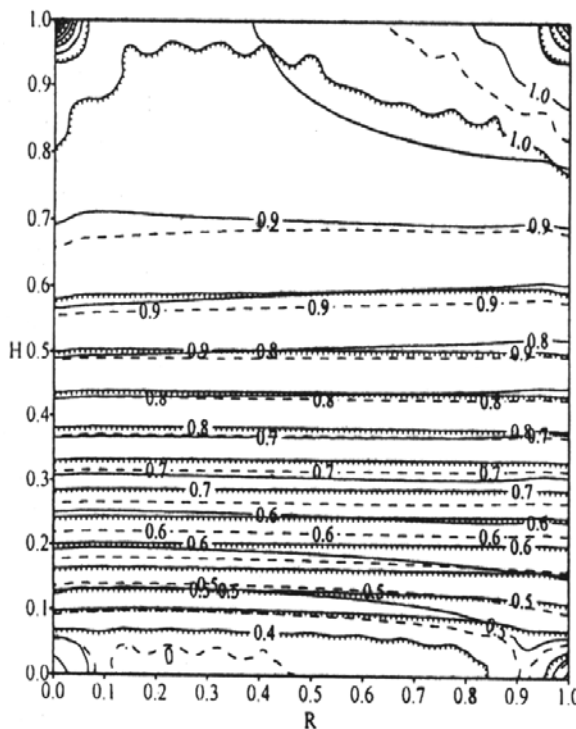
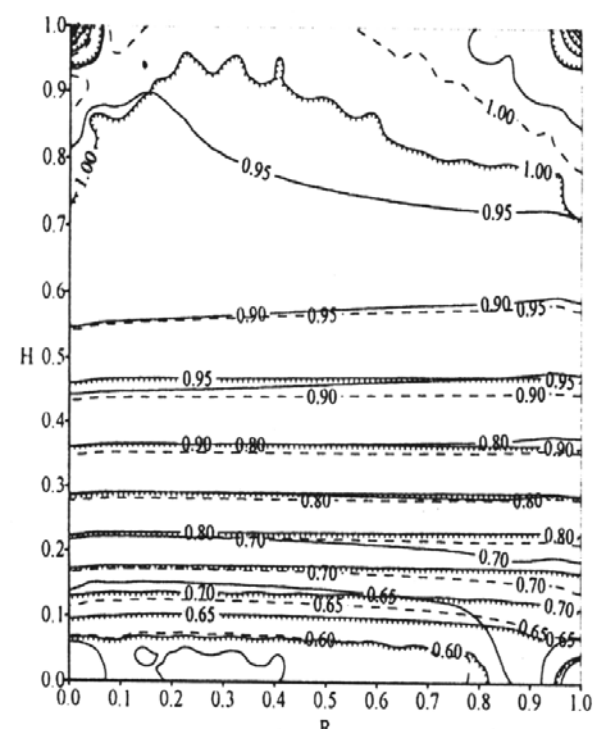
$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\rho C_p V [\bar{T} - T_i]}{\rho C_p Q t^+ [T_e - T_i]} \\ &= \frac{[\bar{T} - T_i]}{t^* [T_e - T_i]} \end{aligned} \quad (2)$$

Sur la figure 22, nous avons représenté l'évolution des isothermes au cours du temps pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Pour faciliter l'analyse, nous avons défini deux zones :

- une zone froide caractérisée par des températures inférieures à 0.5,
- une zone chaude caractérisée par des températures supérieures à 0.5.

Dans la zone chaude, nous constatons que la température augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cependant dans la zone froide, le phénomène inverse se produit. Ce qui permet d'avoir une meilleure stratification et cela du moins avant la disparition de cette zone.

Par ailleurs, l'examen des figures 3 et 4 nous montre que l'efficacité de stockage augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, alors que la température de sortie diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour $t^* \leq 1$. (Ce qui permet d'avoir un meilleur rendement du système de captation) et augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour $t^* > 1$.

(a) $t^* = 5.45 \cdot 10^{-1}$ (b) $t^* = 7.27 \cdot 10^{-1}$ (c) $t^* = 9.09 \cdot 10^{-1}$ (d) $t^* = 1.09$

: Re = 10

: Re = 20

: Re = 50

Fig.2: Evolution des isothermes au cours du temps pour
Différentes valeurs du nombres de Reynolds

Remarque: Physiquement, t^* n'est autre que le rapport du volume injecté sur le volume de l'eau initialement contenu dans le réservoir. Evidemment, $t^* = 1$ représente le temps pour lequel le volume injecté est égal au volume de l'eau dans la cuve.

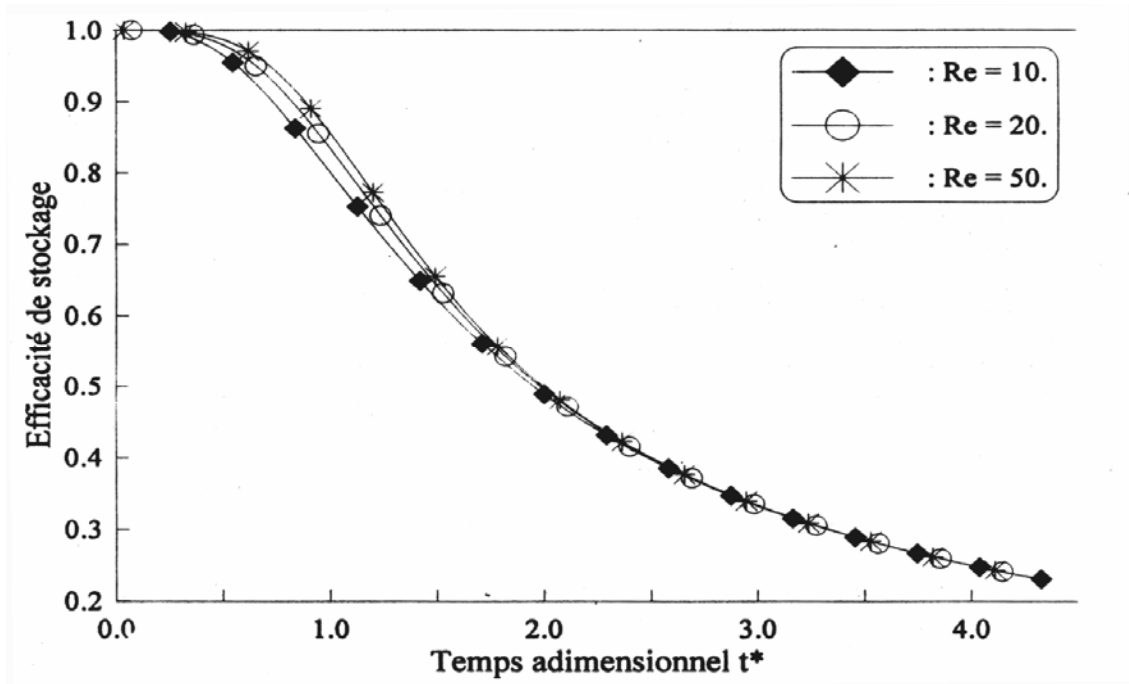


Fig. 3: Efficacité instantanée de stockage pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

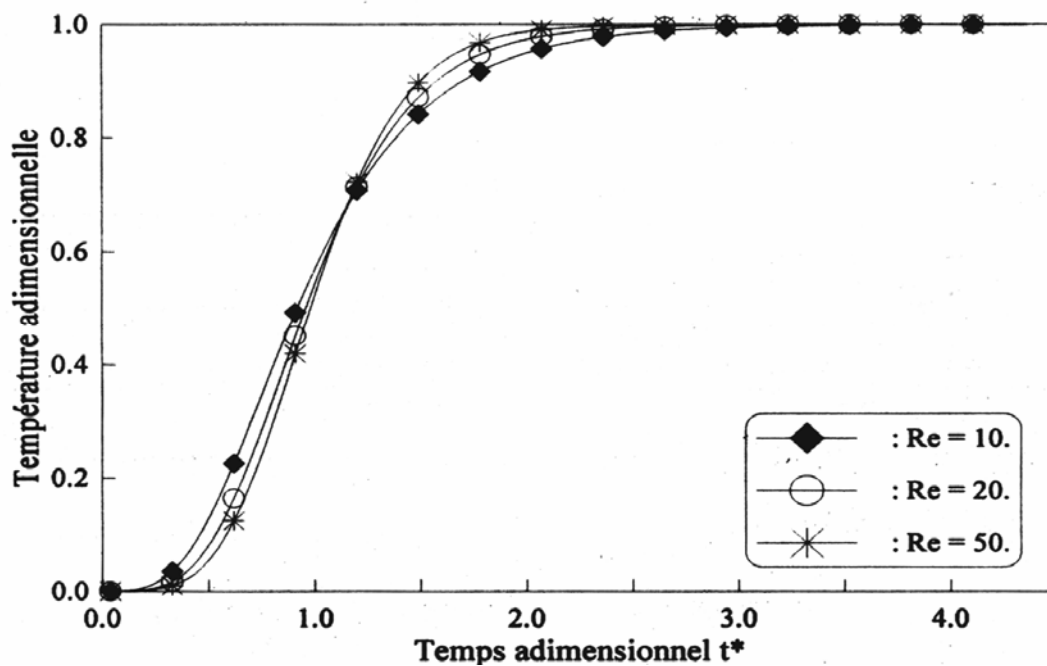


Fig. 4: Température de sortie instantanée pour différentes valeurs du nombre de Reynolds

3.2 Phase de décharge

Pour cela, nous avons considéré trois valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 100, 50, 20$) et trois valeurs du nombre de Richardson ($Ri = 760, 1, 0$). Il faut noter aussi que la cuve est remplie initialement d'eau chaude qui se trouve à une température uniforme ($Pr = 4.5$).

Pour une analyse rigoureuse des résultats obtenus, nous avons défini une grandeur que nous avons appelé rentabilité énergétique instantanée de stockage thermique dans la cuve. Cette rentabilité n'est autre que le rapport de l'énergie extraite du réservoir sur l'énergie disponible initialement dans le réservoir. Mathématiquement, elle s'exprime par la relation suivante :

$$\rho_{es}(t^+) = \frac{\int_0^{t^+} \rho C_p Q (T_s - T_e) dt}{\rho C_p V (T_i - T_e)} \quad (3)$$

L'équation (3) peut s'écrire aussi sous la forme suivante :

$$\rho_{es}(t_j^+) = \frac{\rho C_p Q \sum_{j=1}^n (T_s(j) - T_e(j)) \Delta t^+(j)}{\rho C_p V (T_i - T_e)} \quad (4)$$

où $\Delta t^+(j)$ désigne un pas de temps et n est le nombre de pas de temps ($t_j^+ = \sum_{j=1}^n \Delta t^+(j)$).

Dans le cas d'un pas de temps Δt^+ constant ($t_j^+ = j \Delta t^+$) et en posant $\Delta t^* = Q \Delta t^+ / V$, l'équation précédente se réduit à :

$$\rho_{es}(t_j^*) = \frac{\Delta t^* \sum_{j=1}^n (T_s(j) - T_e(j))}{(T_i - T_e)} \quad (5)$$

où $t^* = Q t^+ / V$ est un temps adimensionnel. Physiquement, il représente le rapport du volume extrait sur le volume de l'eau initialement contenu dans le réservoir.

L'examen des figures 5a et 5c montre que pour des valeurs du nombre de Richardson supérieures à 0 ($Ri > 0$) il existe trois phases :

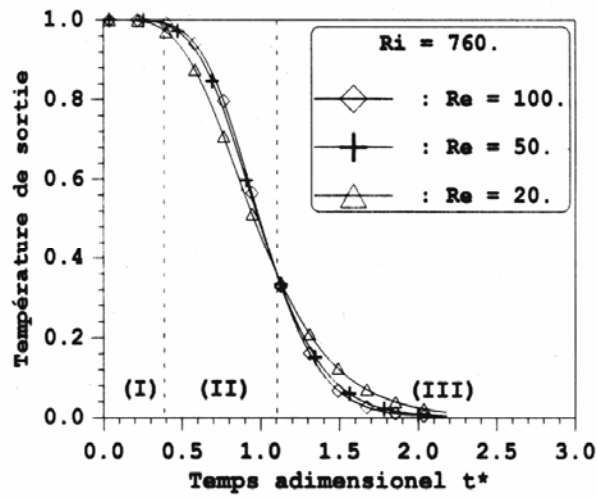
- durant la première phase, la température de sortie est identique pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds,
- durant la deuxième phase, cette grandeur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds,
- par contre, pendant la troisième phase ladite température diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Cependant pour un nombre de Richardson égal à 0 ($Ri = 0$), nous constatons l'existence de deux phases (Fig. 5e): la première phase est caractérisée par une température de sortie identique pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds, par contre, elle augmente avec la diminution du nombre de Reynolds pendant la deuxième phase.

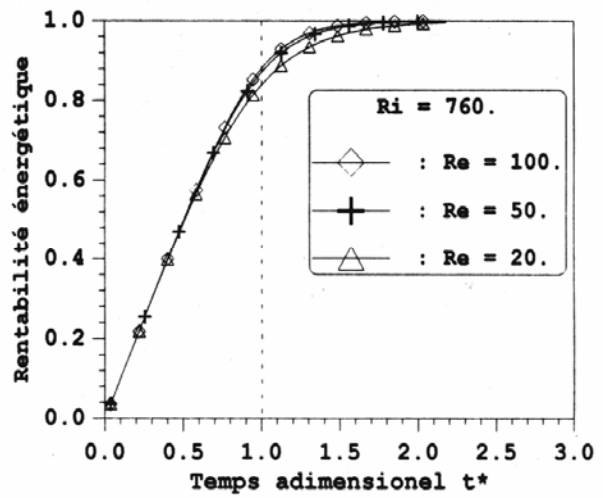
Concernant la rentabilité énergétique instantanée de stockage (Fig. 5b, 5d et 5f), nous constatons que pour des valeurs du nombre de Richardson supérieures à 0 ($Ri > 0$) cette grandeur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Il faut noter que si notre système était idéal (pas d'échange de chaleur et de masse) cette rentabilité atteint la valeur 1 à $t^* = 1$.

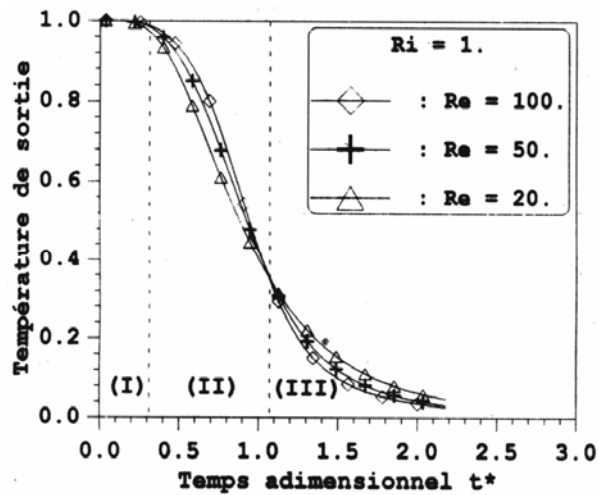
En ce qui concerne le champ thermique et le champ dynamique, nous constatons que la stratification thermique apparaît avec l'augmentation de la valeur du nombre de Richardson.



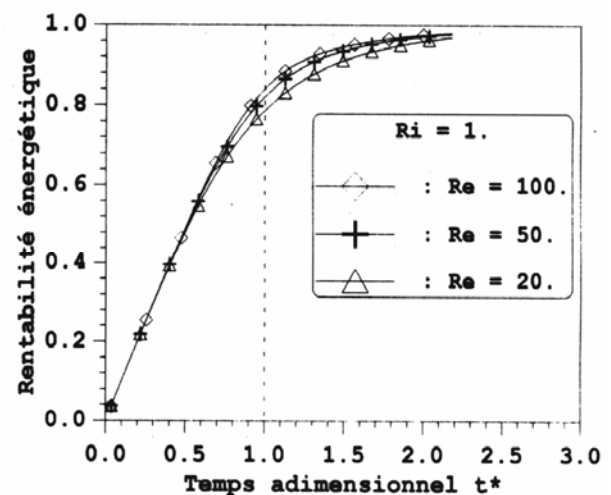
(a)



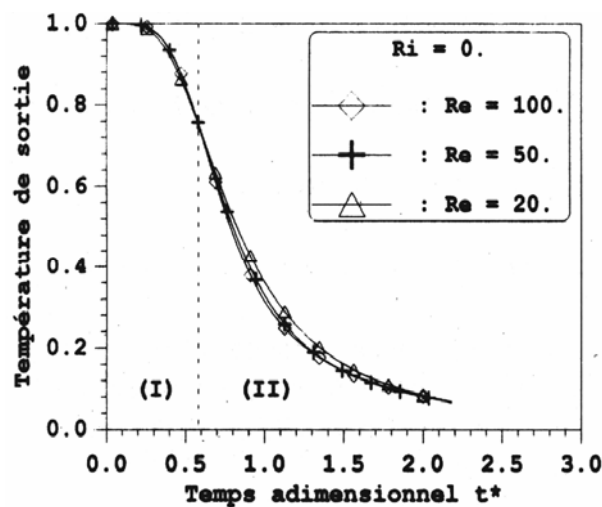
(b)



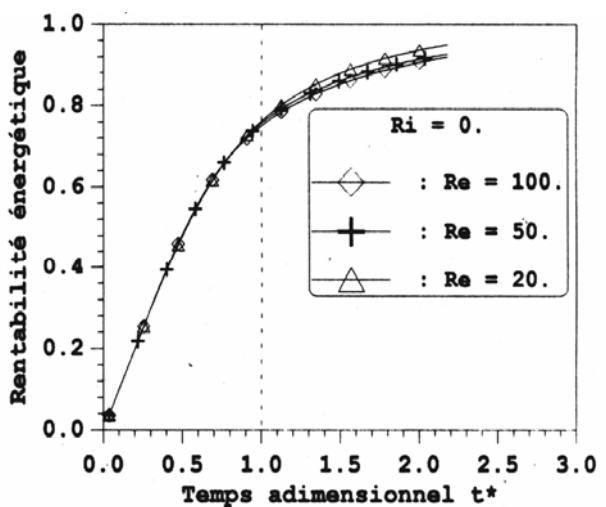
(c)



(d)

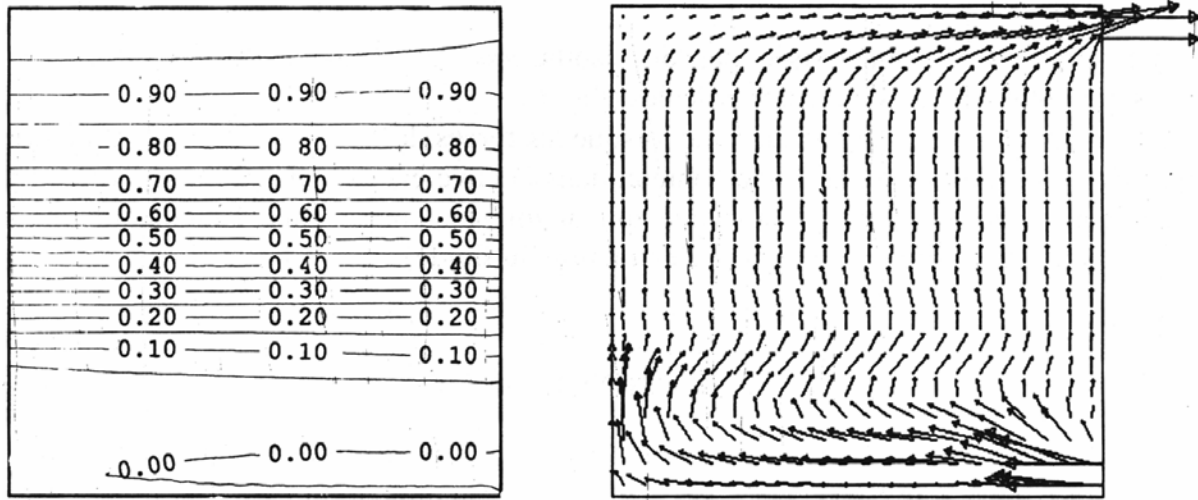


(e)

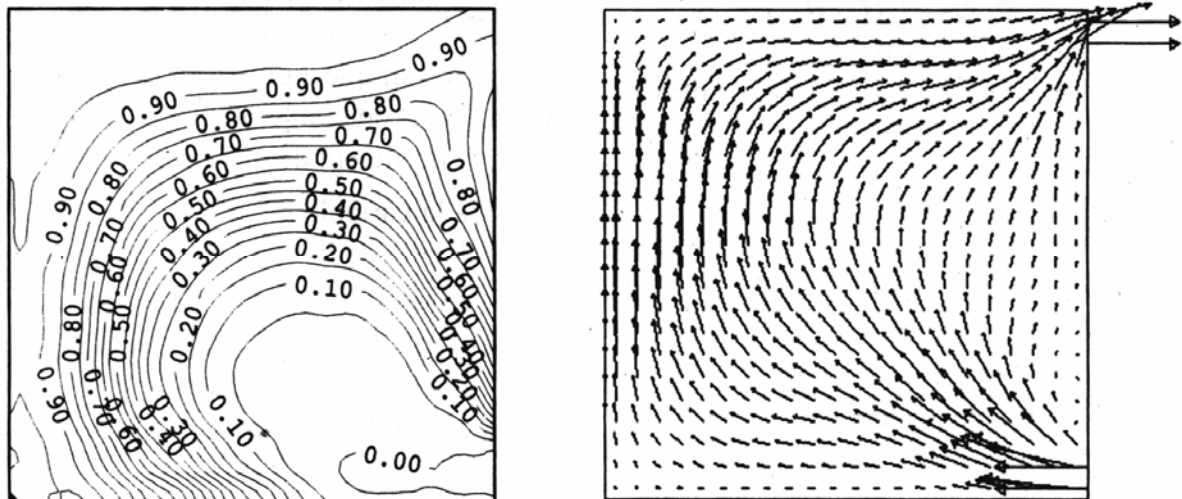


(f)

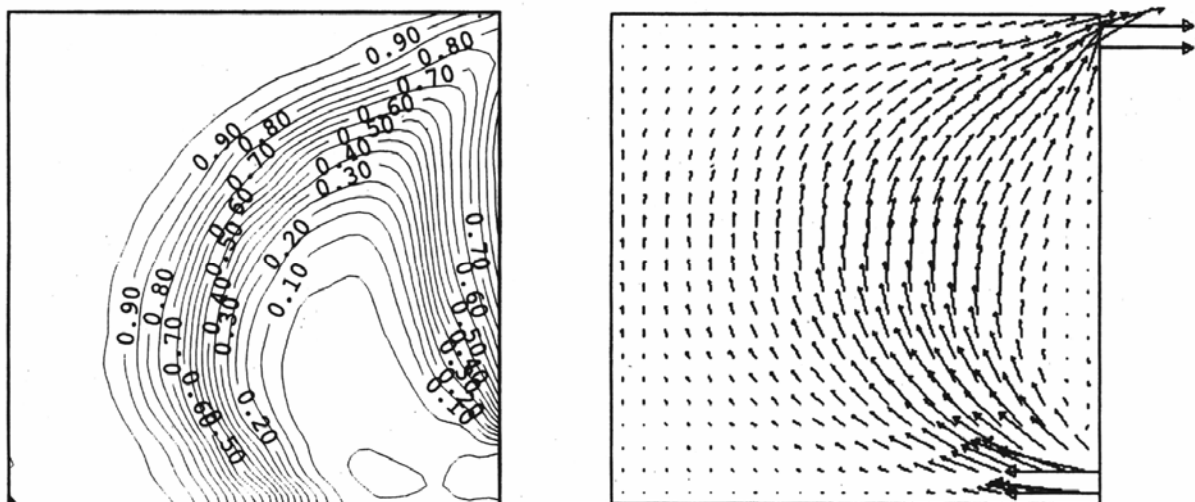
Fig. 6: Evolution de la température de sortie et de la rentabilité énergétique cumulée
De déstockage thermique en fonction du nombre de Reynolds



(a) $Ri = 760$



(b) $Ri = 1$



(c) $Ri = 0$

Fig. 7: Evolution des isothermes et du champ de vitesse en fonction du nombre de Richarson

$$(Re = 100, t^* = 5.45 \cdot 10^{-1})$$

Cette stratification caractérisée par des isothermes horizontales est favorisée par des vitesses qui ont tendance à devenir verticales (Fig. 6).

En conclusion, nous pouvons dire que lorsque les forces de gravité sont prédominantes par rapport aux forces d'inertie, le fluide contenu dans la cuve est stratifié. Ce qui permet d'avoir les meilleures performances de stockage qui augmentent aussi avec l'augmentation de la vitesse d'injection du fluide (ou vitesse d'extraction du fluide).

NOMENCLATURE

C_p	Chaleur massique à pression constante (J/kgK)	v	Vitesse adimensionnelle suivant la direction y
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)	V	Volume du réservoir
Gr	Nombre de Grashof ($Gr = \rho^2 g \beta \Delta T H^3 / \mu^2$)	x, y	Variables indépendantes adimensionnelles
H	Hauteur de la cavité	β	Coefficient de dilatation volumique à pression constante
k	Conductivité thermique (W/mK)	ΔT	Ecart de température
P	Pression adimensionnelle	Γ_ϕ	Coefficient de diffusion relatif à la variable ϕ
Pr	Nombre de Prandtl ($Pr = \mu C_p / k$)	μ	Viscosité dynamique (kgm/s)
Q	Débit volumique	ρ	Masse volumique du fluide (kg/m^3)
R	Rayon de la cuve cylindrique	ρ_{es}	Rentabilité énergétique instantanée de stockage thermique
Re	Nombre de Reynolds $Re = \rho v_r H / \mu$	ϕ	Variable dépendante adimensionnelle
Ri	Nombre de Richarson $Ri = Gr / Re^2$		
r	Variable indépendante adimensionnelle		
S_ϕ	Terme source relatif à la variable ϕ		
T	Température adimensionnelle		
$\bar{T}$	Température moyenne adimensionnelle		
t	Temps adimensionnel		
t^+	Temps réel		
t^*	Temps adimensionnel ($t^* = Q t^+ / V$)		
u	Vitesse adimensionnelle suivant la direction x (ou r)		
			Indices inférieurs
		E	Relatif à l'entrée de l'enceinte
		I	Relatif à une grandeur initial
		n_{int}	Relatif au nœud voisin intérieur
		r	Relatif à une grandeur de référence
		s	Relatif à la sortie de l'enceinte
			Indices supérieur
		$+$	Relatif à une grandeur réelle

REFERENCES

[1] Z. Lavan and J. Thompson, 'Experimental Study of Thermal Stratification Hot Water Storage Tanks', Solar Energy, Vol. 19, pp. 519-524, 1977.

- [2] Y. Jaluria and S.K. Gupta, '*Decay of Thermal Stratification in a Water Body for Solar Energy Storage*', Solar Energy, Vol. 28, N°2, pp. 137-143, 1982.
- [3] S.K. Gupta and Y. Jaluria, '*An Experimental and Analytical Study of Thermal Stratification in an Enclosed Water Region due to Thermal Energy*', Energy Convers. Mgmt, Vol. 22, pp. 63-70, 1982.
- [4] Y. Jaluria and B.T. O'Mara, '*Thermal Field in a Water Body for Solar Energy Storage and Extraction due to a Buoyant Two Dimensional Surface Water Jet*', Solar Energy, Vol.43, N°3, pp. 129-138, 1989.
- [5] J.A. Duffie and W.A. Beckman, '*Solar Engineering of Thermal Processes*', Wiley Interscience, New York, U.S.A. 1980.
- [6] W. F. Phillips and R.A. Pate, '*Mass and Energy Transfer in a Hot Liquid Energy System*', Proceedings of American Section International Solar Energy Society, pp. 17.6-17.10, Orlando, Florida, U.S.A., 1977.
- [7] S.T. Wu and S.M. Han, '*A Liquid Solar Energy Storage Tank Model : I Formulation of a Mathematical Model*', Modeling Simulation, Testing and Measurements for Solar Energy, The Winter Annual Meeting of ASME, pp. 53-60, San Fransisco, Calif., U.S.A., 1978.
- [8] A.M.C. Chan, P.S. Smercka and D. Giusti, '*A Numerical Study of Transient Mixed Convection Flows in a Thermal Storage Tank*', ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 246-253, 1983.
- [9] K.L. Guo and S.T. Wu, '*Numerical Study of Flow and Temperature Stratification in a Liquid Thermal Storage Tank*', ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 107, pp. 246-253, 1983.
- [10] A. Benkhelifa, '*Etude Numérique de la Stratification Thermique dans une Cuve de Stockage Cylindrique*', Thèse de Magister, C.D.E.R. Bouzaréah, Alger, Déc. 1994.
- [11] A. Harhad, A. Bouhdjar et A. Benkhelifa, '*Etude Numérique de la Stratification thermique dans une Cuve de Stockage Cylindrique*', 7^{èmes} Journées Internationales de Thermique (J.I.TH 95), Vol. 11, pp. 404-412, Marrakech, Maroc, 1995.
- [12] A. Benkhelifa, A. Bouhdjar et A. Harhad, '*Effet de la Direction de l'Ecoulement sur les Performances de Stockage Thermique dans une Cuve Cylindrique*', 2^{ème} Rencontre Maghrébine sur la Mécanique, pp. 200-205, Institut de Génie Mécanique, Université de Constantine, Algérie, Décembre 1995.
- [13] A. Benkhelifa, A. Bouhdjar et A. Harhad, '*Effet du Facteur de Forme sur les Performances de Stockage Thermique dans une Cuve Utilisée dans les Applications Solaires*', Conférence Maghrébine de Génie des Procédés (COMAGEP 2), Tome 1 – 1^{ère} partie (l'eau & l'énergie), pp. 156-159, Gabès & Djerba, Tunisie, 22-25 Avril 1996.
- [14] A. Bouhdjar, A. Benkhelifa and A. Harhad, '*Numerical Study of Transient Mixed Convection in a Cylindrical Cavity*', Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, N°3, pp. 305-324, 1997.
- [15] A. Bouhdjar, A. Benkhelifa and A. Harhad, '*Combined Effect of Fluid Properties and Cavity Aspect Ratio on thermal Energy Storage Performances*', Proceedings of the fifth International Conference on Energy and Environment, Volume 1, pp. 283-290, Editors: Abdulatif El-Sharkawy & Ralph H. Kummmler, Egypt, 1996.
- [16] A. Bouhdjar, A. Benkhelifa and A. Harhad, '*Effect of Physical Properties of Fluid on the Thermal Energy Storage Performances*', World Renewable Energy Congress (15-21 June 1996, Denver, Colorado, U.S.A.), Volume III, pp. 1819-1823, Editors: A.A.M. Sayigh, Pergamon Press, (1996).
- [17] S.V. Patankar, '*Numerical Heat Tranfer and Fluid Flow*', Hemisphere, Washington, D.C. U.S.A., 1980.