

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE MOULOU D MAMMERI DE TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master professionnel en Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Froid chauffage et climatisation

Intitulé du sujet

Simulation numérique d'un échangeur eau/sol

Couplé à un échangeur eau /air

Proposé et dirigé par :

Mr Rezki NEBBALI

Présenté Par :

Mr BOUDEFOUA Aziz

Mr HOSNI Mustapha

Promotion : 2012/2013

R emerciements

Avant de commencer la présentation de ce rapport, nous remercions avant tout, Dieu Tout Puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous tenons à remercier en particulier Mr NEBBALI Rezki, notre promoteur, qui nous a beaucoup aidé et guidé par ses conseils, durant toute la période de ce projet de fin d'études.

Nous n'aurons garde d'oublier dans ces remerciements les membres du jury qui ont bien voulu examiner ce travail.

Nous adressons pareillement nos remerciements à tous les enseignants du Département de mécanique qui ont contribué à notre formation pendant ces longues années.

En fin, nous remercions vivement nos parents et nos proches pour tous les efforts qu'ils ont déployés pour nous aider et nous soutenir moralement et financièrement.

Dédicaces

*J*e souhaite dédier ce modeste travail, synonyme de concrétisation de tous mes efforts fournis ces dernières années :

A mes très chers parents pour leur dévouement, leur compréhension et leur grande tendresse.

A mes sœurs : Nassima et Lamia

A mon frère Mohammed

A toute la famille.

A mes très chers amis : KENZA, Mahdjouba, Nourdine, Adel, Arzeki, Mokran, Hamza, Lyes, Djamel et particulièrement à Roza.

A mes amis(es) qui n'ont jamais cessé de m'encourager et me soutenir dans tous les moments.

A tous mes amis de la promotion. Particulièrement à la promotion pilotage de Master professionnel (FCC et ER).

Aziz

Introduction générale :

Chapitre I : Généralité sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

| | | |
|--------|---|----|
| 1. | Introduction | 1 |
| 2. | Modes de transferts de chaleur | 1 |
| 2.1. | Conduction | 1 |
| 2.2. | Convection | 2 |
| 2.3. | Rayonnement | 3 |
| 3. | Quelques notions sur les échangeurs | 3 |
| 3.1. | Différents types des échangeurs thermiques et leurs classifications | 4 |
| 3.1.1. | Le sens de l'écoulement des fluides | 4 |
| 3.1.2. | Leurs géométrie | 5 |
| 4. | Echangeurs eau/air | 7 |
| 4.1. | Echangeur compact | 7 |
| 4.2. | Les ailettes | 9 |
| 5. | Puits Canadien | 11 |
| 5.1. | Avantages et inconvénients du puits canadien | 12 |
| 6. | Systèmes de rafraîchissements d'air | 13 |
| 6.1. | La ventilation mécanique contrôlée (VMC) | 13 |
| 6.2. | Les systèmes centralisés | 15 |

Chapitre II : Dimensionnement de l'échangeur compact eau/air

| | | |
|----|-------------------|----|
| 1. | Introduction | 17 |
| 2. | Méthode de calcul | 17 |
| 3. | Calcul thermique | 18 |

Sommaire

| | | |
|----------|--|----|
| 3.1. | L'efficacité et le nombre d'unité de transfert NUT | 18 |
| 3.2. | Calcul des coefficients d'échange de chaleur | 24 |
| 3.2.1. | Coefficient d'échange de chaleur global K | 24 |
| 3.2.2. | Calcul du coefficient de transfert de chaleur interne coté eau h_i | 25 |
| 3.2.3. | Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe coté air h_e | 26 |
| 3.2.4. | Calcul des températures de sorties de l'air et de l'eau | 27 |
| 4. | La modélisation d'un échangeur compact | 27 |
| 4.1. | Modèle de l'échangeur | 28 |
| 4.2. | Configuration d'écoulement étudiée | 28 |
| 4.3. | Algorithme de calcul par la méthode des NUT | 29 |
| 4.4. | Caractéristiques de notre échangeur | 29 |
| 4.4.1. | Données du constructeur | 29 |
| 4.4.2. | Propriétés thermophysiques des fluides | 30 |
| 4.4.3. | Evaluation des coefficients d'échanges | 31 |
| 4.4.3.1. | Evaluation du coefficient d'échange convectif interne (h_i) du coté eau | 31 |
| 4.4.3.2. | Evaluation du coefficient d'échange convectif externe (h_e) du coté air | 33 |
| 4.4.3.3. | Evaluation du coefficient d'échange global K | 36 |
| 5. | Efficacité globale d'ailettes continues constituant un échangeur compact | 37 |
| 5.1. | Effet de bord et conditions de contour | 38 |
| 5.2. | Analyse du contour | 39 |
| 5.3. | Correctifs tenant compte de la déformation des isothermes sur les bords (effet de contour) | 40 |
| 6. | Facteur de déséquilibre R | 41 |
| 7. | Calcul du nombre d'unités de transfert NUT | 41 |
| 8. | Calcul de l'efficacité de l'échangeur | 41 |

| | | |
|-------|--|----|
| 9. | Calcul de la puissance | 41 |
| 10. | Calcul des températures de sorties des deux fluides | 42 |
| 11. | L'organigramme de calcul | 42 |
| 12. | Caractérisation de l'échangeur eau/air | 44 |
| 12.1. | La température de sortie du fluide froid (eau) en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (air) et froid (eau) | 44 |
| 12.2. | La température de sortie du fluide chaud (air) en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (air) et froid (eau) | 45 |

Chapitre III : Transfert de chaleur dans le sol et évaluation de la température d'air à la sortie de l'échangeur eau/air

| | | |
|----------|--|----|
| 1. | Introduction | 47 |
| 2. | Transfert de chaleur dans le sol et dimensionnement de l'échangeur eau/sol | 47 |
| 2.1. | Modèle thermique du sol | 47 |
| 2.1.1. | Nature du sol | 47 |
| 2.1.1.1. | Conductivité thermique du sol | 47 |
| 2.1.2.1 | Capacité calorifique du sol | 48 |
| 2.2 . | Distribution de la température dans le sol | 48 |
| 2.2.1 | La température annuelle du sol | 48 |
| 3. | Procédure de simulation | 50 |
| 4. | Dimensionnement de l'échangeur eau /sol | 55 |
| 4.1 | Détermination du coefficient d'échange h entre l'eau et la conduite | 56 |
| 4.2 | Rapport entre la longueur et le diamètre du serpentin | 57 |
| 5 | Interprétation des résultats | 58 |

Conclusion générale

Liste des figures

Chapitre I :

| | | |
|---------------|---|----|
| Figure I-1 : | Echangeur à tube à courant parallèle | 5 |
| Figure I-2 : | Echangeur à tube à contre courant | 5 |
| Figure I-3 : | Echangeur à contact direct (Tour de refroidissement) | 5 |
| Figure I-4 : | Echangeur compact à courant croisé | 6 |
| Figure I-5 : | Echangeur à faisceau tubulaire | 6 |
| Figure I-6 : | Echangeur à plaques | 7 |
| Figure I-7 : | Configurations des échangeurs de chaleur compacts | 8 |
| Figure I-8 : | Les ailettes longitudinales minces | 9 |
| Figure I-9 : | Les ailettes linaires | 10 |
| Figure I-10 : | Les ailettes transversales | 10 |
| Figure I-11 : | Division des ailettes continues en ailettes transversales circulaires. | 11 |
| Figure I-12 : | Puits canadien | 12 |
| Figure I-13 : | VMC simple flux | 13 |
| Figure I-14 : | Fonctionnement d'un caisson VMC double flux équipé d'un by-pass en position été | 15 |
| Figure I-15 : | centrale de traitement d'air (CTA) | 16 |

Chapitre II :

| | | |
|----------------|--|----|
| Figure II.1 : | Schéma d'un échangeur contre-courants. | 19 |
| Figure II-2 : | Efficacité de l'échangeur contre-courant | 21 |
| Figure II-3 : | Efficacité de l'échangeur Co-courant | 21 |
| Figure II-4 : | Efficacité de l'échangeur à courant croisé avec un fluide brassé | 22 |
| Figure II-5 : | Efficacité de l'échangeur à courant croisé avec un fluide non brassé | 22 |
| Figure II-6 : | Efficacité de l'échangeur 1-2 à Co-courant | 23 |
| Figure II-7 : | Efficacité de l'échangeur 1-2 à contre-courant | 23 |
| Figure II-8 : | écoulement à l'intérieur d'un tube cylindrique | 26 |
| Figure II-9 : | Schémas descriptifs de l'échangeur compact | 28 |
| Figure II-10 : | Configuration de l'écoulement étudié. | 28 |
| Figure II-11 : | Echangeur à tubes ailetés | 36 |
| Figure II.12 : | Efficacités des ailettes transversale circulaire « équivalent » à une Ailette continue lisse (sans tenir compte de « l'effet de bord » | 38 |

Listes des figures

| | |
|---|----|
| Figure II.13 : répartition réelle des isothermes dans une ailette continue placée sur des tubes alignés. | 39 |
| Figure II-14 : La température de sortie du fluide froid (eau) en fonction de la température d'entrée de fluide du fluide chaud (air) et froid (eau) | 44 |
| Figure II-15 : La température de sortie du fluide chaud (air) en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (air) et froid (eau) | 45 |
| Chapitre III : | |
| Figure III-1 : Conductivité thermique de différents types de sols en fonction de leur teneur en eau | 48 |
| Figure III-2 : Génération du maillage sous gambit | 50 |
| Figure III-3 : Schéma descriptif du domaine de sol maillé et conditions aux limites | 51 |
| Figure III-4 : Evolution de la température moyenne quotidienne en profondeur du sol pour des journées typique de l'année. | 52 |
| Figure III-5: Evolution de la température de l'air chaque heure pour toute l'année | 53 |
| Figure III-6 : Evolution de l température du sol pour différente profondeur | 53 |
| Figure III-7 : schéma descriptif de l'installation | 54 |
| Figure III-8 : schéma descriptif d'un cylindre enterré dans le sol. | 55 |
| Figure III-9 : Rapport entre la longueur et le diamètre du serpentin en fonction de la profondeur d'enfouissement pour un débit de 0.4kg /s | 57 |
| Figure III-10 : Rapport entre la longueur et le diamètre du serpentin en fonction de la profondeur d'enfouissement pour un débit de 0.8kg /s | 57 |
| Figure III-11 : Evolution de l température de l'air pour période de climatisation | 58 |
| Figure III-12 : Evolution de la température du sol pour la période de climatisation | 59 |

Listes des figures

| | |
|--|----|
| Figure III-13: Evolution des températures du sol pour différente heures de la journée 21mars | 59 |
| Figure III-14 : Evolution des températures du sol pour différente heures de la journée 21juin | 60 |
| Figure III-15: Evolution des températures du sol pour différente heures de la journée 21septembre | 60 |
| Figure III-16 : Evolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 2m et un débit de 0.4kg/s | 62 |
| Figure III-17 : Evolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 2m et un débit de 0.8kg/s | 62 |
| Figure III-18 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 3m et un débit de 0.4kg/s | 63 |
| Figure III-19 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 3m et un débit de 0.8kg/s | 63 |
| Figure III-19 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 6m et débit de 0.4 Kg/s | 64 |
| Figure III-20 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 6m et un débit de 0.8Kg/s | 64 |

Liste des tableaux

Chapitre II :

| | |
|--|----|
| Tableau II-1 : Efficacité de quelques échangeurs [5] | 20 |
| Tableau II-2 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement [7] | 24 |
| Tableau II.3 : facteur correctif « f » pour des $N_r \leq 10$ [6]. | 34 |
| Tableau II.4 : Rapport ψ en fonction du « N_r » [4]. | 40 |
| Tableau II.5 : Correctifs C en fonction du pas « p » [4]. | 41 |

Chapitre III : Transfert de chaleur dans le sol et évaluation de la température d'air à la sortie de l'échangeur eau/air

| | |
|--|----|
| Tableau III-1 : valeurs maximale de la température annuelle du sol à chaque profondeur | 54 |
|--|----|

Nomenclature

| Symboles | Désignations | Unités |
|-----------|---|----------------------------------|
| a | diffusivité thermique | $[m^2 \cdot s^{-1}]$ |
| C | Correctif par rapport aux conditions de contour des ailettes | [-] |
| C | Débit thermique unitaire | $[W \cdot K]$ |
| C_p | Chaleur spécifique massique | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ |
| D | Diamètre extérieur des tubes | [m] |
| D_h | Diamètre hydraulique | [m] |
| Dh' | Section de passage de l'air | $[m^2]$ |
| DTLM | Différence de température logarithme moyenne | $[^{\circ}C]$ |
| e | Epaisseur des ailettes | [m] |
| E | Efficacité de l'échangeur | [-] |
| f | Facteur de correction | [-] |
| h | Coefficient d'échange convectif | $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ |
| H | Hauteur de l'échangeur | [m] |
| j | Entre axe verticale des tubes | [m] |
| J | Facteur de Kim | [-] |
| K | Coefficient d'échange global | $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ |
| l | Entre axe horizontale des tubes | [m] |
| L | Longueurs de l'échangeur eau/sol | [m] |
| Lai | Longueur de l'échangeur | [m] |
| \dot{m} | Débit massique | $[kg \cdot s^{-1}]$ |
| Nr | Nombre de rang | [-] |
| Nt | Nombre de tubes par rang | [-] |
| Ntu | Nombre de tubes totale | [-] |
| Nus | Nombre de Nusselt | [-] |
| NUT | Nombre d'unité de transfert | [-] |
| p | Pas entre les ailettes | [m] |
| P | Périmètre | [m] |
| Pr | Nombre de Prandtl | [-] |
| q | Quantité de chaleur | [J] |
| R | Facteur de déséquilibre | [-] |

Nomenclature

| | | |
|-----------------|---|---|
| Rc | Résistance d'encrassement | $[m^{-2} \text{ } ^\circ\text{C} \cdot W^{-1}]$ |
| Re | Nombre de Reynolds | [-] |
| S | Surface | $[m^2]$ |
| t | Temps | [s] |
| T | Température | $[^\circ\text{C}]$ |
| V | Volume | $[m^3]$ |
| X | Largeur de l'échangeur | [m] |
| Z | Profondeur d'enfouissement | [m] |
| ε | Emissivité | [-] |
| η | Efficacité d'une ailette transversale | [-] |
| ρ | Masse volumique | $[\text{Kg} \cdot m^{-3}]$ |
| σ | Constante de Stephan Boltzmann | $[W \text{ m}^{-2} \cdot K^{-4}]$ |
| Ψ | Rapport du nombre d'ailettes au nombre total d'ailettes | [-] |
| Ω | Coefficient de Darcy | [-] |
| v_{mR} | Vitesse massique maximale de l'air | $[m \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot s^{-1}]$ |
| v | Vitesse | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| λ | Conductivité thermique | $[W \text{ m}^{-1} \cdot K^{-1}]$ |
| $\vec{\varphi}$ | Vecteur de densité de flux de chaleur | $[W \cdot m^{-2}]$ |
| μ | Viscosité dynamique | $[\text{Kg} \text{ m}^{-2} \cdot s^{-1}]$ |
| \emptyset | Flux de chaleur | [W] |

Indices :

| | |
|-----|---|
| a | Relatif à l'air, ailette |
| c | Relatif au fluide chaud |
| e | Relatif à l'entrée, l'eau, l'extérieur ou l'échange |
| f | Relatif au fluide froid |
| G | Relatif à globale |
| i | Relatif à intérieur |
| max | Relatif au maximal |
| min | Relatif au minimal |
| moy | Relatif à la moyenne |
| s | Relatif à la sortie |

Introduction Générale

Introduction générale :

Deux tendances majeures se développent, s'affrontent et se complètent dans le domaine de la construction du bâtiment. La première cherche à limiter la consommation d'énergie et à réduire les émissions de gaz à effet de serre pour des raisons environnementales et écologiques. La seconde privilégie un bâti et des matériaux sains pour diminuer les sources de pollution et de dégradation de la qualité de l'air intérieur et ainsi protéger la santé des occupants. L'Algérie dispose de réserves énergétiques importantes qui permettent de couvrir largement la demande en énergie pour l'ensemble du pays et sur une longue période. La loi 99-09 du 28 Juillet 1999 relative à la maîtrise de l'énergie, qui définit le modèle de consommation énergétique nationale et modalités de concrétisation de la maîtrise de l'énergie exige de réserver l'emploi à ses usages spécifiques.

Le secteur résidentiel en Algérie se trouve parmi les secteurs les plus consommateurs d'énergie, avec une consommation représentant 41% [12]. Une grande partie de cette consommation énergétique est consacrée au chauffage et à la climatisation. C'est dans cette perspective qu'on assiste aujourd'hui à la renaissance de l'approche dite bioclimatique.

Le puits Canadien (échangeur air/sol) est l'un de ces systèmes qui exploite l'inertie thermique du sol, il a pour objectif de réchauffer l'air neuf en hiver et de le rafraîchir en été. Dans ce dernier cas il est appelé puits provençal. L'amélioration de la performance énergétique des bâtiments et l'optimisation de leur conception à l'égard du confort d'été deviennent aujourd'hui incontournables. Le puits canadien ou puits provençal s'inscrit dans ce contexte. Comme tout système, le puits canadien a ses inconvénients, les questions de la qualité de l'air et le risque de condensation qui donne naissance aux bactéries se posent avec acuité, d'où la nécessité de prendre en compte ces facteurs avant toute étude ou installation.

L'objectif du présent travail consiste à dimensionner un système de rafraîchissement basé sur le principe de fonctionnement d'un puits Canadien, avec une meilleure efficacité et moins de risques que ce dernier. Pour ce faire, on a remplacé l'air par l'eau, un choix motivé par les propriétés thermodynamiques de l'eau qui sont meilleures que celles de l'air, le rafraîchissement de l'air est assuré par un échangeur eau/air couplé à l'échangeur eau/sol.

Pour la réalisation de ce projet nous avons opté pour un plan de travail qui se présente comme suit :

Introduction générale, où on a posé la problématique énergétique et environnementale et l'intérêt de l'utilisation d'un système de climatisation géothermique.

Nous verrons dans le premier chapitre les modes de transfert thermique dans les échangeurs et leurs principes de fonctionnements ainsi que la classification des échangeurs de chaleur. L'échangeur compact de type à ailettes et le puits Canadien abordés. Pour terminer on citera quelques systèmes de climatisation avec lesquels on peut coupler notre système, pour jouer le rôle d'un système d'appoint qui garantira la totalité des besoins quand le système principal montre ses limites.

Dans le deuxième chapitre nous procéderons à la modélisation de l'échangeur compact air/eau. La méthode de nombre d'unité de transfert (NUT) est retenue pour le dimensionnement de cet échangeur, le principe de calcul de cette méthode est alors illustré. A la fin nous proposerons un organigramme de calcul qui sera exécuté sous MATLAB afin d'évaluer les performances de l'échangeur.

Le troisième chapitre est scindé en deux parties. La première partie est consacrée à l'étude thermique du sol, pour déterminer la distribution de la température à différentes profondeurs, et au dimensionnement de l'échangeur eau/sol. Pour ce faire, on a exploité le logiciel Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Cette étude est menée dans le but de localiser la profondeur optimale d'enfouissement de l'échangeur eau/sol qui doit assurer le bon fonctionnement de l'installation, laquelle rafraîchit l'air insufflé dans le local. La deuxième partie met en évidence les résultats obtenus ainsi que leurs interprétations.

Enfin, on termine par une conclusion où les principaux résultats obtenus sont relatés ainsi qu'une perspective, découlant de ce travail, est proposée.

Chapitre I

**Généralités sur les échangeurs de chaleur et
les systèmes de rafraîchissements d'air**

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous abordons l'échangeur de chaleur et les systèmes de rafraîchissement de l'air.

On distingue différents modes d'échange thermique qui interviennent dans un échangeur de chaleur. Les principes de fonctionnements de ces derniers sont alors décrits. On s'intéresse Particulièrement à l'échangeur de chaleur compact à ailettes (eau/air) et à l'échangeur de chaleur air/sol. En fin on cite quelques systèmes utilisés pour le rafraîchissement de l'air.

2. Modes de transferts de chaleur [1] :

2.1. Conduction

Le transfert de chaleur par conduction correspond à un transfert d'énergie interne dû aux interactions entre les particules qui constituent le système thermodynamique (exemple : chocs de molécules dans les gaz, vibrations dans les solides cristallins, etc.). Il est présent dans tous les corps, quel que soit leur état (solide, liquide ou gaz). On peut faire directement l'expérience de ce mode de transfert en tenant à la main un barreau métallique, et en mettant l'autre extrémité au contact d'une flamme. Au bout d'un certain temps, on est obligé de lâcher le barreau, pour éviter de se brûler.

L'expérience du barreau suggère que le flux de chaleur qui se propage par conduction dans la matière est lié aux variations spatiales de température. Joseph Fourier (1822) a déduit expérimentalement, la relation entre la densité de flux de chaleur et le champ de température (loi de Fourier) :

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

T : Température (K)

λ : la conductivité thermique du matériau ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)

$\vec{\varphi}$: Vecteur de la densité de flux de chaleur ($\|\varphi\|$ s'exprime en W.m^{-2})

Le flux de chaleur à travers une surface S s'obtient par intégration :

$$F = \iint \varphi. dS \quad (\text{I. 2})$$

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

Le flux de chaleur est donc nul si le champ de température est uniforme (le système est alors dans un état d'équilibre thermique), et augmente avec les variations spatiales de température. Par ailleurs, à gradient de température fixé, le flux est d'autant plus grand que la conductivité thermique λ est élevée. Cette dernière est une caractéristique du corps considéré, de l'état dans lequel il se trouve, et pour un corps et une phase donnés, elle dépend généralement de la température (dans le cas des gaz, elle dépend aussi de la pression). Les corps dont la conductivité à la température ambiante est de l'ordre de $0,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, ou inférieure à cette valeur, peuvent être considérés comme des isolants thermiques. C'est le cas des gaz, généralement mauvais conducteurs de la chaleur. En ce qui concerne les solides, on notera que les bons conducteurs électriques (les métaux tels que le fer ou le cuivre) font aussi de bons conducteurs thermiques.

Pour le cas d'un transfert unidirectionnel d'un corps solide indéformable

$$dq = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt \quad (\text{I. 3})$$

Le flux de chaleur est donné

$$\Phi = \frac{dq}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{I. 4})$$

La densité de flux de chaleur s'exprime par :

$$\varphi = \frac{1}{S} \frac{dq}{dt} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{I. 5})$$

2.2. Convection :

Ce mode de transfert est spécifique aux fluides. En plus du transfert de chaleur par conduction, toujours présent dans la matière, il y a dans les fluides un transfert de chaleur provoqué par l'écoulement du fluide, c'est à dire par le mouvement d'ensemble des particules qui le composent. Ce phénomène est appelé *advection* : une masse de fluide qui se déplace transporte avec elle son énergie interne. On peut donc définir la *convection* comme la réunion de deux modes de transfert de chaleur : la conduction, qui s'effectue à l'échelle

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

microscopique, et l'advection, qui est de nature macroscopique. Ce mode de transfert est régit par la loi Newton.

$$\Phi = h S (T_p - T_\infty) \quad (I.6)$$

h : coefficient d'échange convectif

S : surface d'échange en contact avec le fluide

T_p : Température de la paroi

T_∞ : température du fluide loin de la paroi

2.3. Rayonnement :

Dans une certaine gamme de longueurs d'ondes, l'émission d'une onde électromagnétique s'accompagne d'une baisse de l'énergie interne du système, alors que son absorption provoque une augmentation de cette dernière. On parle alors d'échanges de chaleur par rayonnement thermique, ou de transferts radiatifs. En effet, lorsque deux surfaces sont mises en regard, et séparées par un milieu transparent (le vide ou de l'air), chacune émet un flux radiatif, dont une partie est absorbée par l'autre. Le flux émis étant proportionnel à la puissance 4 de la température absolue, il apparaît que la surface dont la température est la plus élevée émet plus d'énergie qu'elle n'en absorbe, alors que l'inverse est constaté pour la surface froide. Ce mode de transfert de chaleur est évalué par la loi de Stephan Boltzmann.

$$\Phi = \varepsilon \sigma T^4 \quad (I.7)$$

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$: Constante de Stephan Boltzmann

ε : émissivité de la surface.

3. Quelques notions sur les échangeurs

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [2]

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction puis par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative qu'en présence de forts gradients de température s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi.

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue dictés par : encombrement, la puissance échangée, la pression et les niveaux de température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

3.1. Différents types des échangeurs thermiques et leurs classifications :

On peut classifier les échangeurs thermiques selon :

3.1.1. Le sens de l'écoulement des fluides

On distingue alors les échangeurs

- **à courants parallèles (co-courants)** : les deux fluides circulent parallèlement et vont dans le même sens (Figure I-1)
- **à contre-courants** : les deux fluides circulent parallèlement mais vont dans le sens opposé (Figure I-2).
- **à courants croisés** : les deux fluides circulent perpendiculairement l'un à l'autre (figure I-4).

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

- **à tête d'épingle** : un des fluides fait demi-tour dans un conduit plus large tandis que le deuxième le traverse. On peut considérer que cela correspond à un courant parallèle sur une moitié de la distance de l'échangeur et sur l'autre moitié à un contre-courant.
- **à contact direct ou à mélange** : les deux fluides sont mis en contact, (tour de refroidissement, par exemple).

3.1.2. Leurs géométries :

- **Echangeurs à tubes** : cet échangeur étant le plus simple, il est composé de deux tubes concentriques à travers lesquels circulent les deux fluides à courant parallèle ou à contre courant. (Figure I-1 et Figure I-2)

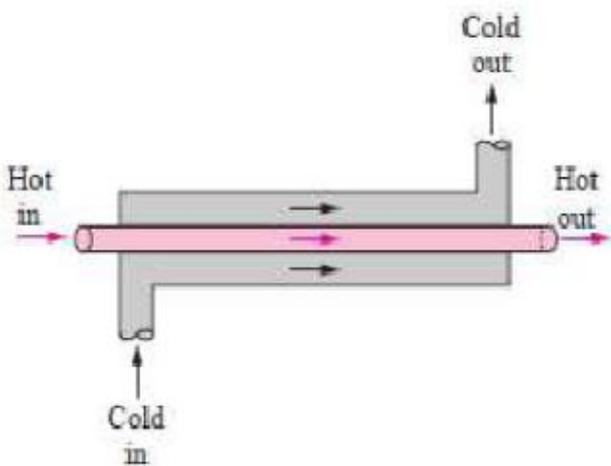


Figure I-1 : Echangeur à tube à courant parallèle

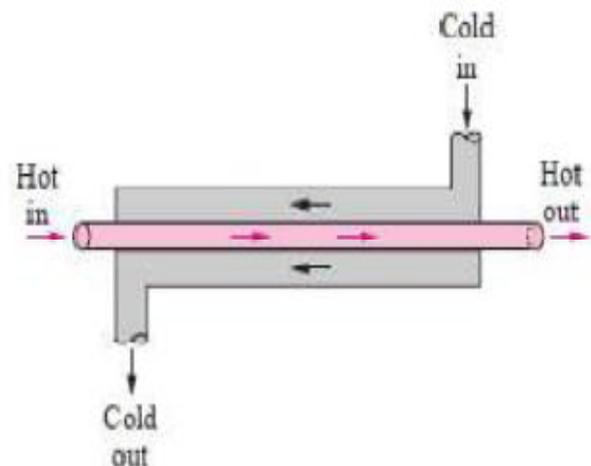
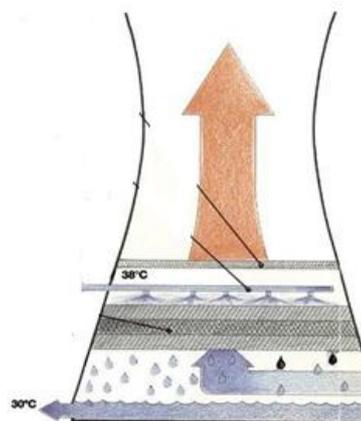


Figure I-2 : Echangeur à tube à contre courant

Figure I-3 : Echangeur à contact direct (Tour de refroidissement).



- **Echangeurs compacts** : ces échangeurs sont habituellement à courants croisés, les mouvements des deux fluides sont perpendiculaires l'un à l'autre. On le rencontre dans les radiateurs de voitures (Figure I-4).

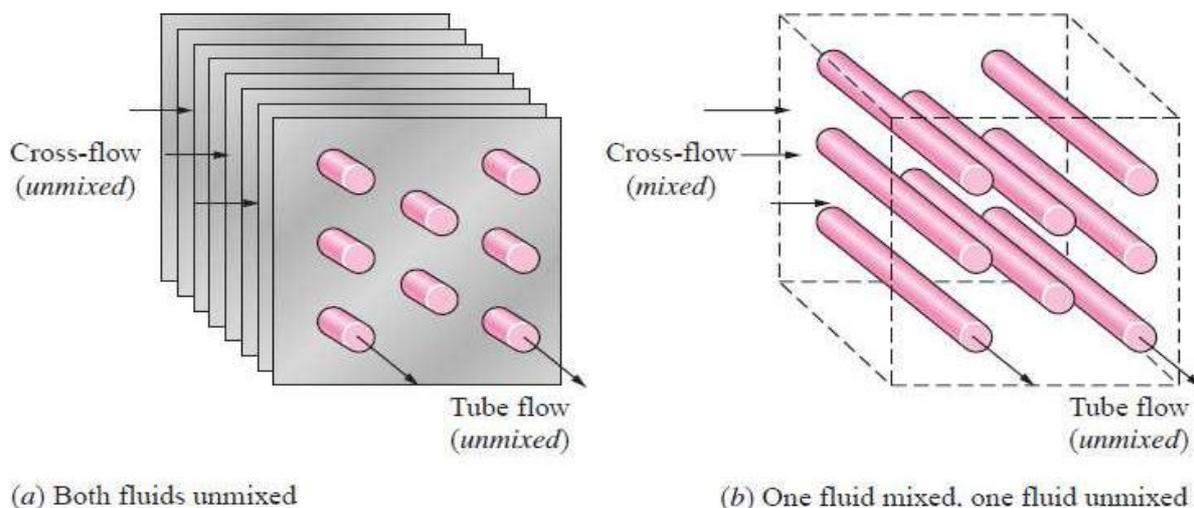


Figure I-4 : Echangeur compact à courant croisé

- **Echangeurs à faisceau tubulaire** : l'échangeur est constitué d'un faisceau de tubes, se trouvant à l'intérieur d'une carcasse (l'échangeur est aussi appelé tubes et calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre dans la carcasse, autour des tubes. A l'intérieur de la carcasse sont rajoutés des chicanes afin d'influencer l'écoulement du fluide dans la carcasse. Cela permet d'améliorer le transfert de chaleur et de maintenir un espacement uniforme entre les tubes (Figure I-5).

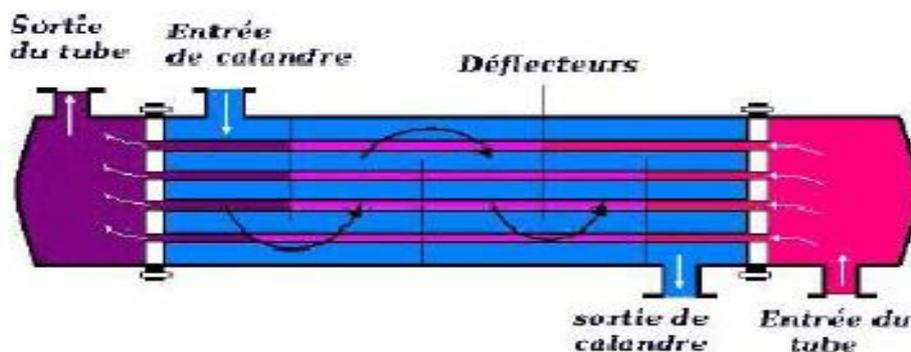


Figure I-5 : Echangeur à faisceau tubulaire

- **échangeurs à plaques** : ceux sont des échangeurs composés d'un nombre variant de plaques disposées les unes à côté des autres et séparées par un espace. Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité (Figure I-6).

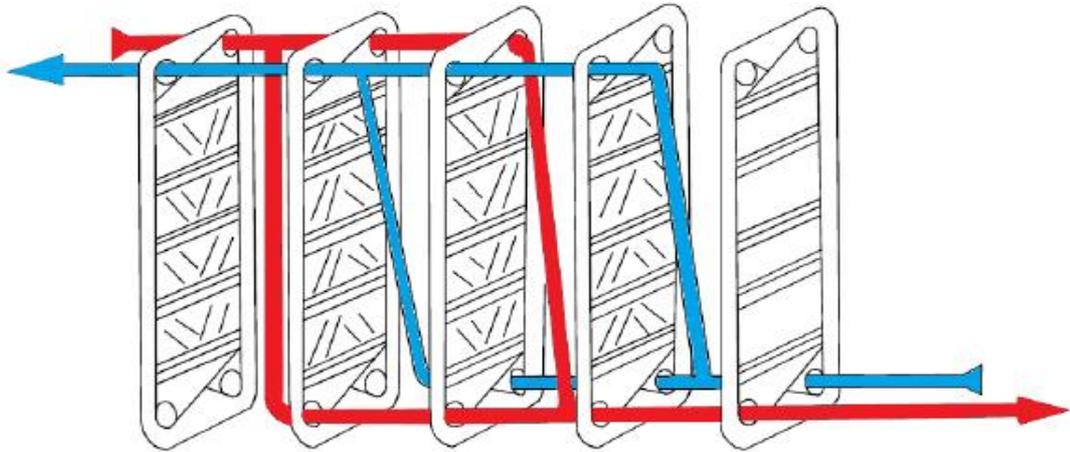


Figure I-6 : Echangeur à plaques

Il existe encore bien d'autres types d'échangeurs thermiques, certains comportent des caractéristiques communes à ceux décrits précédemment, tels que les échangeurs à serpentins, les échangeurs à double enveloppe, les échangeurs à spirales, les échangeurs à surface raclée, les échangeurs en graphite (échangeurs à bloc), les aéroréfrigérants ou tours de refroidissement, les échangeurs à ailettes, les régénérateurs, ...

Nous limiterons notre étude aux échangeurs compacts à ailettes (eau/air) et aux échangeurs air /sol (puits Canadian).

4. Echangeurs eau/air :

4.1. Echangeur compact :

Les échangeurs de chaleur compacts sont principalement utilisés dans les applications où le fluide secondaire est un gaz (systèmes gaz/gaz ou liquide/gaz) et pour de faibles coefficients d'échange convectif h . Ils permettent une grande surface d'échange dans un volume très réduit. Ces échangeurs ont généralement une superficie de 650 m^2 pour un mètre cube de volume [5].

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les systèmes de rafraîchissements d'air

Les échangeurs compacts sont classifiés essentiellement en quatre configurations typiques, ces différentes configurations sont illustrées dans la figure I-7.

Dans la figure I-7-a on montre un échangeur de tubes à ailettes avec des tubes plats, la figure I-7-b illustre une rangé de tubes à ailettes circulaires, les figures I-7-d et I-7-c montrent la manière de réaliser des superficies très élevées des deux cotés de l'échangeur. Ces deux dernières configurations sont applicables aux processus où le transfert thermique à lieu entre gaz et gaz.

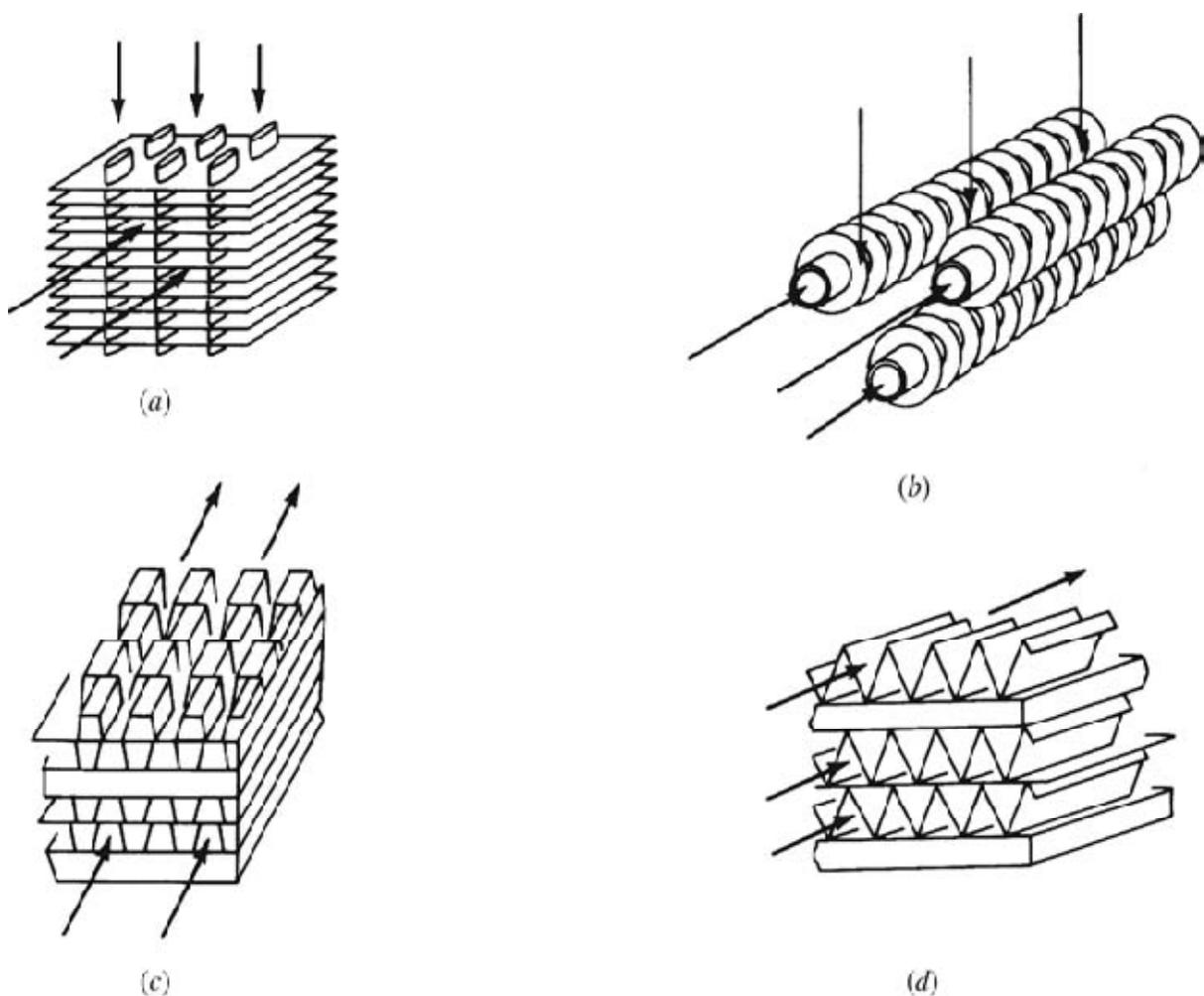


Figure I-7 : configurations des échangeurs de chaleur compacts

4.2. Les ailettes :

Dans les échangeurs compacts, le problème est d'obtenir des grandes surfaces d'échange sous le volume le plus réduit possible. La surface de transmission de chaleur ne peut plus être uniquement composée de tubes lisses. On augmente cette surface au moyen d'ailettes.

L'ailette est un appendice en métal que l'on dispose sur un dispositif que l'on désire refroidir efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange. Les ailettes sont placées du côté de l'échangeur présentant le plus faible coefficient convection, car c'est toujours le côté « mauvais convecteur » qui commande la valeur du coefficient global d'échange. On peut observer ces ailettes sur les radiateurs ou sur les microprocesseurs (sur certains on met une plaque recouverte d'ailettes, ce qui augmente donc la surface, mais en plus on place un petit ventilateur, ce qui augmente le facteur d'échange)...

Il y a un très grand nombre de variétés d'ailettes [6] :

1. Les ailettes longitudinales minces
 - a. à section constante
 - b. à section variable
 - c. à bouts « ramifiés »

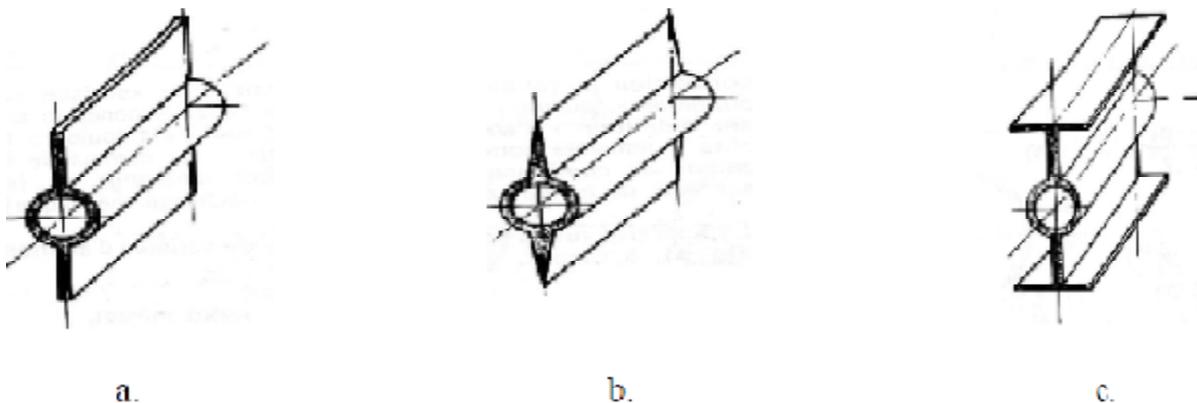
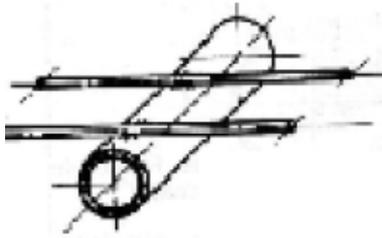
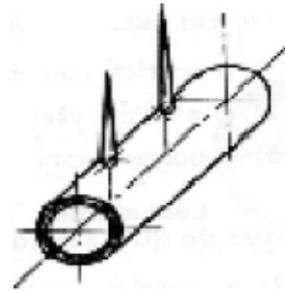


Figure I-8 : Les ailettes longitudinales minces

2. Les ailettes linaires (sous forme de barre de déverses de section)
 - a. à section constante (carrée, circulaire, hexagonal)
 - b. à section variable (aiguille conique)



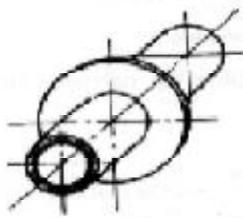
a.



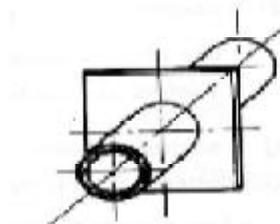
b.

Figure I-9 : Les ailettes linaires

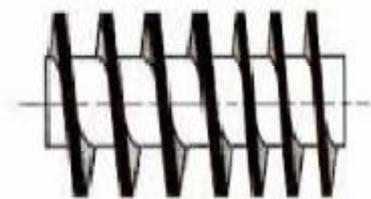
3. Les ailettes transversales
 - A. à section constante (ailettes carrées, circulaires)
 - B. à section variable
 - C. ailettes hélicoïdales



a.



b.



c.

Figure I-10 : Les ailettes transversales

4. Les ailettes continues
 - A. lisse
 - B. ondulées
 - C. ajourées, découpées

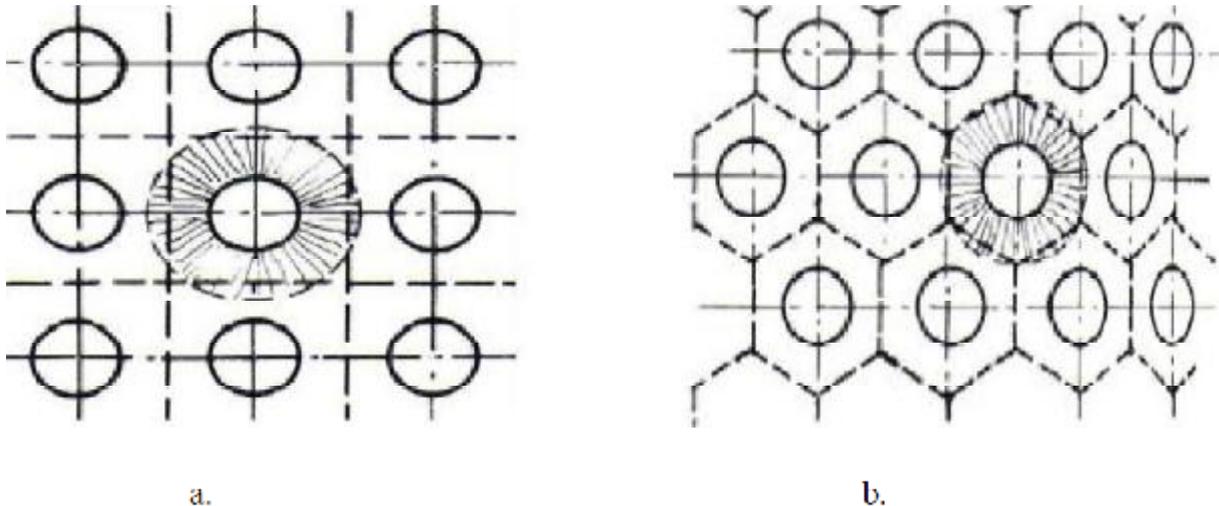


Figure I-11 : Division des ailettes continues en ailettes transversales circulaires.

- a) Tubes alignés (carré considéré comme circulaire).
- b) Tubes quinconces (hexagone considéré comme circulaire).

5. Les ailettes intégrales
6. Les ailettes internes.

Les ailettes continues lisses ou ondulée sont les plus utilisées dans la fabrication des échangeurs de chaleur compacts.

5. Puits Canadien :

Il s'agit d'un système dit géothermique qui utilise l'énergie présente dans le sol à proximité de sa surface pour chauffer ou refroidir l'air neuf de ventilation des bâtiments en s'appuyant sur le constat suivant que la température du sol à 1 ou 2 mètres de profondeur, elle est plus élevée que la température ambiante en hiver, et plus basse en été. D'où l'idée d'enterrer un tuyau autour de la maison, avec une prise d'air à l'extérieur, et une arrivée d'air à l'intérieur, qu'on peut connecter à un système d'aération automatique. Le principe d'un puits canadien est le suivant : En hiver, l'air de ventilation transite par une conduite enterrée. Où il se réchauffe et permet une économie de chauffage (on parle de « puits canadien »).

En été, le même dispositif permet de rafraîchir l'air hygiénique (on parle de « puits provençal »).

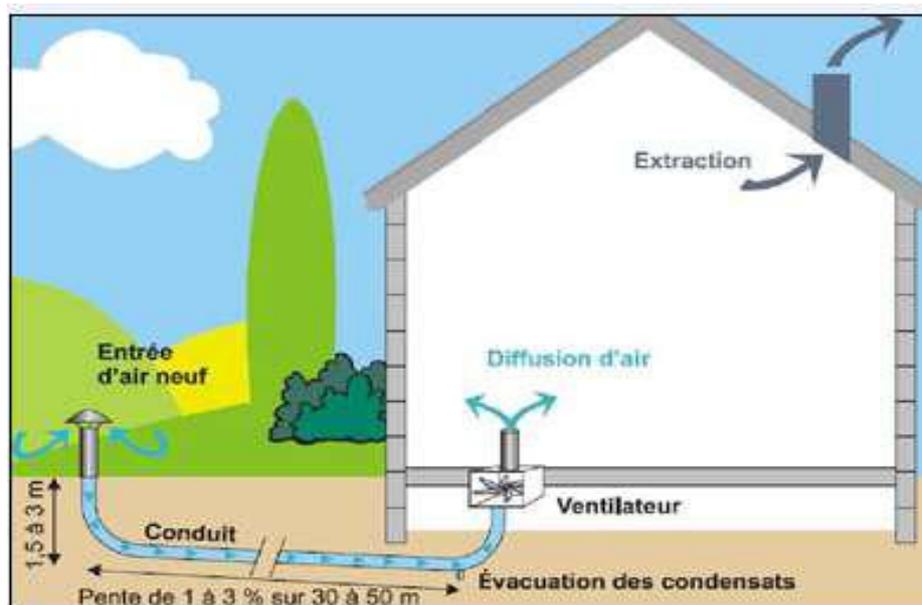


Figure I-12 : puits Canadien

5.1. Avantages et inconvénients du puits canadien :

Ø Avantage :

- Apport d'air neuf filtré
- Apport gratuit de chaleur et de rafraîchissement sans fluide frigorigène
- Coût d'utilisation réduit
- Possibilité de raccorder le puits à un caisson de ventilation mécanique contrôlée (VMC) double flux

Ø Inconvénients :

- Efficacité des grilles anti-rongeurs imparfaites
- Difficultés pour nettoyer correctement le ou les conduits
- Nettoyage régulier des filtres nécessaire
- Risque sanitaire, si la pente n'est pas suffisante pour évacuer les condensats.
- Risque pour la santé s'ils sont mal entretenus (développement des organismes pathogènes « Légionellose ») dû à la mauvaise évacuation de condensat.

6. Systèmes de rafraîchissement d'air :

La climatisation est une technique qui consiste à modifier, contrôler et réguler les conditions climatiques (température, humidité, niveau de poussières) d'un local pour des raisons de confort ou des raisons techniques (laboratoire médical, salle informatique, bloc opératoire...). Pour assurer ces conditions, plusieurs techniques et systèmes sont employés.

Malgré l'utilisation des techniques et des technologies très avancées dans la construction des systèmes de climatisation, ces derniers restent des dispositifs frigorigènes très énergivores qui utilisent des gaz à effet de serre, dont une partie s'échappe inévitablement dans l'atmosphère lors des fuites ou mauvaise gestion de la fin de vie du matériel.

L'obligation de minimiser la consommation de l'énergie et rendre ces systèmes plus respectueux à la fois à l'environnement et à la santé humaine, a conduit à développer un système de climatisation passif, basé sur le principe de fonctionnement d'un échangeur air/sol (puits Canadien) en le couplant avec un système de climatisation par intermédiaire d'un échangeur eau/air.

Il y a une très grande variété de systèmes de rafraîchissements d'air sur le marché, parmi eux on citera quelques un.

6.1. La ventilation mécanique contrôlée (VMC)

Une VMC se compose de plusieurs éléments :

- Ø un moteur électrique, installé dans un caisson (souvent placé dans les combles), qui active un ventilateur. Il extrait l'air vicié, ce qui crée une dépression et force l'air extérieur à entrer par les entrées d'air dans les menuiseries des pièces principales.
- Ø des gaines reliées à toutes les pièces de service sont branchées sur le caisson.
- Ø des bouches d'extraction, dont les débits sont réglés en fonction des besoins.

La VMC simple flux est le système de ventilation le plus couramment utilisé dans les logements. Elle peut être auto-réglable ou hygroréglable.

- **La VMC simple flux**
 - **auto-réglable :**

Le débit d'air est le même quelles que soient les conditions extérieures (vent, pluie) et intérieures (nombre d'occupants, taux d'humidité).

- hygroréglable

Elle suit le même principe que la VMC simple flux auto-réglable, mais elle est équipée de bouches hygroréglables qui s'adaptent au taux d'humidité : quand la pièce est occupée, l'activité humaine produit une augmentation de l'hygrométrie de l'air qui déclenche une augmentation de la ventilation. S'il n'y a personne, la ventilation est réduite.



Figure I-13 : VMC simple flux

• La VMC double flux :

Les différences distinguant la ventilation double flux de la ventilation simple flux sont notables :

- Ø Elle ne compte plus un seul mais deux réseaux de conduits.
- Ø Il n'y a pas d'entrées d'air extérieures dans les pièces principales, mais des bouches d'insufflation.
- Ø L'air entrant est préchauffé par l'air sortant (sans se mélanger) en passant par un échangeur.

Pour le confort d'été, une VMC double flux peut aussi être équipée d'un « by-pass » : l'air prélevé à l'extérieur ne croise plus l'air sortant grâce à une dérivation et n'est donc plus réchauffé.

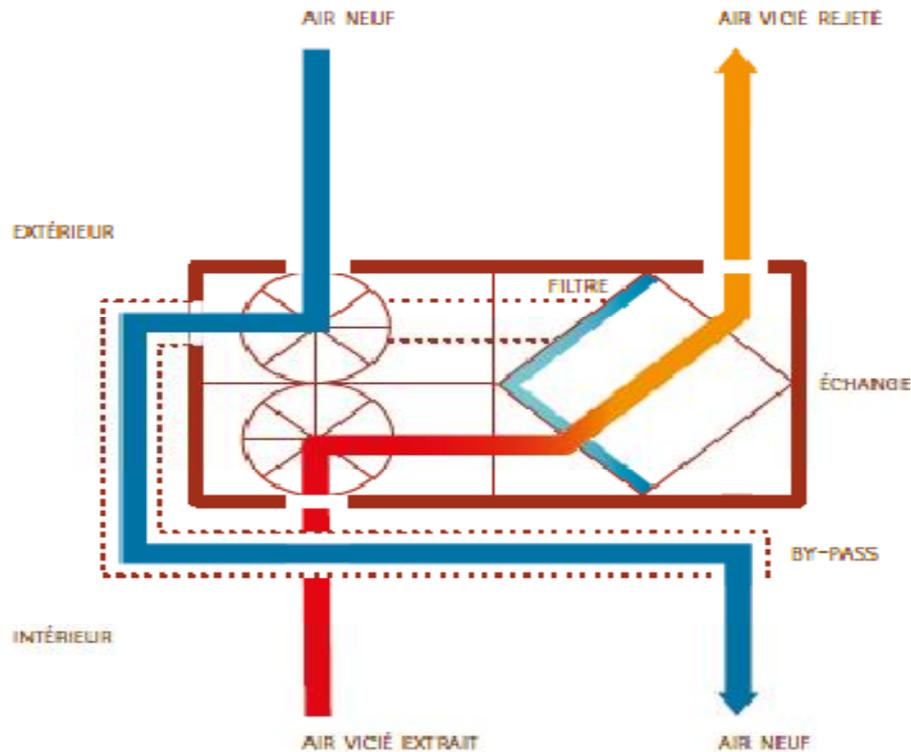


Figure I-14 : Fonctionnement d'un caisson VMC double flux équipé d'un by-pass en position été

6.2. Les systèmes centralisés :

La climatisation est réalisée par introduction d'air chaud ou froid (suivants les saisons) dans les locaux. Cet air est préparé dans une centrale de climatisation (centrale de traitement d'air CTA) où l'on traite un mélange d'air en provenance de l'extérieur (air neuf pour assurer un renouvellement d'air) et des locaux eux même : il serait en effet « antiéconomique » de traiter dans la centrale de l'air provenant uniquement de l'extérieur.

On peut classer les systèmes de climatisations centralisés selon le fluide caloporteur ou frigoriporteur :

- Les systèmes tout air (avec réseau de gaines chaud ou froid).
- Les systèmes tout eau (ventilo-convecteurs).
- Les systèmes mixtes (réseau d'air et réseau d'eau : éjecto-convecteur).

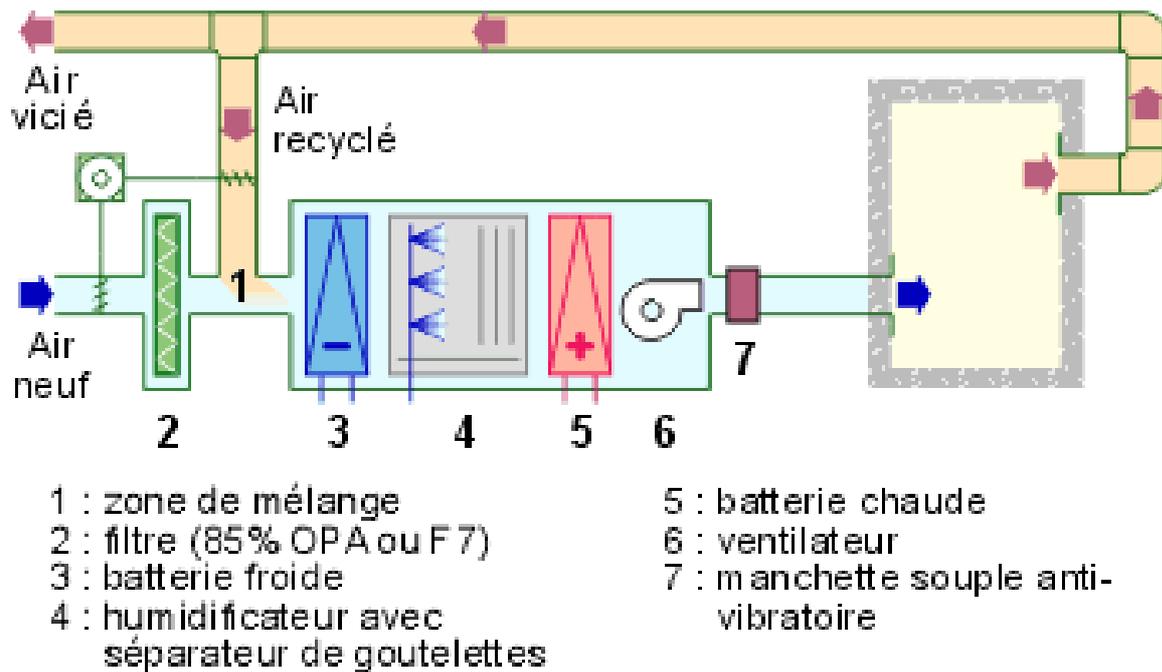


Figure I-14 : centrale de traitement d'air (CTA)

Chapitre II

Calcul thermique de l'échangeur compact eau/air

1. Introduction :

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Les techniques du bâtiment, l'industrie du chauffage et du froid nécessitent pour la grande majorité de leurs applications des échangeurs thermiques avec une grande efficacité thermique. Cette diversité des applications a entraîné à développer des échangeurs avec une grande surface d'échange sous un volume très réduit (échangeur compact à ailettes) qui est la solution pour la majorité des problèmes de chauffage et climatisation du bâtiment et de l'industrie.

La conception et le dimensionnement de l'échangeur de chaleur sont déterminés par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul nécessite l'utilisation des corrélations pour les calculs thermiques. Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principaux modèles utilisés pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur. Une méthode globale (NUT) a été exploitée pour déterminer les températures de sortie des deux fluides à partir des conditions d'entrées tel que : les débits et les températures d'entrées des deux fluides.

2. Méthode de calcul

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que les variables d'entrées et de sorties. La caractérisation d'un échangeur passe par un calcul thermique qui peut être évalué par deux méthodes :

- la méthode de la différence moyenne logarithmique des températures entre l'entrée et la sortie de l'échangeur notée DTLM
- la méthode des NUT (Nombres d'unité de transfert). Le NUT est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur.

Les deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats, cependant la méthode DTLM demande la connaissance des températures de sortie et d'entrée et dans certains cas, la méthode du DTLM requiert un calcul itératif. La méthode des NUT permet par contre le plus

souvent un calcul direct par connaissance des conditions à l'entrée (les températures, les débits, surface).

Ce calcul est basé sur :

L'appui sur certaines hypothèses qui sont :

- régime de fonctionnement est supposé permanent.
- La section de passage est constante (conservation de débit)
- Les propriétés des fluides sont en fonction de la température
- les deux fluides sont monophasique (ils ne changent pas de phase)

La connaissance des variables d'entrées :

- Les températures d'entrée des deux fluides (eau et air).
- Les débits des deux fluides.
- La géométrie de l'échangeur

Ce calcul nous permet de déterminer les variables de sortie qui sont :

- Coefficient d'échange global K.
- Les deux coefficients d'échanges intérieur et extérieur h_i ; h_e
- Les températures de sorties des fluides

3. Calcul thermique :

3.1. L'efficacité et le nombre d'unité de transfert NUT :

On appelle nombre d'unité de transfert, noté NUT le rapport adimensionnelle :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{\min}} \quad (\text{II-1})$$

Où

K : coefficient global de transfert thermique

S : surface d'échange

$C_{\min} = \text{Min} (m_c C_{p_c}, m_f C_{p_f})$

m_c et m_f : débits des fluides chaud et froid respectivement

C_{p_c} et C_{p_f} : La chaleur spécifique des fluides chaud et froid

Le principe de cette méthode est s'appuie sur la notion de l'efficacité de l'échangeur et de flux de chaleur maximum.

Ø Flux de chaleur maximum :

Un des deux fluides peut subir, le cas échéant un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre. L'expression du flux de chaleur transféré, dans un échangeur de chaleur, peut être déterminée en égalisant le flux de chaleur cédé par le fluide chaud au flux de chaleur reçu par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur soit :

$$\phi = -\dot{m}_c C p_c (T_{c_s} - T_{c_e}) \quad (II-2)$$

$$\phi = \dot{m}_f C p_f (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (II-3)$$

Donc le flux de chaleur maximum est égale à :

$$\begin{aligned} \phi_{max} &= \dot{m}_c C p_c (T_{c_e} - T_{f_e}) & \text{si} & \quad \dot{m}_c C p_c < \dot{m}_f C p_f \\ \phi_{max} &= \dot{m}_f C p_f (T_{c_e} - T_{f_e}) & \text{si} & \quad \dot{m}_c C p_c > \dot{m}_f C p_f \end{aligned}$$

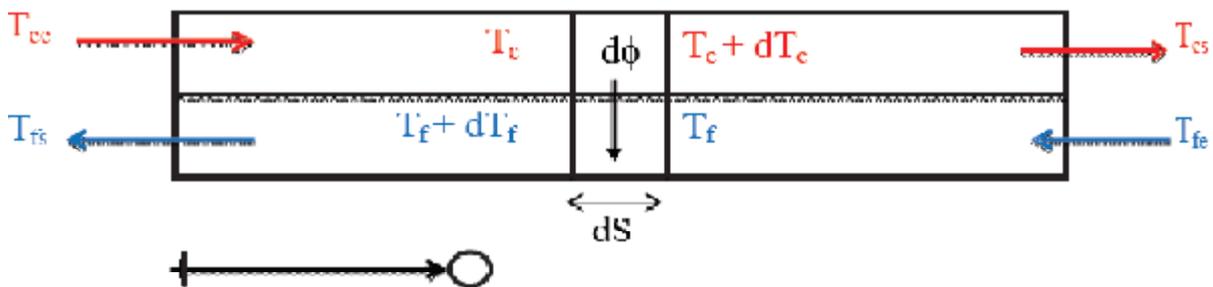


Figure II.1 : Schéma d'un échangeur contre-courants.

Ø Efficacités de l'échangeur de chaleur :

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,..) dans l'échangeur.

$$E = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \quad (II-4)$$

Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau suivant :

| | |
|---|--|
| Courants parallèles et de même sens | $E = \frac{1 - \exp [-NUT(1 + R)]}{1 + R}$ |
| Courants parallèles et de sens contraires | $E = \frac{1 - \exp [-NUT(1 - R)]}{1 - R \cdot \exp [-NUT(1 - R)]}$ |
| Courants croisés : fluides non brassé (valeur approchée) | $E = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{R \cdot \eta} [\exp [-NUT(\eta \cdot R)] - 1] \right\}$ avec $\eta = NUT^{-0,22}$ |
| Courants croisés : fluides brassé | $E = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp [-NUT]} + \frac{NUT \cdot R}{1 - \exp [-NUT \cdot R]} - 1 \right\}^{-1}$ |
| Courants croisés : fluide C _{min} non brassé | $E = \frac{1}{R} \{1 - \exp [-R[1 - \exp (-NUT)]]\}$ |
| Courants croisés : fluide C _{max} non brassé | $E = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{R} [1 - \exp [-NUT \cdot R]] \right\}$ |
| Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes cotés tubes | $E = 2 \left\{ 1 + R + \frac{1 + \exp [-NUT(1 + R^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp [-NUT(1 + R^2)^{\frac{1}{2}}]} (1 + R^2)^{\frac{1}{2}} \right\}$ |

Tableau II-1 : Efficacité de quelques échangeurs [5]

Remarque : le brassage d'un fluide (fluide brassé) a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de son passage.

Où

R : représente le facteur de déséquilibre

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{II-5}$$

On peut également utiliser des abaques qui donnent directement l'efficacité en fonction de NUT :

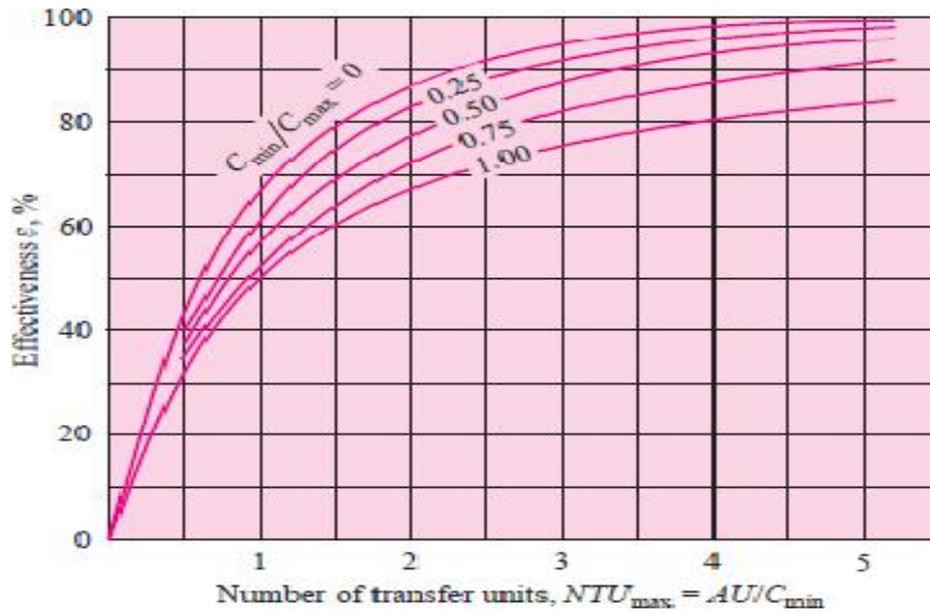


Figure II-2 : Efficacité de l'échangeur contre-courant [5]

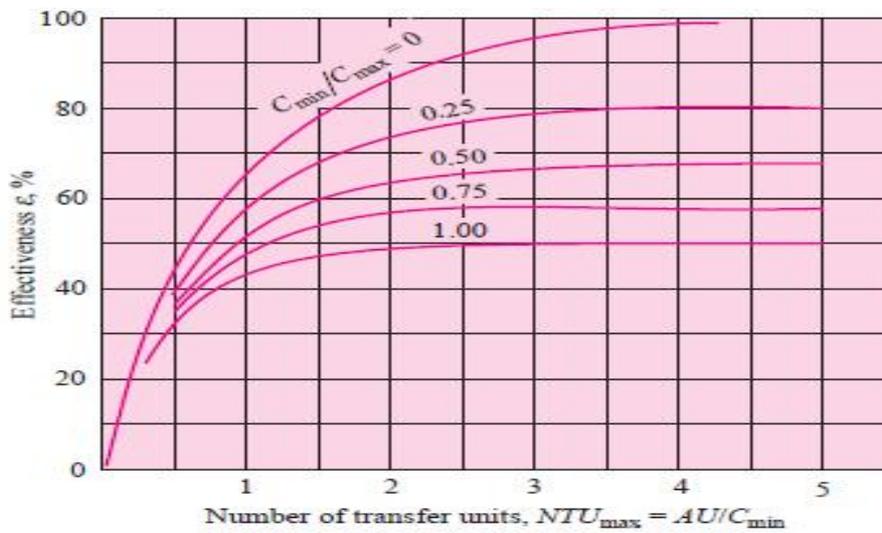


Figure II-3 : Efficacité de l'échangeur Co-courant [5]

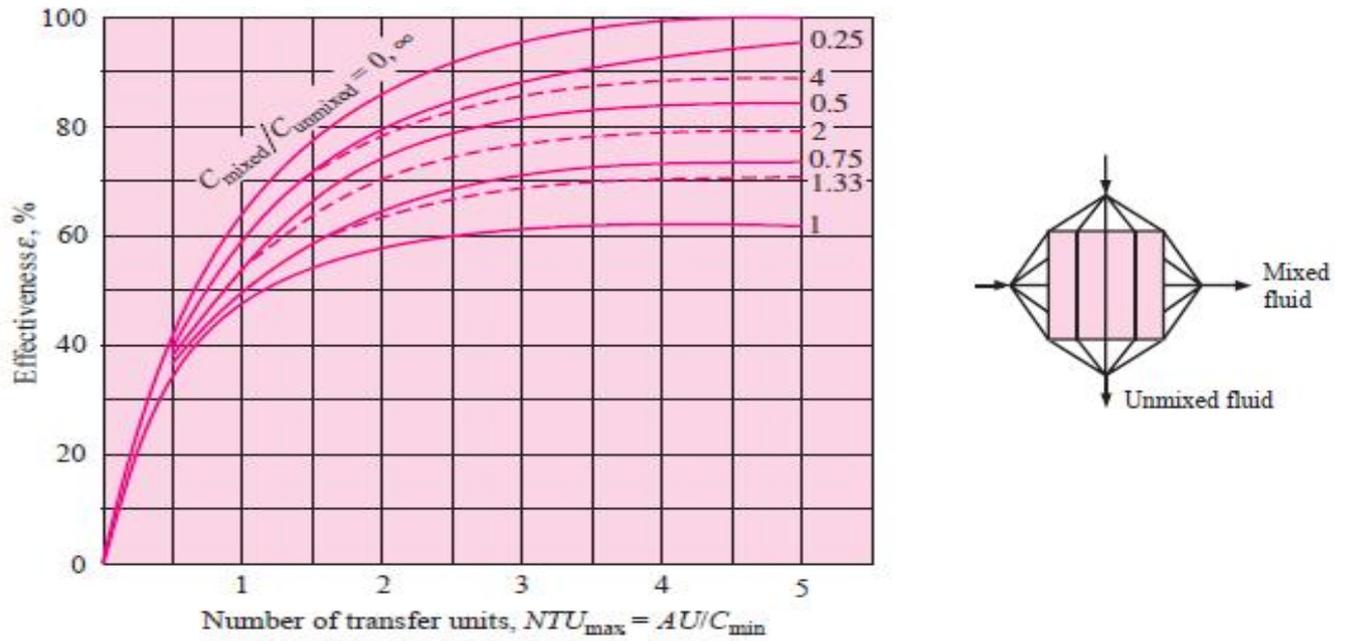


Figure II-4 : Efficacité de l'échangeur à courant croisé avec un fluide brassé [5]

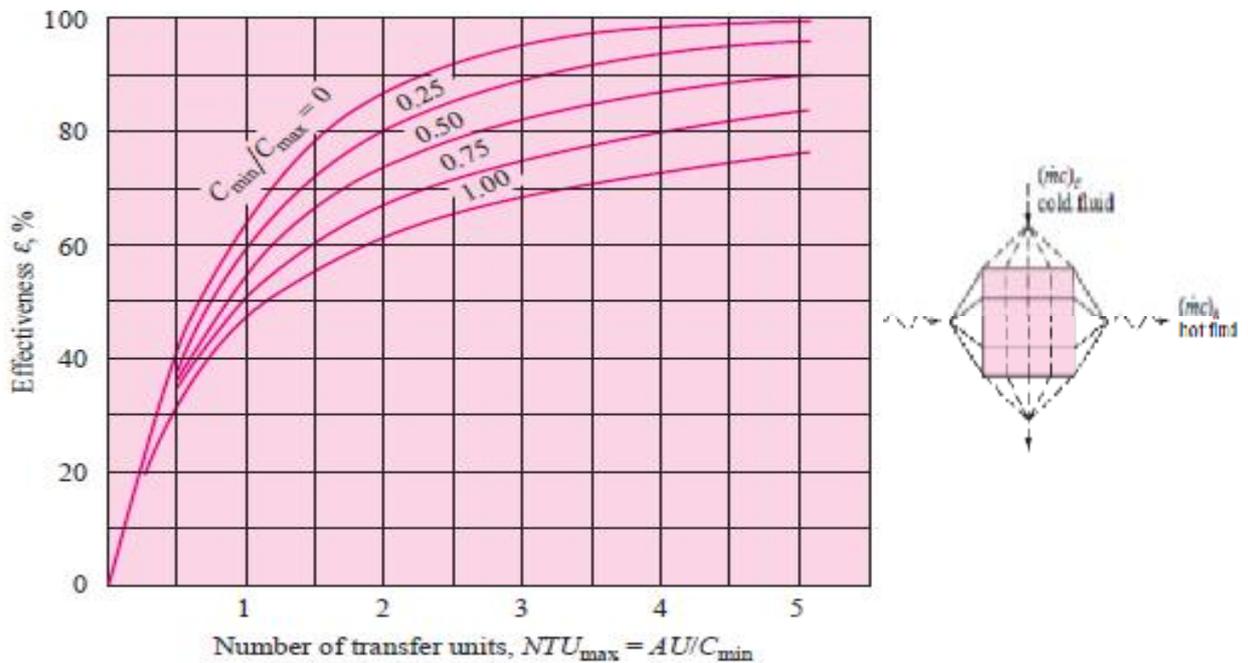


Figure II-5: Efficacité de l'échangeur à courant croisé avec un fluide non brassé [5]

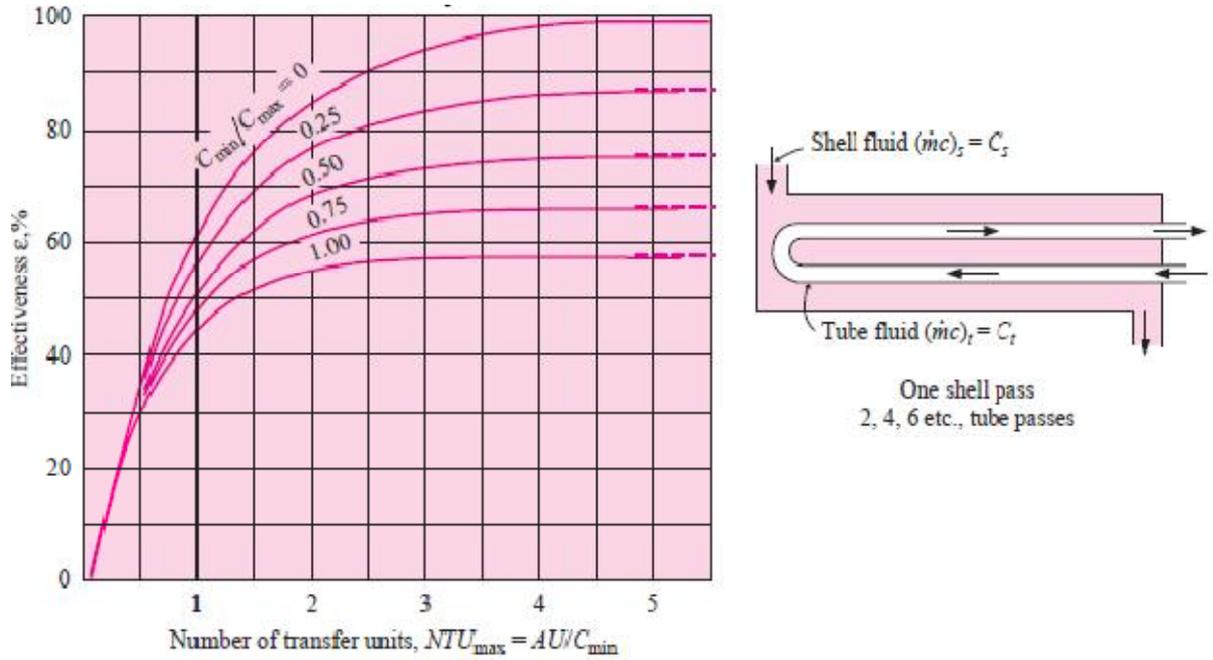


Figure II-6 : Efficacité de l'échangeur 1-2 à Co-courant [5]

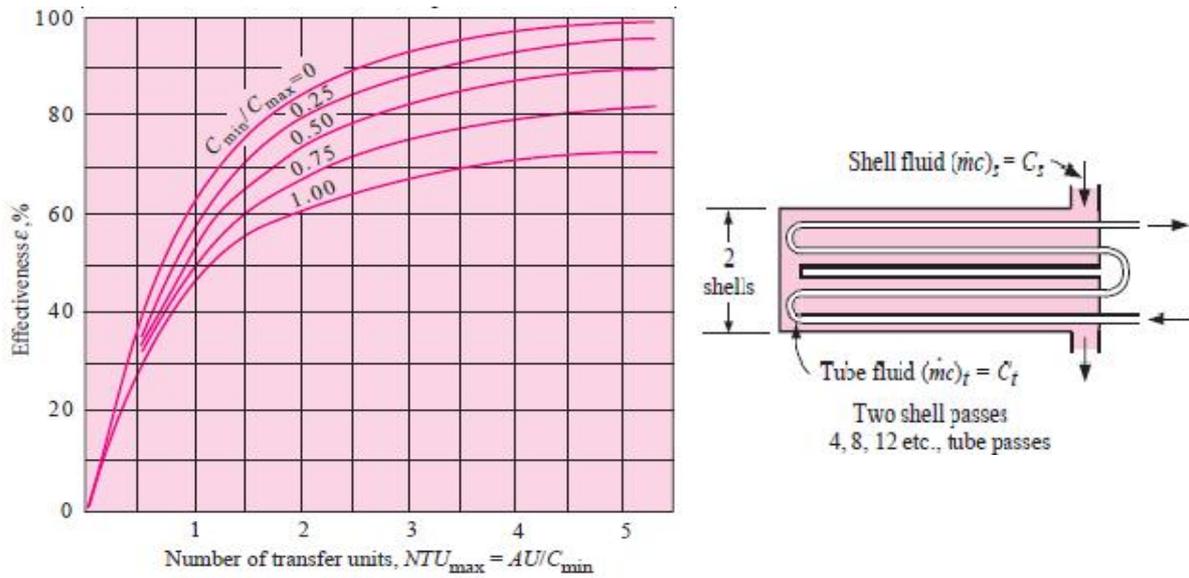


Figure II-7 : Efficacité de l'échangeur 1-2 à contre-courant [5]

3.2. Calcul des coefficients d'échanges de chaleur :

3.2.1. Coefficient d'échange de chaleur global K [7] :

Le coefficient global d'échange thermique est l'inverse de la résistance globale qui, elle, est une combinaison des résistances partielles des différents domaines traversés par l'énergie transférée. Dans un échangeur à double-tube, le flux de chaleur traverse un premier fluide chaud, une paroi solide, ensuite inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien des micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera R_c , puis un deuxième fluide froid, chaque domaine ayant sa propre résistance selon le mode de transfert y régnant (convection, conduction ou rayonnement).

Pratiquement, on doit distinguer la résistance d'encrassement R_{cc} côté fluide chaud et la résistance d'encrassement R_{cf} côté fluide froid, la résistance totale étant pour une paroi plane :

$$R_c = R_{cc} + R_{cf} \quad (\text{II-6})$$

Quelques ordres de grandeurs de résistances d'encrassement sont donnés à titre d'exemple dans le tableau II-2 :

| Fluides et conditions | Résistance d'encrassement ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$) |
|--|--|
| Eau de mer ($T < 50^\circ\text{C}$) | 1×10^{-4} |
| Eau de mer ($T > 50^\circ\text{C}$) | 2×10^{-4} |
| Eau de ville ($T < 50^\circ\text{C}$) | 2×10^{-4} |
| Eau de ville ($T > 50^\circ\text{C}$) | 3.5×10^{-4} |
| Eau d'alimentation traitée pour chaudière | 1×10^{-4} |
| Eau de refroidissement moteur | 1 à 2×10^{-4} |
| Air industriel | 4×10^{-4} |
| Liquides réfrigérants | 2×10^{-4} |
| Fluides hydrauliques | 2×10^{-4} |
| Huiles de lubrification de moteur | 2×10^{-4} |
| Fumées de combustible gazeux (propre) | 2 à 5×10^{-4} |
| Fumées de combustible lourd (fortement encrassant) | 5 à 40×10^{-4} |

Tableau II-2 : Valeurs usuelles de résistances d'encrassement [7]

Il faut noter que dans les cas de faible encrassement et si au mois, l'un des deux fluides est un gaz, on pourra négliger la résistance d'encrassement devant la résistance thermique due à la convection du gaz

Le flux de chaleur échanger s'écrit comme suit :

$$\Phi = K \cdot S_t (T_c - T_f) \quad (\text{II-7})$$

Avec

$$K = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i}\right] + \left[\sum \left(\frac{e_i}{\lambda_i}\right)\right] + \left[\frac{1}{h_e}\right] + R} \quad (\text{II-8})$$

Φ : Le flux de chaleur échangé (W)

K : Coefficient global de transfert thermique ($\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$)

h_i : Coefficient d'échange convectif intérieur ($\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$)

h_e : Coefficient d'échange convectif extérieur ($\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$)

R : La résistance due à l'encrassement.

e_i : L'épaisseur des différents matériaux existants (mm)

λ_i : Conductivité thermique des différents matériaux existants ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)

3.2.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur interne coté eau h_i [8] :

L'expérience montre que le coefficient de convection dépend :

- du diamètre intérieur de la canalisation D_i
- de la vitesse moyenne d'écoulement
- la position « x » par rapport à l'entrée du fluide dans la canalisation
- et des grandeurs caractéristiques du fluide : masse volumique ρ , viscosité μ , conductivité thermique λ , et chaleur massique C_p

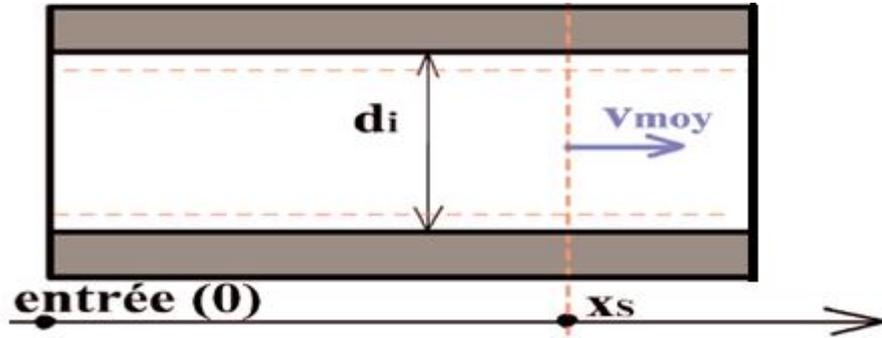


Figure II-8 : écoulement à l'intérieur d'un tube cylindrique

Pour déterminé le coefficient convectif h_i , on introduit quatre nombres sans dimension :

- le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{moy} \cdot D_i}{\mu} \quad (II-9)$$

- le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{\lambda} \quad (II-10)$$

- le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (II-11)$$

- et un rapport : $\frac{X}{D_i}$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques du liquide et le régime d'écoulement du liquide. Le nombre X/D_i est le terme représentatif des effets de bord : il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube.

Une fois le nombre de Nusselt est calculé, le coefficient convectif h_i est déduit à partir de l'équation (II-11) :

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} \quad (II-12)$$

3.2.3. Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe coté air h_e [8] :

Il est calculé d'après la relation :

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{D_h} \quad (II-13)$$

Avec :

h_e : Coefficient d'échange convectif extérieur coté air

Nu : Nombre de Nusselt calculé selon la nature de la géométrie et le régime d'écoulement

Dh : Diamètre hydraulique de l'échangeur coté extérieur

3.2.4. Calcul des températures de sorties de l'air et de l'eau [7] :

Ø Température de sortie de l'air (fluide chaud) :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c \cdot c_{p_c}} \quad (\text{II-14})$$

Ø Température de sortie d'eau (fluide froid) :

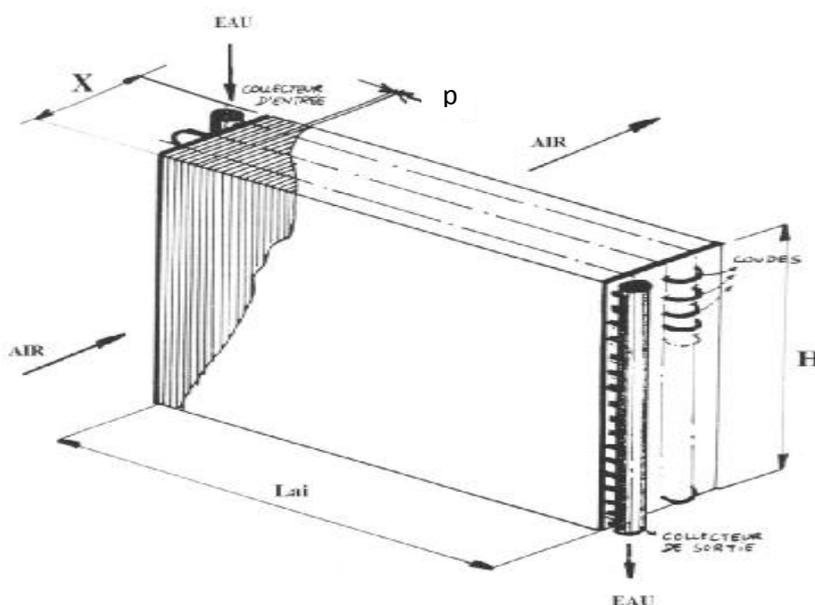
$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f \cdot c_{p_f}} \quad (\text{II-15})$$

4. La modélisation d'un échangeur compact

Nous allons présenter dans cette partie, sous forme d'organigramme, la procédure de calcul des paramètres de sortie du modèle. Pour ce faire, on fait appel à la méthode NUT.

4.1. Modèle de l'échangeur

L'échangeur qu'on va étudier, est un échangeur compact qui est constitué de dix rangées à (18) tube, avec des ailettes continues en aluminium. Les dimensions externes de cet échangeur (longueur L_{ai} , largeur X , hauteur H , pas entre deux ailettes successive p) sont illustrées dans la figure (II-9). [6]



$$L_{ai}=1.00m ; H=0.9m ;$$

$$X=0.5m ; p=3.5mm ;$$

$$\text{Diamètre des tubes}$$

$$D=14/16mm$$

Figure II-9 : Schémas descriptifs de l'échangeur compact [6].

4.2. Configuration d'écoulement étudiée :

La configuration de l'écoulement étudié où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse v_a sur la paroi des tubes qui sont arrangés en lignes (voir figure II-10). A l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec vitesse v_e . Cette configuration permet d'obtenir un Bon échange de chaleur avec un minimum de surface d'échange

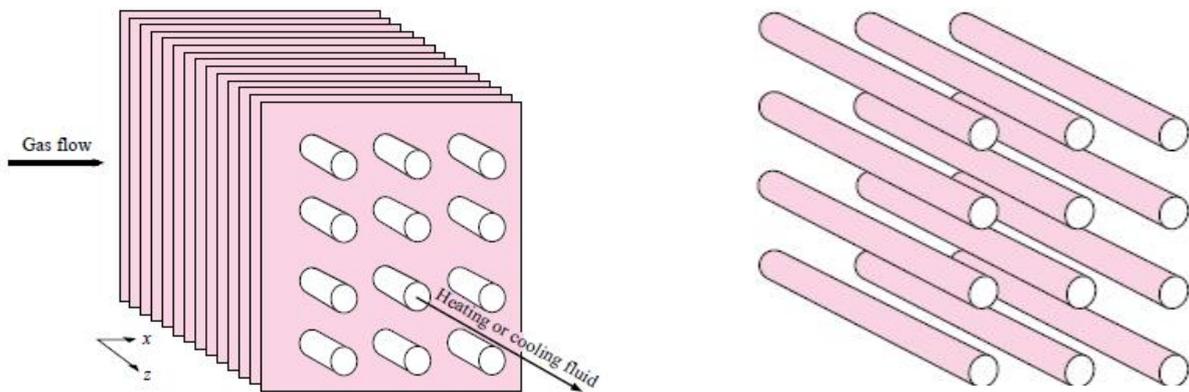
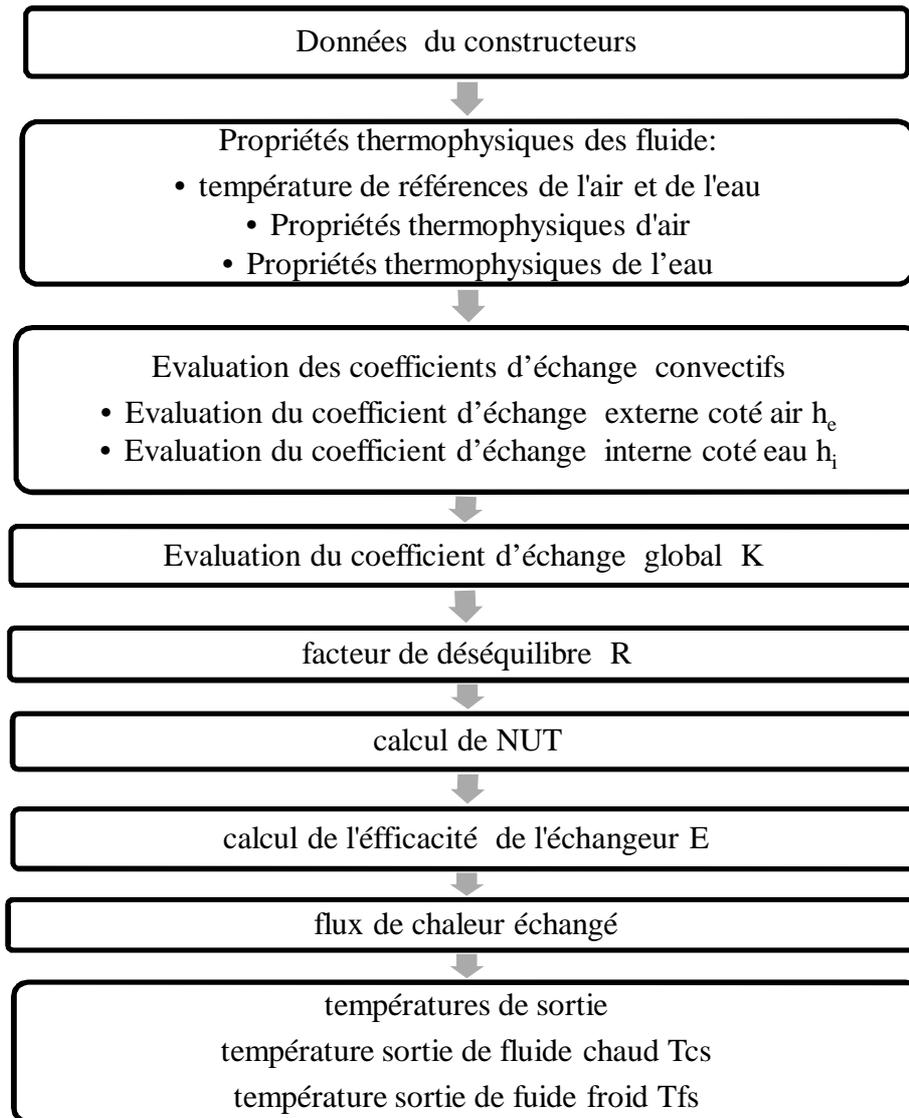


Figure II-10 : Configuration de l'écoulement étudiée

4.3. Algorithme de calcul par la méthode des NUT :

Nous présenterons les différentes démarches à suivre pour déterminer les températures de sortie des fluides (chaud et froid) par la méthode des NUT.



4.4. Caractéristiques de notre échangeur

4.4.1. Données du constructeur :

Il s'agit des différentes caractéristiques de l'échangeur considéré telle que :

- La longueur de l'échangeur L_{ai}
- La largeur de l'échangeur X
- La hauteur de l'échangeur H
- Nombre de tubes Nt

- Nombre de rangs Nr
- Diamètres des tubes D
- Type d'ailette et leur épaisseur e
- Type de matériau des tubes et des ailettes et sons conductivité thermique λ
- Pas entre les ailettes p
- Les dimensions d'une ailette (largeur, hauteur) l, j

4.4.2. Propriétés thermophysiques des fluides :

- La température moyenne :

Pour évaluer les flux thermiques dans un échangeur, on est évidemment appelé à faire intervenir les caractéristiques thermophysiques des fluides ρ (masse volumique en kg.m^{-3}), μ (viscosité dynamique en $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$), λ (conductivité thermique en $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), et C_p (chaleur spécifique en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Bien entendu, la seule manière rigoureuse de traiter un problème d'écoulement avec couplage thermique est de résoudre localement le système d'équations de quantité de mouvement et d'énergie en tenant compte des lois de variations $\rho(T)$, $\mu(T)$,...etc. Cependant, travailler avec une échelle globale, qui tient compte des grandeurs moyennes donne aussi des résultats satisfaisants. Cela revient à adopter, de façon plus au moins conventionnelle, une température de référence à laquelle seront évaluées les caractéristiques thermophysiques des fluides mis en jeu.

Le choix de cette référence a un impact d'autant significatif que les fluides sont davantage thermodépendants, ou que les gradients de températures (c'est-à-dire les flux thermiques) sont plus élevés. La question est malheureusement parfois un peu embrouillée, il est important de dégager des options logiques. Habituellement les schémas opératoires retenus, consistent à considérer comme référence :

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (\text{II-16})$$

- La température film : $T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} = \frac{T_p + T_m}{2} \quad (\text{II-17})$

Où :

T_m : température moyenne

T_e : température d'entrée

T_s : température de sortie

T_∞ : Température loin de la paroi

T_p : température de la paroi

- **propriétés thermophysiques de l'eau [8] :**

Ces propriétés sont évoluées à une température de référence moyenne de l'eau (T_{m_e})

$$\mu_e = (0.002 T_{m_e}^2 - 0.3389 T_{m_e} + 17.199)10^{-4} \quad (\text{II-18})$$

$$\lambda_e = -10^{-5} T_{m_e}^2 + 0.0022 T_{m_e} + 0.5589 \quad (\text{II-19})$$

$$\rho_e = -0.0034 T_{m_e}^2 - 0.093 T_{m_e} + 1001.4 \quad (\text{II-20})$$

- **propriétés thermophysiques de l'air [8] :**

Ces propriétés sont évoluées à une température film (T_{fa}) de l'air

$$\mu_a = (0.0046 T_{fa} + 1.8343)10^{-5} \quad (\text{II-21})$$

$$Cp_a = 0.0004 T_{fa}^2 + 0.0274 T_{fa} + 1004 \quad (\text{II-22})$$

$$\lambda_a = -3.10^{-8} T_{fa}^2 + 7.10^{-5} T_{fa} + 0.024 \quad (\text{II-23})$$

$$\rho_a = 10^{-5} T_{fa}^2 - 0.0045 T_{fa} + 1.2912 \quad (\text{II-24})$$

4.4.3. Evaluation des coefficients d'échange :

4.4.3.1. Evaluation du coefficient d'échange convectif interne (hi) du coté eau :

On a vue précédemment que le coefficient d'échange convectif hi est en fonction de nombre de Nusselt (équation II-12), ce nombre adimensionnel est calculé à partir des corrélations spécifiques pour chaque régime d'écoulement, défini par le nombre adimensionnel de Reynolds (qui est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité).

Il est donné par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho_e \cdot V_e \cdot Dh}{\mu_e} = \frac{\dot{m} \cdot Dh}{\mu_e \cdot S} \quad (\text{II.25})$$

Où :

Dh : Le diamètre hydraulique

$$Dh = \frac{4S}{P} \quad (\text{II.26})$$

Avec

S : Section de passage du fluide.

P : périmètre mouillé par le fluide.

$$P = \pi DiNt \quad (\text{II.27})$$

Ce qui conduit à :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu_e DiNt} \quad (\text{II.28})$$

Sachant que :

Nt : est le nombre de tube par rang

$$Nt = \frac{H}{j} \quad (\text{II.29})$$

Le coefficient d'échange de chaleur par convection hi à l'intérieur des tubes est évalué par la corrélation de GNIELINSKI, valable pour le régime de transition et pour le régime turbulent et tient compte de la longueur d'établissement de l'écoulement [10].

$$Nus = \left(\frac{\Omega}{8}\right) \frac{(Re-1000)Pr}{1+12.7(\Omega/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left(1 + \left(\frac{Di}{L}\right)^{2/3}\right) \quad (\text{II-30})$$

Pour un écoulement turbulent hydrauliquement lisse, le coefficient de Darcy (coefficient de frottement) est donné par la relation suivante, en fonction du nombre de Reynolds :

$$\Omega = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{II-31})$$

Cette corrélation est valable pour :

- $0.6 < Pr < 2000$
- $2300 < Re < 10^6$
- $0 < Di/L < 1$

Le nombre de Prandtl (le rapport de deux diffusivités « quantités de mouvement et thermique») est donné par la relation ci-contre :

$$Pr = \frac{\mu_e Cp_e}{\lambda_e} = \frac{\nu}{a} \quad (\text{II.32})$$

Donc :

$$hi = \frac{Nus.\lambda_e}{Di} \quad (\text{II.33})$$

Avec :

μ_e : viscosité dynamique d'eau

λ_e : Conductivité thermique d'eau

Cp_e : Chaleur spécifique d'eau

ν : viscosité cinématique d'eau

a : Diffusivité thermique d'eau

4.4.3.2 Evaluation du coefficient d'échange convectif externe (h_e) du côté air [9] :

Les coefficients d'échange côté air ont été calculés par les corrélations donnant le facteur J de Kim (1998) pour les tubes à ailettes. Le facteur J d'un échangeur de nombre de rangs inférieur à 10 est donné par :

$$J = f 0.240 Re^{-0.409} \left(\frac{j}{l}\right)^{0.425} \left(\frac{p}{De}\right)^{-0.035} \quad (\text{II-34})$$

Où :

j : Entraxe des tubes suivant la hauteur.

l : Entraxe des tubes suivant la largeur.

p : Pas entre deux ailettes

De : Diamètre extérieur des tubes

Re : Nombre de Reynolds.

f : Facteur de correction

La corrélation de Kim utilisée donne des résultats valides dans les limites suivantes :

$$\S \quad 500 \leq Re \leq 125000$$

$$\S \quad 0.857 \leq \frac{j}{l} \leq 1.654$$

$$\S \quad 1.996 \leq \frac{j}{De} \leq 2.881$$

$$\S \quad 0.081 \leq \frac{(p-e)}{De} \leq 0.641 \quad (e \text{ représente l'épaisseur de l'ailette})$$

Pour un nombre de rangs inférieur à 10 on peut appliquer le correctif donné par le tableau suivant :

| Nombre de rangs (Nr) | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----|
| Tubes alignés | 0.64 | 0.80 | 0.87 | 0.90 | 0.92 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | 0.99 | 1 |
| Tubes quinconcés | 0.50 | 0.74 | 0.82 | 0.88 | 0.92 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | 0.99 | 1 |

Tableau II.3 : facteur correctif « f » pour des Nr ≤10 [6].

Le coefficient de transfert thermique se déduit par :

$$h_e = J v_{mR} C_{p_a} Pr^{-2/3} \quad (\text{II-36})$$

Où :

v_{mR} : Vitesse massique maximale de l'air.

C_{p_a} : Capacité calorifique de l'air.

Pr : Nombre de Prandtl

J : Facteur de Kim

Nombre de Reynolds est calculé par la relation suivante :

$$Re = \frac{v_{mR} \cdot Dh'}{\mu_a} \quad (\text{II-37})$$

Avec :

- Dh' : section de passage du fluide secondaire (air) donnée par [6] :

$$Dh' = \frac{4 \cdot V_l}{S_{Frot}} \quad (\text{II-38})$$

Où :

V_l : Volume libre laissé à l'écoulement du fluide secondaire [6]

$$V_l = V \left[1 - \frac{\pi \cdot D_e^2}{4 \cdot j \cdot l} - \frac{e}{p} \right] \quad (\text{II-39})$$

S_{Frot} : Surface de frottement « mouillée » par le fluide dans le volume libre V_l et cette surface est équivalente d'échange externe S_e [6] soit :

$$S_{Frot} = S_e = V \left[\frac{\pi \cdot D_e}{j \cdot l} + \frac{2}{p} - \frac{\pi \cdot D_e^2}{2 \cdot p \cdot j \cdot l} \right] \quad (II-40)$$

L'équation (II-41) devienne :

$$Dh' = \frac{4 \left[1 - \frac{\pi D_e^2}{4 j l} - \frac{e}{p} \right]}{\left[\frac{\pi D_e}{j l} + \frac{2}{p} - \frac{\pi D_e^2}{2 p j l} \right]} \quad (II-41)$$

- v_{mR} : vitesse maximal de l'air dans l'échangeur compact est évoluée par l'équation suivante [6] :

$$v_{mR} = \frac{\dot{m}_a}{\left(1 - \frac{e}{p} - \frac{D_e}{j} \right)} \quad (II-42)$$

Où :

V : volume externe de l'échangeur

De : diamètre externe des tubes

j : entre axes des tubes dans le sens de la hauteur

l : entre l'axes des tubes dans le sens de l'écoulement

e : épaisseur des ailettes continues

p : pas des ailettes (axe en axe)

\dot{m}_a : Débit massique de l'air

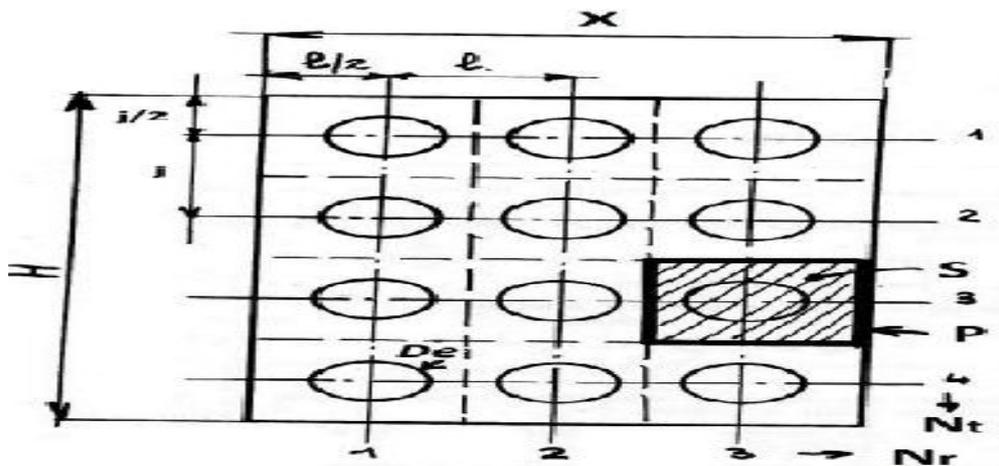


Figure II-11 : Echangeur à tubes ailetés

- Nombre de Prandtl est calculé comme suite :

$$Pr = \frac{\mu_a C p_a}{\lambda_a} \quad (\text{II-43})$$

Avec :

μ_a : viscosité dynamique de l'air

λ_a : Conductivité thermique de l'air

$C p_a$: Chaleur spécifique de l'air

4.4.3.3. Evaluation du coefficient d'échange global K :

Après avoir évalué les différentes valeurs moyennes des coefficients d'échange convectif interne (entre l'eau et la surface d'échange interne des tubes) et externe (entre l'air et la surface d'échange externe), on peut calculer la valeur du coefficient global d'échange K relatif à l'ensemble de l'échangeur (entre l'eau et l'air).

La valeur du coefficient d'échange global K pour un échangeur compact est donnée par la corrélation suivante [6] :

$$K = \frac{1}{\frac{S e \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \right) + \frac{1}{h e \left[1 - \frac{S a}{S e} (1 - \eta_G) \right]}} \quad (\text{II-44})$$

On peut facilement négliger la valeur représentant la paroi du tube $\left(\frac{e_t}{\lambda_t} \right)$ et en tenant compte de l'encrassement, cette dernière devient :

$$K = \frac{1}{\frac{Se}{Si} \left(\frac{1}{hi} \right) + \frac{1}{he \left[1 - \frac{Sa}{Se} (1 - \eta_G) \right]} + Rc} \quad (\text{II-45})$$

Où :

- Se : Surface totale externe d'échange (surface des tubes + surface nettes des ailettes) donnée par l'équation (II-40).
- Si : Surface totale interne d'échange calculée par :

$$S_i = \pi \cdot D_i \cdot L_{ai} \cdot Ntu \quad (\text{II-46})$$

- Sa : Surface totale des ailettes est égale à :

$$S_a = \frac{V}{p} \left[2 - \frac{\pi \cdot De^2}{2 \cdot h \cdot l} \right] \quad (\text{II-47})$$

Avec :

V : volume total de l'échangeur :

$$V = L_{ai} \cdot Ntu \cdot l \cdot j \quad (\text{II-48})$$

Lai : longueur du tube ailette

Ntu : nombre total de tubes de l'échangeur = Nt. Nr

Nt : nombre de tubes dans le sens de la hauteur

Nr : nombre de rangs

j : Entre axes des tubes dans le sens de la hauteur

l : Entre axes des tubes dans le sens de l'écoulement

Rc : résistance d'encrassement donnée par le tableau (II-2)

η_G : Efficacité globale d'ailettes de l'échangeur.

5. Efficacité globale d'ailettes continues constituant un échangeur compact [6] :

L'efficacité globale η_G des ailettes continues d'un échangeur compact est évaluée par la relation suivante :

$$\eta_G = \eta \left(\frac{\psi_0}{C_0} + \frac{\psi_1}{C_1} + \frac{\psi_1}{C_1} \right) \quad (\text{II-49})$$

Où :

- η : efficacité de l'ailette transversale circulaire équivalente à une ailette continue, cette efficacité est donnée par abaque de la figure II-12 :

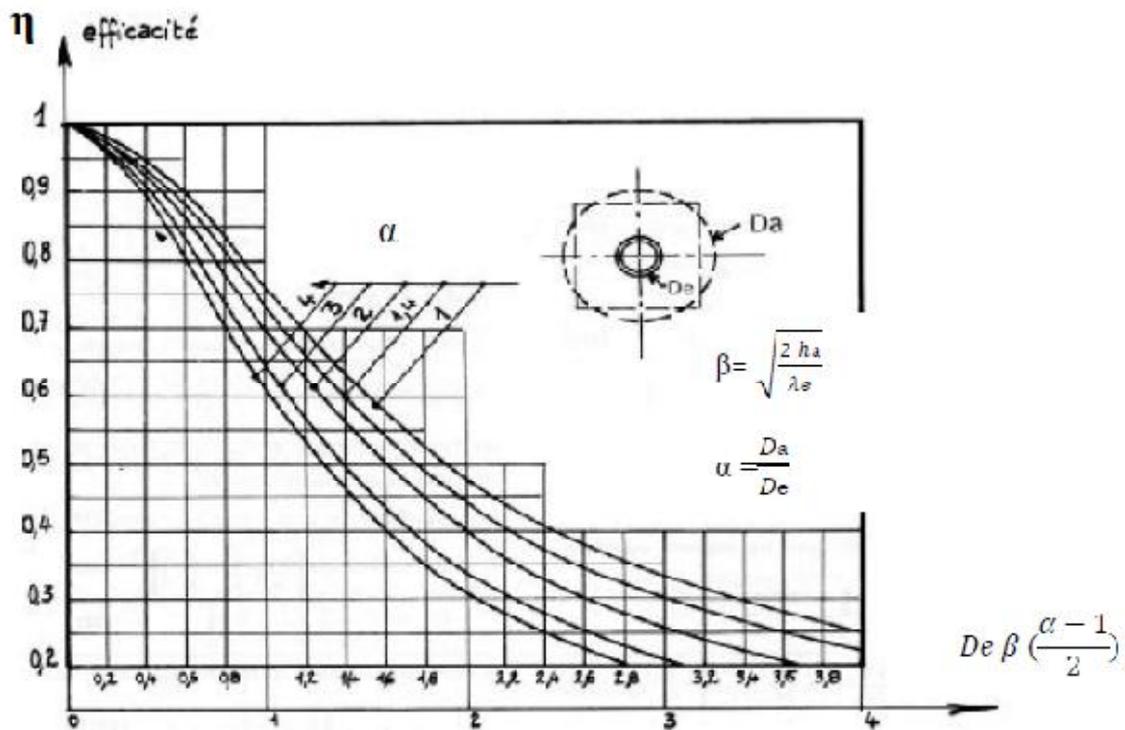


Figure II.12 : Efficacités des ailettes transversale circulaire « équivalent » à une Ailette continue lisse (sans tenir compte de « l'effet de bord ») [6].

Avec :

$$\beta = \sqrt{\frac{2he}{\lambda e}} \quad (\text{Paramètres des ailettes})[1/m].$$

he : coefficient d'échange convectif extérieur du coté air.

$$\alpha = \frac{D_a}{D_e} \quad (\text{Rapport sans dimension})$$

- ψ_0, ψ_1, ψ_2 rapport des ailettes à « condition de contour » variable au nombre d'ailettes équivalente transversales totales donnés par les expressions II-53 ; II- 54 ; II- 55 ou bien par le tableau II-3

- C_0, C_1, C_2 correctifs de calcul en fonction des conditions de contour des ailettes équivalentes transversales données par les expressions II- 56; II-57 ; II-58 ou bien par le tableau II-4

5.1. Effet de bord et conditions de contour :

La valeur trouvée pour l'efficacité η (abaque dans la figure II-12) est particulièrement valable pour les ailettes transversales entourant les tubes dans le centre de l'ailette continue. En effet comme nous pouvons le voir sur la (Figure II-13), les isothermes réelles sont pratiquement identiques sur les ailettes n'ayant aucun « bord ».

Une ailette continue peut se décomposer en trois types d'ailettes transversales :

- Ailettes « centrales » n'ayant aucun bord (type 3).
- Ailettes ayant un bord (type 4 et 2).
- Ailettes ayant deux bords (angles : type 1).

Ces trois types entraînent des déformations plus au moins importantes des isothermes, et des correctifs doivent être inclus dans le calcul de l'efficacité globale η_G ; calculée à partir de l'efficacité η de l'ailette circulaire transversale équivalente.

Le problème des correctifs a été analysé, pour en tirer des expressions simplifiées et applicables pratiquement. Comme nous allons le voir ci-après :

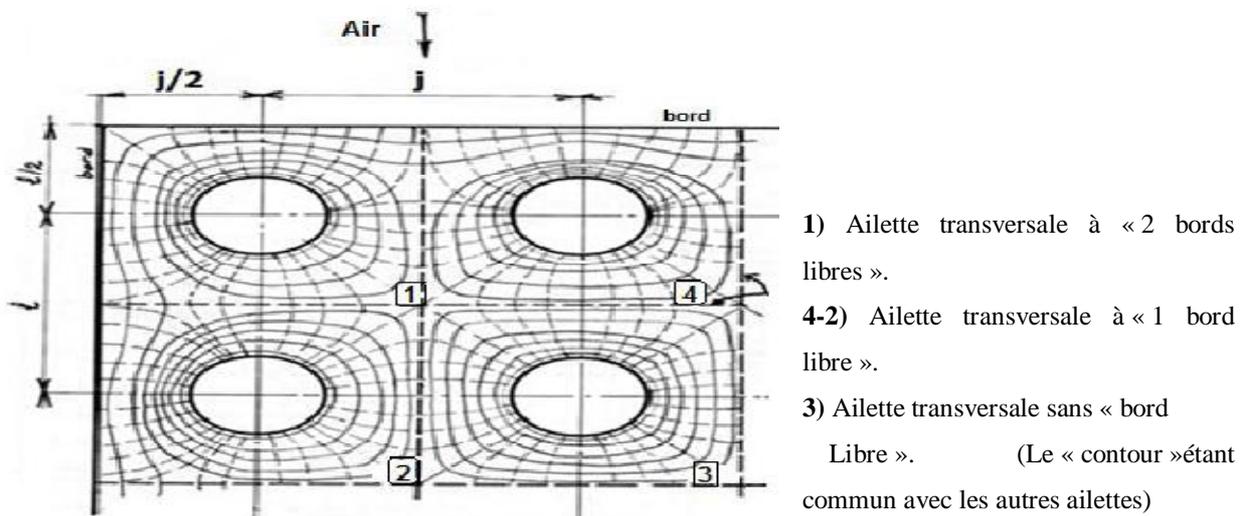


Figure II.13 : répartition réelle des isothermes dans une ailette continue placée sur des tubes alignés.

5.2. Analyse du contour :

- Le nombre d'ailettes totales transversales équivalentes sera égal au nombre de tubes N_{tu} :

$$N_{tu} = N_r \cdot N_t \quad (\text{II-50})$$

- Le nombre d'ailette n'ayant aucun bord (type 3) sera égal à :

$$N_r N_t - 2(N_r + N_t) + 4 \quad (\text{II-51})$$

- Le nombre d'ailette ayant un bord (type 4 et 2) sera égal à :

$$2(N_r + N_t) - 8 \quad (\text{II-52})$$

- Le nombre d'ailette ayant deux bords (type 1) : angles, sera égal à : 4.

Ces valeurs entraînent les rapports suivants :

$$\frac{\text{Nombre d'ailettes "sans bord"}}{\text{Nombre total des ailettes}} = 1 - \frac{2(Nr+Nt)}{NrNt} + \frac{4}{NrNt} = \psi_0 \quad (\text{II-53})$$

$$\frac{\text{Nombre d'ailettes à "1bord"}}{\text{Nombre total des ailettes}} = \frac{2(Nr+Nt)-8}{NrNt} = \psi_1 \quad (\text{II-54})$$

$$\frac{\text{Nombre d'ailettes à "2bord"}}{\text{Nombre total des ailettes}} = \frac{4}{NrNt} = \psi_2 \quad (\text{II-55})$$

- La somme de ces rapports étant bien égale à « 1 ».

On connaissant le nombre de tubes par rang Nt, on peut dresser le tableau suivant :

| Formule | Coefficients ψ | Nombre de rangs N_r | | | | | |
|--------------|------------------------------------|-----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| II-56 | ψ_0 | | | 0.3 | 0.45 | 0.53 | 0.9 |
| II-57 | ψ_1 | | 0.89 | 0.63 | 0.50 | 0.43 | 0.37 |
| II-58 | ψ_2 | 0.89 | 0.11 | 0.07 | 0.05 | 0.04 | 0.04 |
| (*) | ψ_3^* | 0.11 | | | | | |
| | Somme des ψ | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

(*) cas spécial pour un (1) rang : ailettes à trois (3) bords libres.

Tableau II.4 : Rapport ψ en fonction du « N_r » [6].

5.. Correctifs tenant compte de la déformation des isothermes sur les bords (effet de contour) :

Les valeurs des correctifs sont approximatives et valables pour des ailettes placées sur des tubes alignés ou quinconces, en reprenant la valeur du rapport $\varepsilon = \frac{l}{j}$:

- C_0 : Correctif pour les ailettes « sans bord » :

$$C_0 \cong 1 \quad (\text{II-56})$$

- C_1 : correctif pour les ailettes avec « 1 bord » :

$$C_1 \cong 1 + 0.5 \left[\frac{he}{\lambda} \left(\frac{\varepsilon^2 + 1}{\varepsilon} \right) \right]^{1/4} \quad (\text{II-57})$$

- C_2 : correctif pour les ailettes avec « 2 bords » :

$$C_2 \cong 1 + 0.3 \left[\frac{he}{\lambda} (\varepsilon + 1) \right]^{1/3} \quad (\text{II-58})$$

On peut dresser un tableau de C0, C1 et C2 en fonction du pas (g) et on utilisant les formules précédentes :

| Formule | Coefficient C | Pas des ailettes « p » en (mm) | | | | | | | Moyenne pondérer des coefficients C0, C1, c2 |
|---------|----------------------|--------------------------------|------|-------|------|-------|-------|-------|---|
| | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | |
| II-59 | C0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | |
| II-60 | C1 | 1.212 | 1.20 | 1.195 | 1.19 | 1.187 | 1.184 | 1.182 | 1.19 |
| II-61 | C2 | 1.32 | 1.30 | 1.30 | 1.30 | 1.29 | 1.29 | 1.29 | 1.35 |

Tableau II-5 : Correctifs C en fonction du pas« p » [6].

6. facteur de déséquilibre R :

Le facteur R adimensionnel est donné par la relation (II-5)

$$R = \frac{C_{min}}{C_{ma}}$$

7. Calcul du nombre d'unités de transfert NUT :

Le nombre du NUT est calculé par la corrélation (II-1) : $NUT = \frac{K.S}{C_{min}}$

8. Calcul de l'efficacité de l'échangeur [5] :

L'efficacité de l'échangeur compact est donnée par le tableau (II-1) « courants croisés fluides non brassé»

$$E = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0.22}}{R} [\exp(-R NUT^{0.78}) - 1] \right\} \quad (\text{II-59})$$

9. Calcul de la puissance :

Le flux de chaleur maximal échangé par l'échangeur de chaleur est :

$$\phi_{max} = C_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II-60})$$

Le flux réel échangé par l'échangeur est déduit par la relation suivante :

$$\phi = E \cdot \phi_{max} \quad (\text{II-61})$$

10. Calcul des températures de sorties des deux fluides :

- La température de sortie de fluide froid (eau) donnée par l'équation (II-15)

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f \cdot Cp_f}$$

- La température de sortie de fluide chaud (air) donnée par l'équation (II-16)

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c \cdot Cp_c}$$

11. L'organigramme de calcul. :

Le programme détaillé de calcul des températures de sorties de l'air et de l'eau, se présente dans l'organigramme suivant :

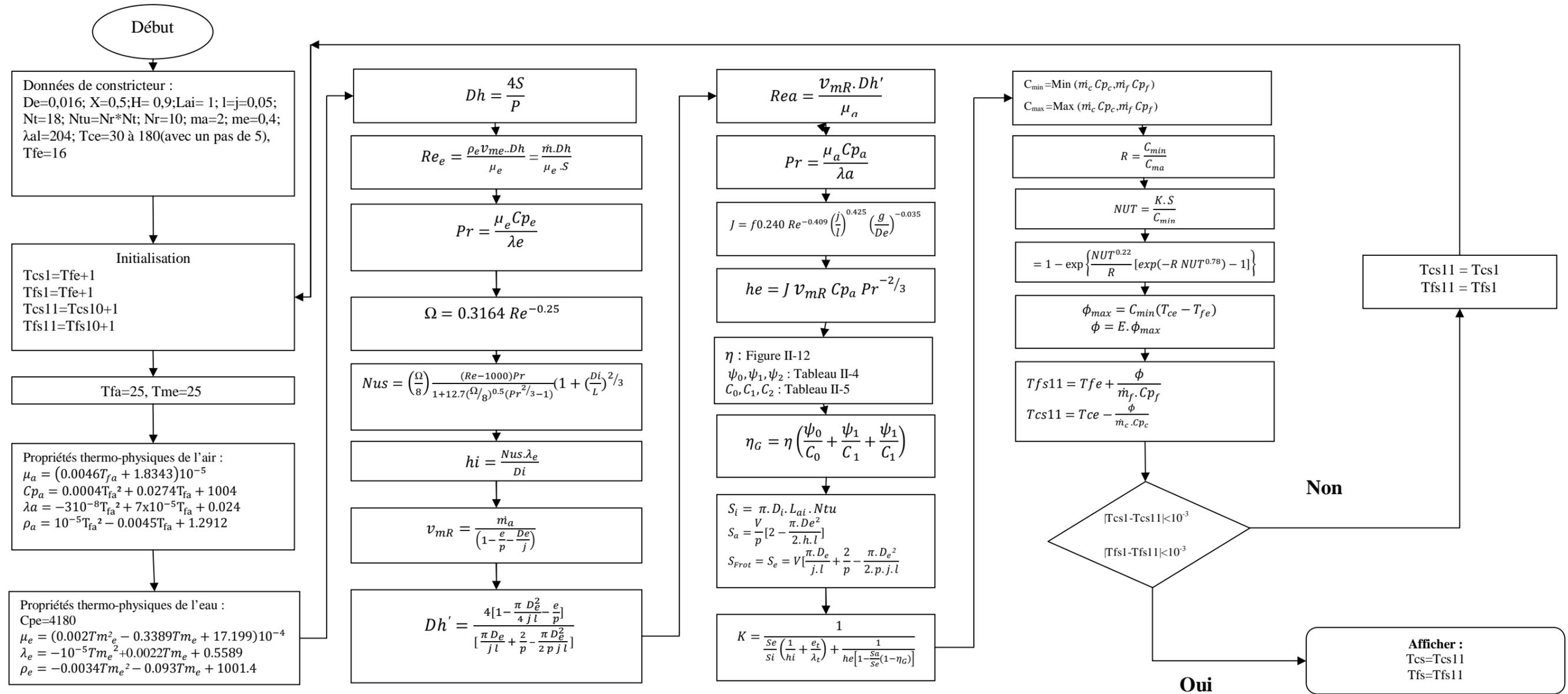


Figure II-13 : Organigramme de calcul avec la méthode NUT pour un échangeur compact

12. Caractérisation de l'échangeur eau/air

Le programme de calcul est réalisé et exécuté sous MATLAB, ce programme permet de calculer les températures de sortie des fluides (air et eau) on fixant les températures d'entrées pour les deux fluides ainsi que leurs débits.

Les résultats obtenus pour une température d'entrée de fluide froid T_{fe} égale à 16,17 et 18°C avec un débit d'air $\dot{m}_a = 2 \text{ kg/s}$ et un débit d'eau $\dot{m}_e = 0.4 \text{ kg/s}$, sont représentés sous forme graphique :

12.1. La température de sortie du fluide froid (eau) en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (air) et froid (eau) :

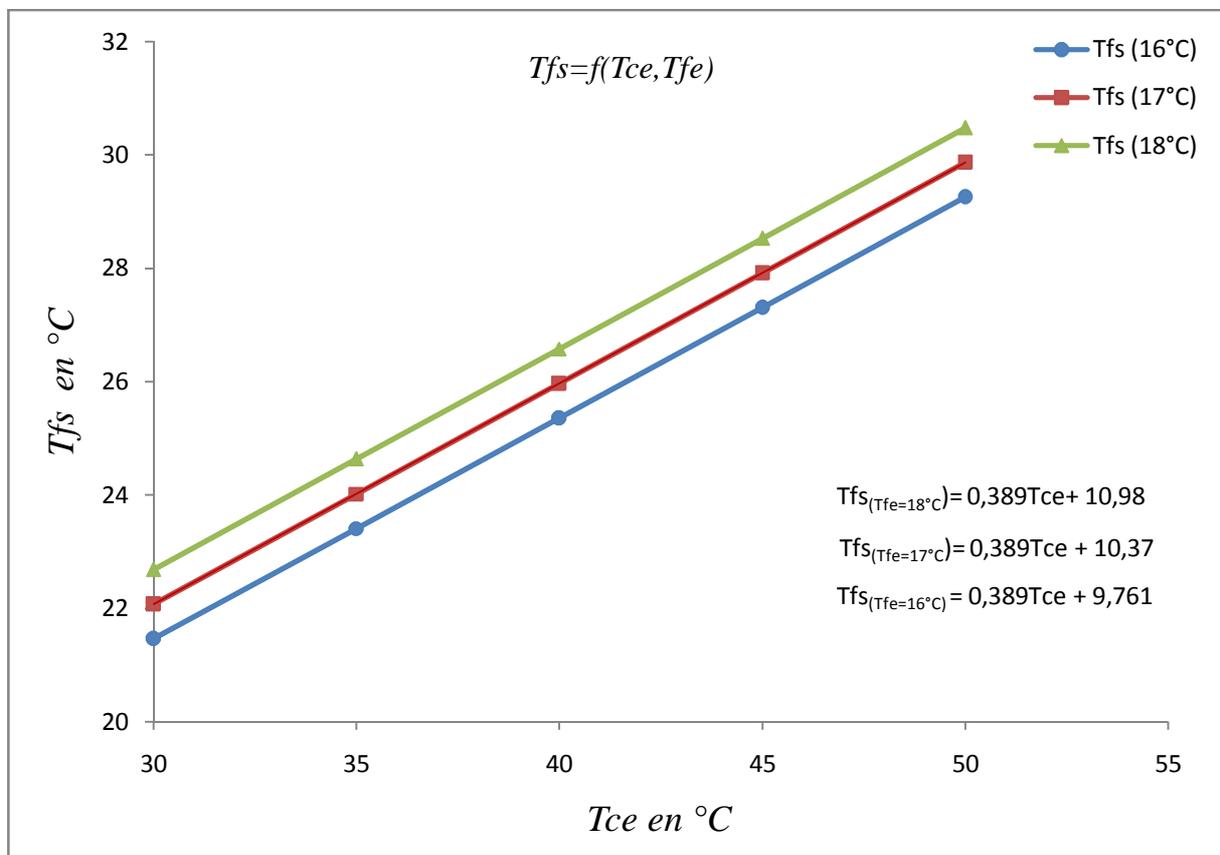


Figure II-14 : La température de sortie de fluide froid (eau) en fonction de la température d'entrée de fluide de fluide chaud (air) et froid (eau)

L'équation générale de l'évolution de la température de sortie de fluide froid (eau) en fonction de la température d'entrée d'air et eau pour des débit d'air $\dot{m}_a = 2 \text{ kg/s}$ et d'eau $\dot{m}_e = 0.4 \text{ kg/s}$ dans l'échangeur correspond à :

On a:

$$\begin{cases} T_{fs} = 0.389T_{ce} + 9.761 & \text{pour } T_{fe} = 16 \\ T_{fs} = 0.389T_{ce} + 10.37 & \text{pour } T_{fe} = 17 \\ T_{fs} = 0.389T_{ce} + 10.98 & \text{pour } T_{fe} = 18 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_{fs} = 0.389T_{ce} + 0.61 * 16 \\ T_{fs} = 0.389T_{ce} + 0.61 * 17 \\ T_{fs} = 0.389T_{ce} + 0.61 * 18 \end{cases}$$

Ces trois équations peuvent se mettre sous une forme générale qui tient compte de la température d'entrée de l'eau, soit

$$T_{fs} = 0.389T_{ce} + 0.61T_{fe} \quad (\text{II-62})$$

De la même manière, l'évolution de la température de sortie de l'air T_{cs} de l'échangeur air/eau s'exprime (Figure II-15) par

$$T_{cs} = 0.675T_{ce} + 0.324T_{fe} \quad (\text{II-63})$$

12.2. La température de sortie du fluide chaud (air) en fonction de la température d'entrée du fluide chaud (air) et froid (eau) :

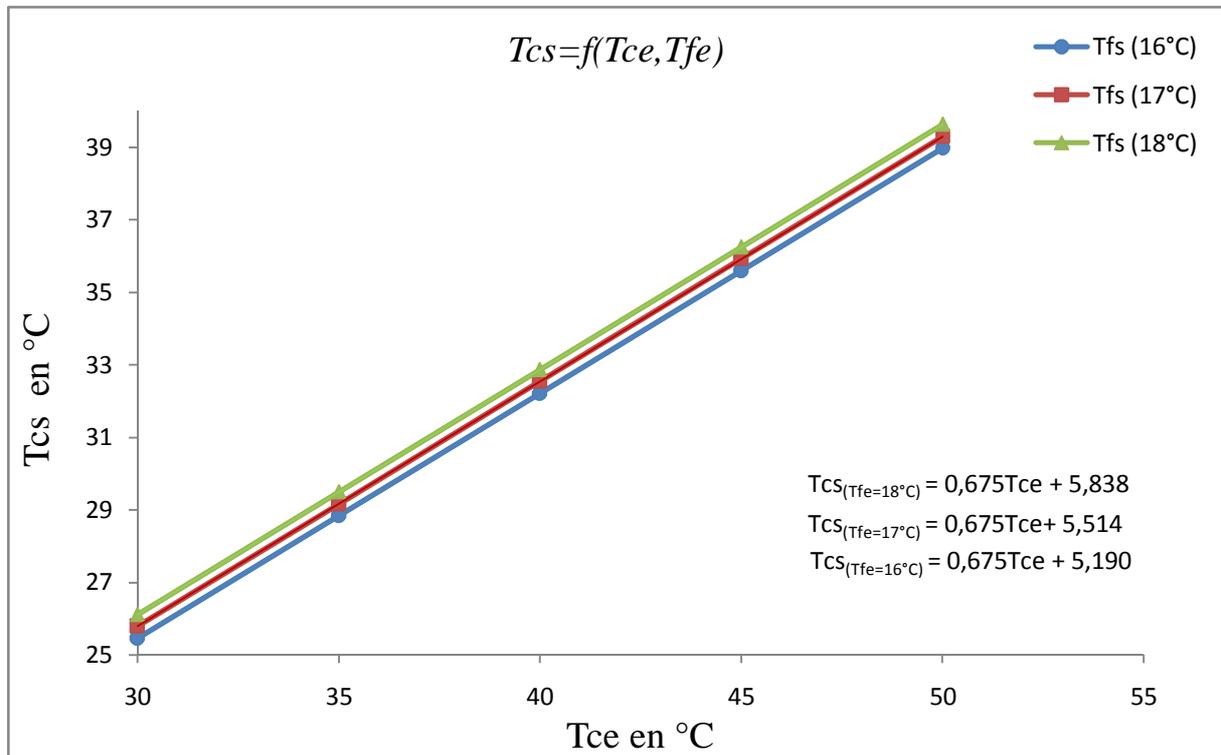


Figure II-15 : La température de sortie de fluide chaud (air) en fonction de la température d'entrée de fluide chaud (air) et froid (eau)

Ces deux dernières expressions permettent de caractériser cet échangeur air/eau par la détermination des températures de sortie des deux fluides (air, eau) au regard de leurs températures d'entrées pour des débits d'air 2kg/s et d'eau 0.4kg/s

Chapitre III

**Transfert de chaleur dans le sol et
évaluation de la température d'air à la
sortie de l'échangeur eau/air**

1. Introduction :

Le sol constitue un potentiel thermique très important, sa température constante à une certaine profondeur, permet de l'exploiter pour la climatisation des locaux. La récupération de l'énergie thermique du sol se fait essentiellement à travers un réseau d'échangeurs de chaleur enterrés. L'échangeur eau-sol est un des ces systèmes de rafraîchissement du bâtiment qui exploite l'inertie thermique du sol. Notre étude se base sur des relevés météorologiques relatifs à la ville de Ghardaïa.

Dans la première partie de ce chapitre nous allons étudier le modèle thermique du sol afin d'évaluer la distribution de la température dans le sol, qui nous permettra de déterminer la profondeur d'enfouissement de notre échangeur, une étude thermique sur cet échangeur nous conduira à déterminer sa longueur et ainsi son diamètre en fonction de la profondeur d'enfouissement. La deuxième partie est consacrée à l'étude de l'installation incluant les échangeurs eau/sol et air /eau.

2. Transfert de chaleur dans le sol et dimensionnement de l'échangeur eau/sol

2.1. Modèle thermique du sol :

2.1.1. Nature du sol :

C'est un des principaux éléments à prendre en compte lors de la conception d'un échangeur enterré. Les performances de l'échangeur sont directement liées à la capacité calorifique et à la conductivité thermique du sol.

2.1.1.1. Conductivité thermique du sol

La conductivité thermique d'un sol dépend non seulement de sa composition mais également de la disposition et de la forme de ses particules constitutives, des liaisons entre ces particules ainsi que de sa teneur en eau. Le sol sera d'autant plus conducteur de chaleur qu'il sera humide. La conductivité thermique d'un sol peut donc varier dans le temps, notamment en fonction des évolutions de sa teneur en eau dues aux variations climatiques et au changement de saison.

La figure suivante montre l'évolution de la conductivité thermique de différents types de sols en fonction de leur teneur en eau :

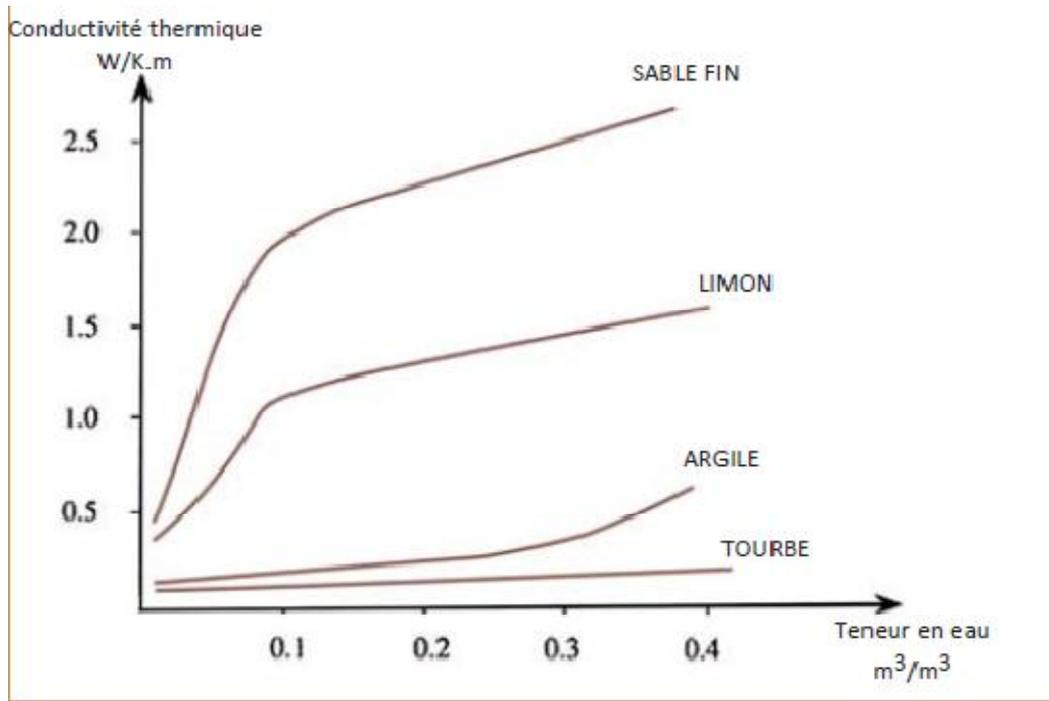


Figure III-1 : conductivité thermique de différents types de sols en fonction de leur teneur en eau

2.1.1.2. Capacité calorifique du sol

La capacité calorifique C_s du sol rend compte de sa capacité à stocker la chaleur. Elle peut être estimée à partir de la somme des contributions au stockage de chacun des constituants principaux du sol : matière organique, minéraux, eau et air.

$$C_s = \sum X_i \rho_i C_i \quad (\text{III-1})$$

Où X_i , ρ_i , C_i représentent respectivement la teneur du matériau (m^3 de matériau/ m^3 de sol), sa masse volumique et sa capacité calorifique. Comme l'eau et la matière organique ont une capacité calorifique supérieure à celle des éléments minéraux, un sol humide et riche en matière organique stockera mieux la chaleur qu'un sol sec, riche en minéraux.

2.2. Distribution de la température dans le sol :

2.2.1 La température annuelle du sol :

La température du sol constitue une donnée essentielle pour l'étude de divers projets de construction ; elle est indispensable d'une part pour la conception des systèmes tels que les puits canadien qui utilise l'inertie du sol et d'autre part pour la détermination de la profondeur à laquelle les canalisations d'alimentation en air des bâtiments peuvent être

installées sans risque de gel. Comme la conservation de l'énergie se révèle de plus en plus nécessaire, les données sur la température du sol ont un aspect important pour le calcul des besoins énergétiques. Il incombe donc aux ingénieurs et aux architectes qui doivent faire face à ces problèmes de connaître les facteurs déterminant, les températures du sol et de savoir comment ces températures varient selon les saisons et la profondeur d'enfouissement dans le sol.

Ces facteurs peuvent être classés selon deux grandes catégories : météorologiques et type de terrain. Les différences régionales importantes de température du sol sont principalement déterminées par les variables météorologiques tels le rayonnement solaire, la température de l'air et les précipitations. Par ailleurs, les variations locales résultent des différences des sols, des caractéristiques de surface et des propriétés thermiques des sols.

La variation cyclique des températures de l'air et de la surface du sol se produit à la suite des changements saisonniers et quotidiens des intensités du rayonnement solaire. D'autres facteurs météorologiques tels le vent ou la pluie peuvent causer des variations locales assez importantes.

De plus, comme la température du sol à partir d'une profondeur donnée est quasi constante durant toute l'année. On peut envisager deux applications différentes, selon qu'elle est plus ou moins élevée que la température ambiante de la saison considérée.

Afin d'évaluer la distribution de la température dans le sol on s'appuie sur les hypothèses suivantes : le sol est considéré comme un milieu homogène et invariable, caractérisé par une conductivité thermique $\lambda_s=2\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, une masse volumique $\rho_s=1600\text{kg.m}^{-3}$ et une capacité calorifique massique $C_s=1350\text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. La variation temporelle du taux d'humidité du sol dû à l'infiltration d'eau est négligée et aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur. Le sol s'apparente donc à un massif semi-infini.

Un milieu semi infini est un domaine qui se prolonge indéfiniment dans une direction alors dans la direction opposée il est délimité par un plan. [11]

Le bilan thermique effectué sur un élément de volume est développé dans l'annexe (A) pour une température constante imposée à la surface

Contrairement au cas d'une température constante imposée en surface d'un milieu semi infini (Annexe A), la température au niveau de la surface du sol évolue au cours du temps. C'est pourquoi la résolution analytique de l'équation de la chaleur devient complexe, pour cela on fait appel à l'approche numérique. Cette méthode est réalisée à l'aide du logiciel FLEUNT basé sur la méthode des volumes finis.

3. Procédure de simulation :

Pour la simulation, on fait appel aux deux logiciels un pour la réalisation de géométrie (Gambit2.4.6) et l'autre pour effectuer le calcul (Fluent6.3.26).

Le logiciel Gambit est un mailleur de 2D /3D ; préprocesseur qui permet de mailler le domaine de calcul. Il génère des fichiers *.msh pour Fluent. Fluent est un logiciel qui résout par la méthode des volumes finis des problèmes des mécanique des fluide et de transfert thermique.

La procédure de la résolution consiste à :

- La construction de la géométrie sous Gambit 2.4.6 :

Le domaine concerné par l'étude, d'une profondeur de 20 m et d'une largeur de 5 Cm. Qui constitue une carotte.

- Génération du maillage sous Gambit 2.4.6 :

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse de CFD, vu l'influence de ces paramètres sur la solution contenue. Pour la discrétisation de notre domaine on a imposé un maillage de type Quadratique, avec des mailles de 1Cm sur une profondeur de 50Cm, des mailles de 5Cm pour la couche délimité par une profondeur de 0.5 à 2m et des mailles de 15Cm au delà de 2 m jusqu'à 20m de profondeur.

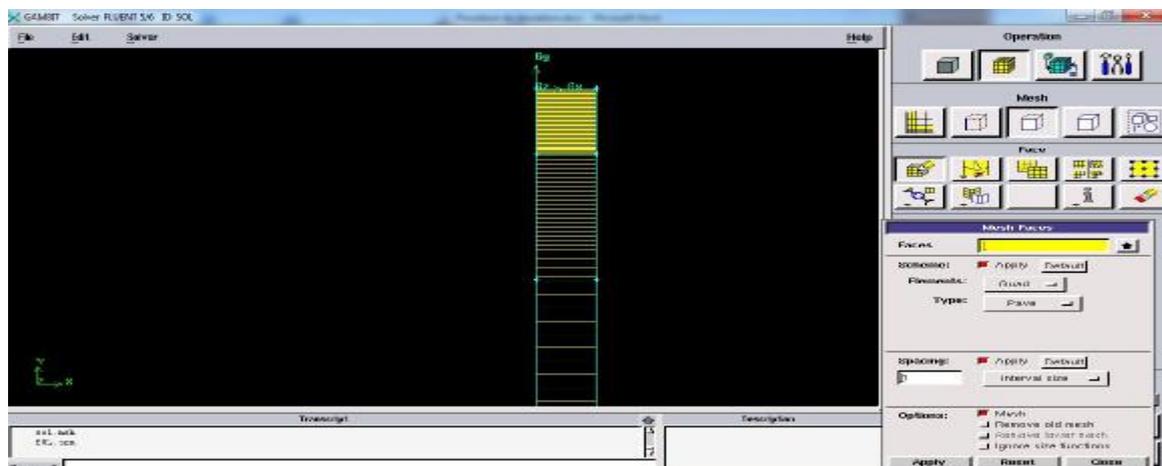


Figure III-2 : Génération du maillage sous gambit

- Condition aux limites et définition de domaine :

En surface, on impose le profil de température horaire fourni par la station météorologique de Ghardaïa. Sur les cotés et en profondeur, on impose la condition d'un flux de chaleur nul.

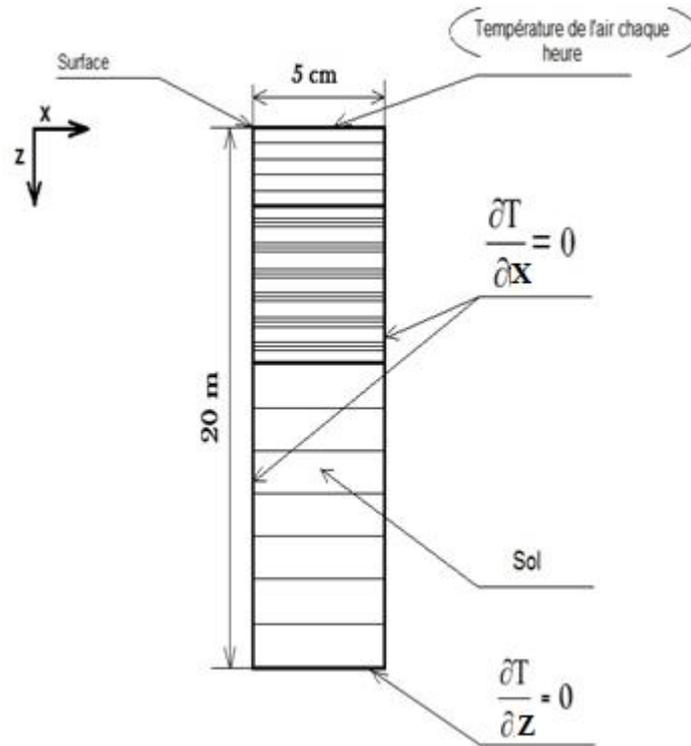


Figure III-3 : Schéma descriptif du domaine de sol maillé et conditions aux limites

- Exporter le maillage vers Fluent. Cette étape consiste à créer un fichier *.msh .
Après avoir exporté notre géométrie sous Gambit, on peut à présent effectuer une résolution numérique sous Fluent 6.3.26 en suivant les étapes suivante :

- Importation de la géométrie (*.msh) - Vérification du maillage (Grid, Check)
- Vérification de l'échelle (Grid, Scale)
- Choix de solver : cette étape consiste à imposer le régime transitoire (Define, Model, Solver, unsteady)
- Activation de l'équation d'énergie (Define, Models, Energy)
- Définition des caractéristiques du solide (Define, Materials)
- Lecture des données météorologiques (Define, Profiles, Read, *.txt)
- Initialisation des calculs (Solve, Initialize)

On a initialisé notre calcul à la température moyenne annuelle.

- Sauvegarde les résultats de calcul (Solve, Monitors, Surface)

Pour exploiter les résultats de calcul effectués par Fluent, on doit enregistrer les résultats qui nous intéressent. Fluent génère des fichiers *.out

- Augmenté la précision de calcul (solve, Monitors, Residual)
- Lancement de la simulation (solve, iterate)

Une fois le calcul est terminé, on peut exploiter les résultats obtenus sous Excel par importation de fichier *.out .

Les résultats de cette méthode montrent qu'à une profondeur donnée, la température du sol se stabilise à une valeur équivalente à la valeur moyenne de la température qui règne à la surface du sol (par exemple la température du sol se stabilise à partir d'une profondeur de 9m à une température de 17.4°C pour la région de Tizi-Ouzou [10].)

Pour le cas de la région de Ghardaïa l'évolution de la température moyenne dans le sol, pour les journées d'équinoxes et de solstices, montre une température de 23,4°C en profondeur

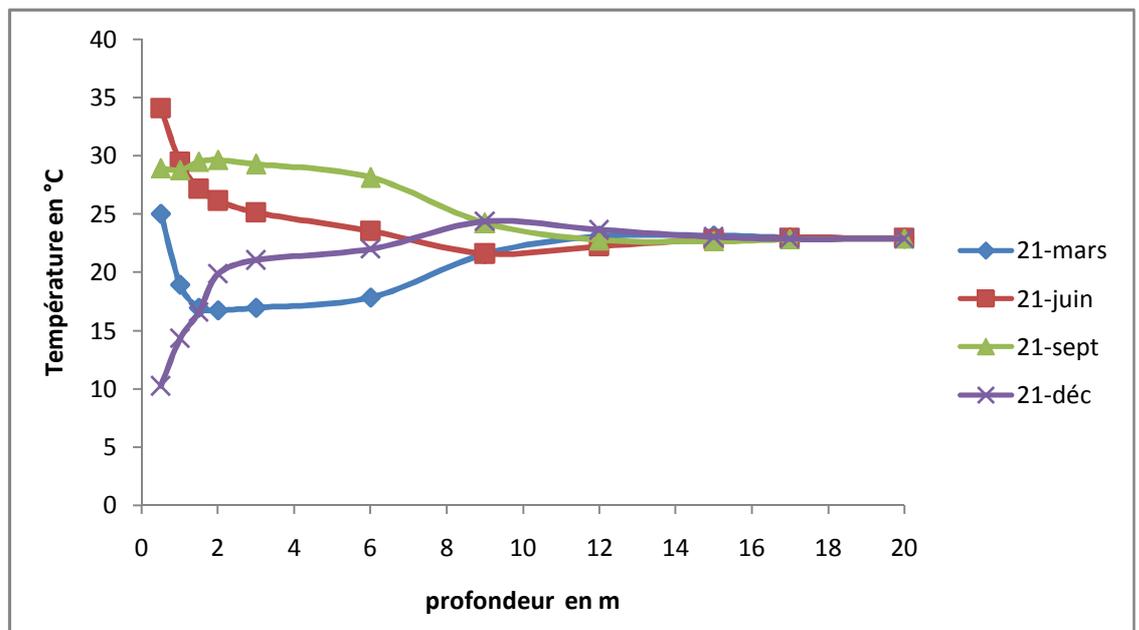


Figure III-4 : Evaluation de la température moyenne quotidienne en profondeur du sol pour des journées typiques de l'année.

Les températures en surface du sol sont fournies par CDER. Les mêmes sont effectuées durant l'année 2005 avec un pas de temps de 5 minutes.

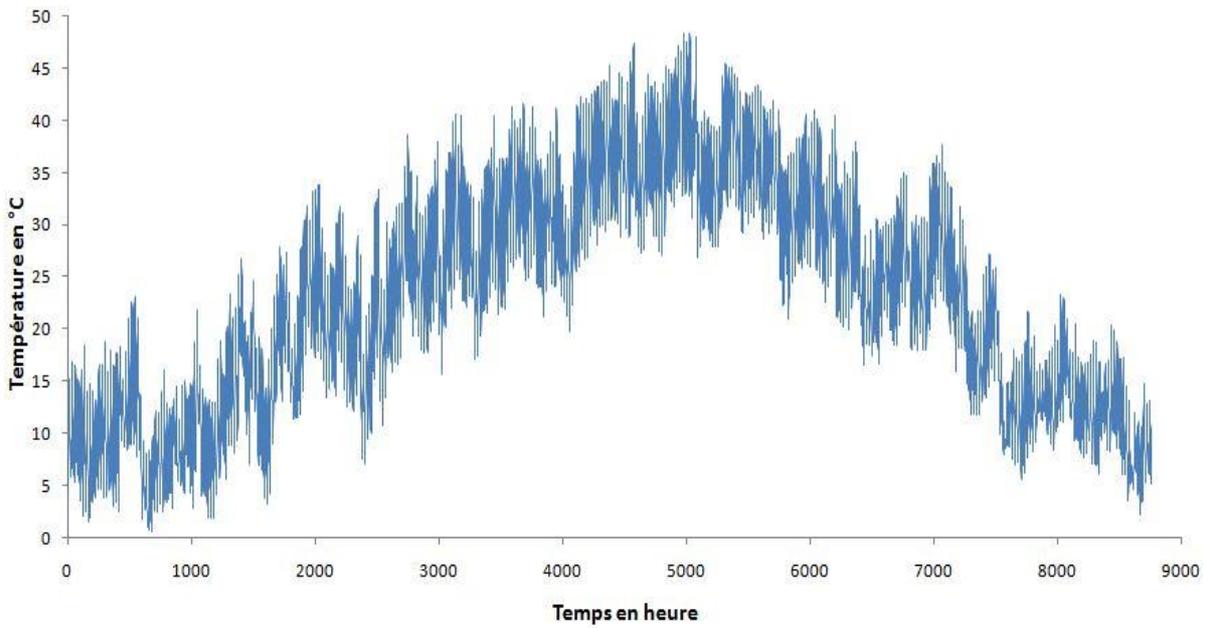


Figure III-5 : Evolution de la température de l'air chaque heure pour toute l'année

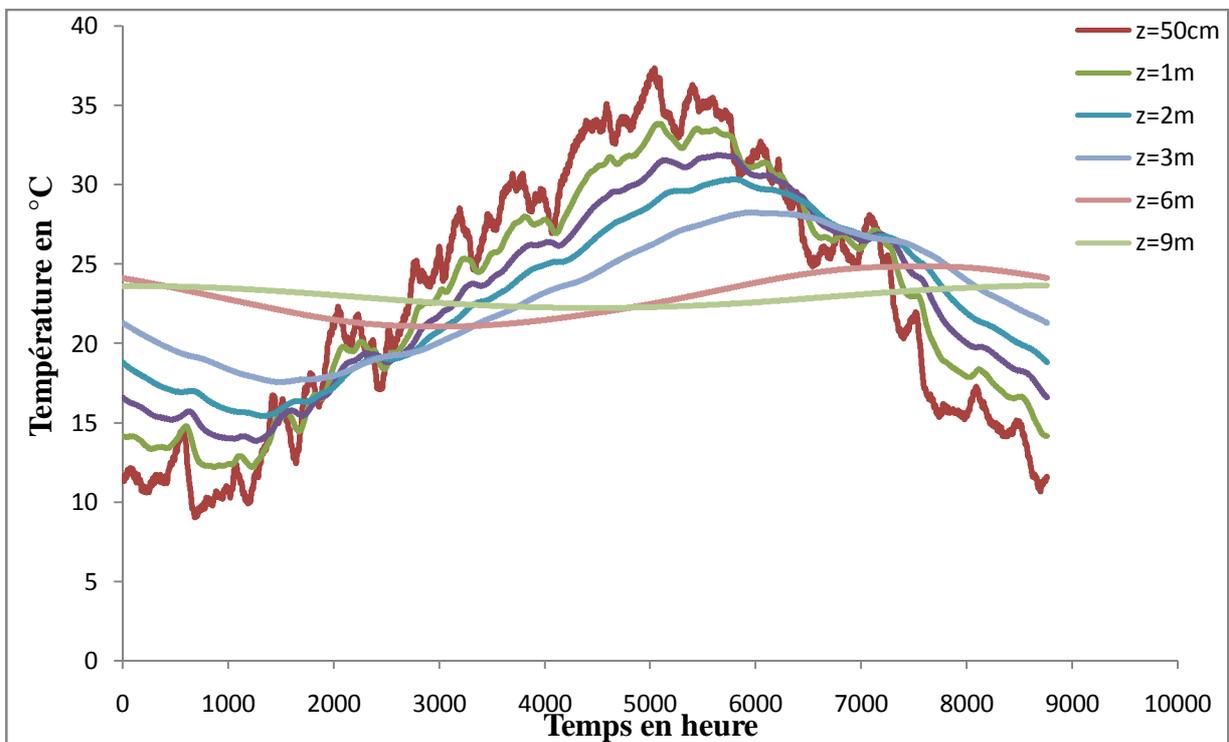


Figure III-6 : Evolution de la température du sol pour différentes profondeurs

La figure (III-5) représente l'évolution de la température de l'air à chaque heure de la journée de l'année pour la région de Ghardaïa. Elle a une température maximale de 48.33°C le 27 juin à midi. La figure (III-6) montre l'évolution de la température du sol pour différentes

profondeurs, on constate que la température de l'air a une grande influence sur la température du sol pour des faibles profondeurs. Des perturbations de température sont constatées durant toute la journée à une profondeur de 60cm. Au de là de cette profondeur, la température du sol commence à se stabiliser pour atteindre une température de 23.4°C (figure III-4).

Le tableau suivant donne les valeurs maximales de la température du sol pour chaque profondeur au cours de l'année

| Profondeur en m | Température maximale annuelle en °C | Date |
|-----------------|-------------------------------------|-------------|
| Surface | 48.33 | 27 Juin |
| 0.5 | 37.068 | 28 Juin |
| 1 | 33.62 | 29 Juin |
| 2 | 30.25 | 26 Juillet |
| 3 | 28.256 | 8 Août |
| 6 | 24.84 | 1 Octobre |
| 9 | 23.64 | 26 Novembre |

Tableau III-1 : valeurs maximale de l température annuelle du sol à chaque profondeur

On constate qu'à partir de 3m de profondeur, le sol peut assurer un refroidissement satisfaisant de l'air.

Pour ce faire, on propose l'installation suivante :

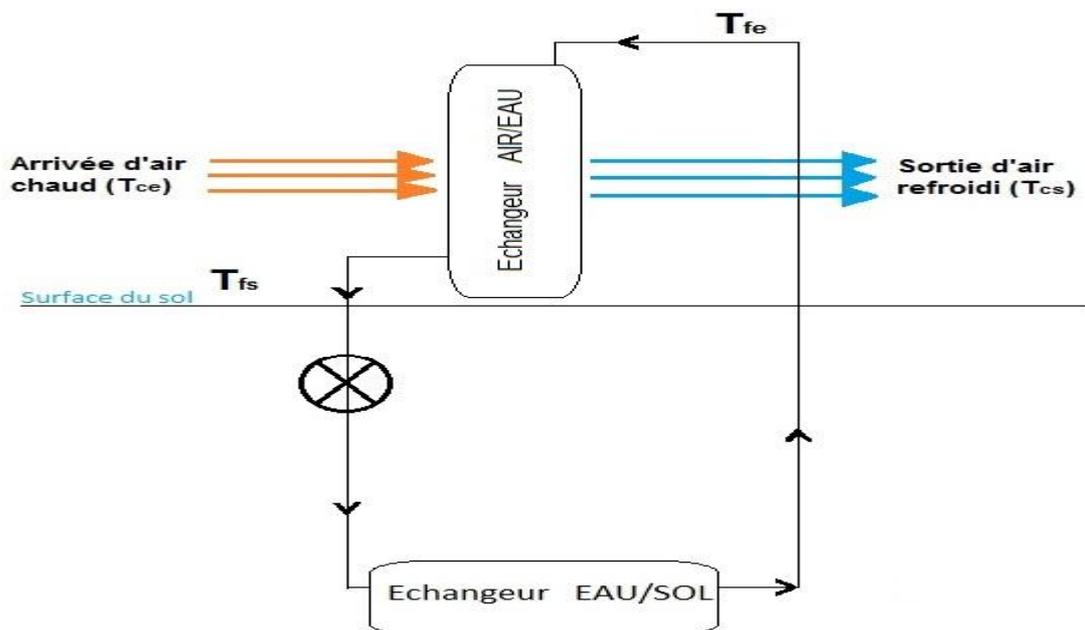


Figure III-7 : schéma descriptif de l'installation

L'air entre dans l'échangeur eau/air à une température T_{ce} et sort à une température T_{cs} après avoir subi un refroidissement par l'eau provenant de l'échangeur eau/sol. En récupérant la chaleur de l'air, l'eau qui entre à la température T_{fe} égale à celle du sol sort à son tour de l'échangeur eau/air à une température T_{fs} , elle entre ensuite avec cette même température dans l'échangeur eau/sol pour se refroidir en cédant sa chaleur au sol. Ainsi le cycle recommence.

4. Dimensionnement de l'échangeur eau /sol :

La température d'entrée de l'eau (T_{fe}) vers l'échangeur eau/air correspond à la température du sol à la profondeur où est placé l'échangeur eau/sol. Le dimensionnement de notre échangeur de type à serpentin consiste à évaluer sa longueur, ainsi que son diamètre. La température de la conduite est déterminée en considérant une température de paroi constante, égale à la température du sol. L'eau quitte ce serpentin à une température égale à 99% près celle du sol [9].

Pour un échangeur eau/sol fixé à une profondeur de : 2m $T_{fe}= 35.14^{\circ}\text{C}$, 3m $T_{fe}=33.69^{\circ}\text{C}$ et 6m $T_{fe}=31.20^{\circ}\text{C}$ (T_{fe} égale T_{fs} de l'échangeur eau/air).

Le bilan thermique effectué sur un élément de volume de longueur dx nous permet d'écrire :

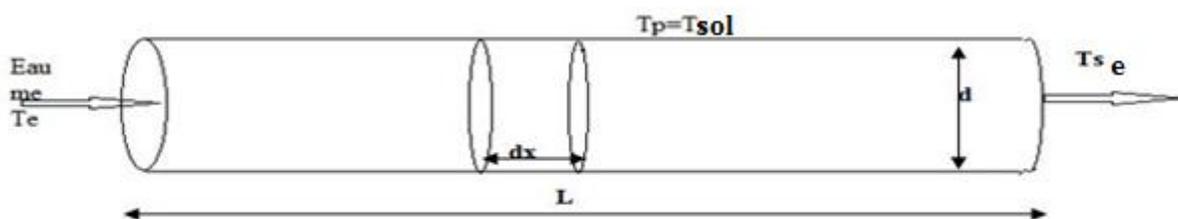


Figure III-8 : schéma descriptif d'un cylindre enterré dans le sol.

$$- \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot dT(x) = Kg \cdot (T(x) - T_p) ds \quad (\text{III-2})$$

Avec :

\dot{m}_e : Débit massique de l'eau

$dS = \pi d \cdot dx$ (Surface d'échange de l'élément de volume considéré).

Kg : coefficient d'échange global

$$Kg = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{e_p}{\lambda_p}}$$

Avec :

h : Coefficient d'échange convectif entre l'eau et la paroi

e_p : Epaisseur de la paroi

λ_p : Conductivité thermique de la paroi

On néglige l'épaisseur de la paroi car l'inertie thermique du sol est très grande devant l'inertie de la paroi. Donc : $Kg = h$

On peut écrire l'équation (III-2) comme suit :

$$- \dot{m}e \cdot C_{pe} \cdot dT(x) = h \pi d (T(x) - T_p) dx \quad (\text{III-3})$$

La séparation de variable et l'intégration de l'équation (III. 3) entre l'entrée et la sortie de l'élément de volume considéré nous permet d'écrire :

$$\int_{T_e}^{T(x)} \frac{dT(x)}{T(x) - T_p} = - \int_0^x \frac{h \cdot \pi d}{\dot{m}e \cdot C_{pe}} dx \quad (\text{III-4})$$

L'intégration de l'équation (III. 4) entre l'entrée et la sortie de la conduite donne :

$$\int_{T_e}^{T_s} \frac{dT(x)}{T(x) - T_p} = - \int_0^L \frac{h \cdot \pi d}{\dot{m}e \cdot C_{pe}} dx \quad (\text{III-5})$$

Ce qui donne

$$\ln \left[\frac{(T_s - T_p)}{(T_e - T_p)} \right] = -h \cdot \frac{\pi d}{\dot{m}e \cdot C_{pe}} \cdot L \quad (\text{III-6})$$

D'où :

$$L = \dot{m}e \cdot \frac{C_{pe}}{h \cdot \pi} \ln \left[\frac{(T_e - T_p)}{(T_s - T_p)} \right] \frac{1}{d} \quad (\text{III-7})$$

4.1 Détermination du coefficient d'échange h entre l'eau et la conduite :

Afin de déterminer le coefficient d'échange, on a évalué successivement :

- Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_h}{\mu} \quad (\text{III-8})$$

Où : $d_h = d$ Diamètre hydraulique

- Le nombre Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} \quad (III-9)$$

- Le nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda} \quad (III-10)$$

Pour le cas de refroidissement en régime turbulent le nombre de Nusselt est donné par l'équation suivante :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (III-11)$$

Remplaçant les équations (III. 6) , (III. 7), (III. 8) dans l'équation (III. 9) ne permet d'écrire :

$$h = \frac{\lambda}{d} \left[0.023 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} \right)^{0.33} \right] \quad (III-12)$$

4.2. Rapport entre la longueur et le diamètre du serpent

À partir de la figure (III-9) et (III-10) qui donnent le rapport entre la longueur du serpent et son diamètre en fonction de la profondeur d'enfouissement, pour des débits d'eau de 0.4kg/s et 0.8kg/ et $T_p = T_{sol}$.

On peut déterminer la longueur de notre échangeur par un choix de diamètre et une profondeur d'enfouissement.

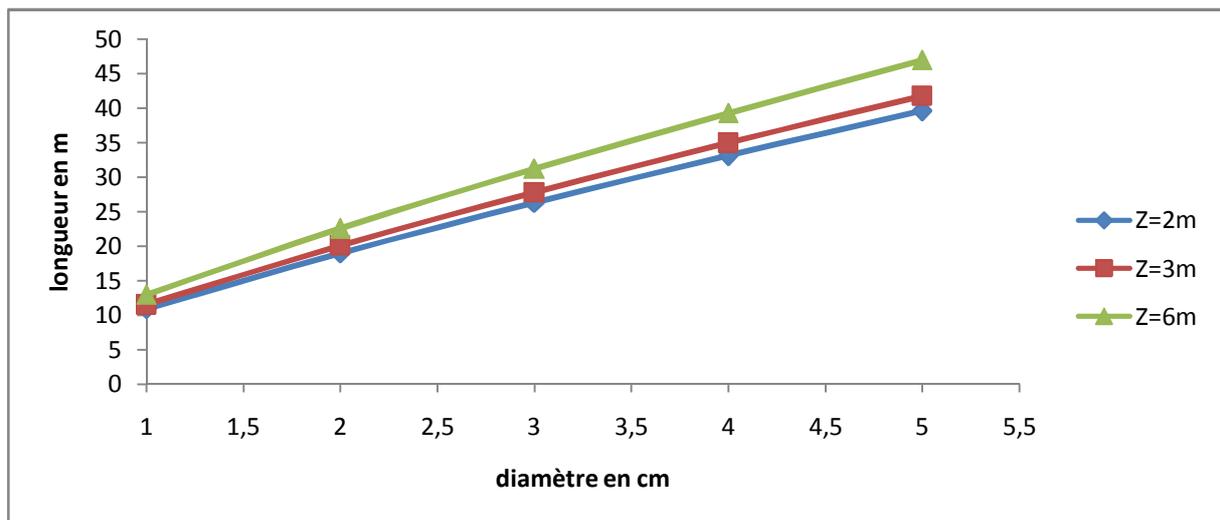


Figure III-9 : Rapport entre la longueur et le diamètre du serpent en fonction de la profondeur d'enfouissement pour un débit de 0.4Kg/s

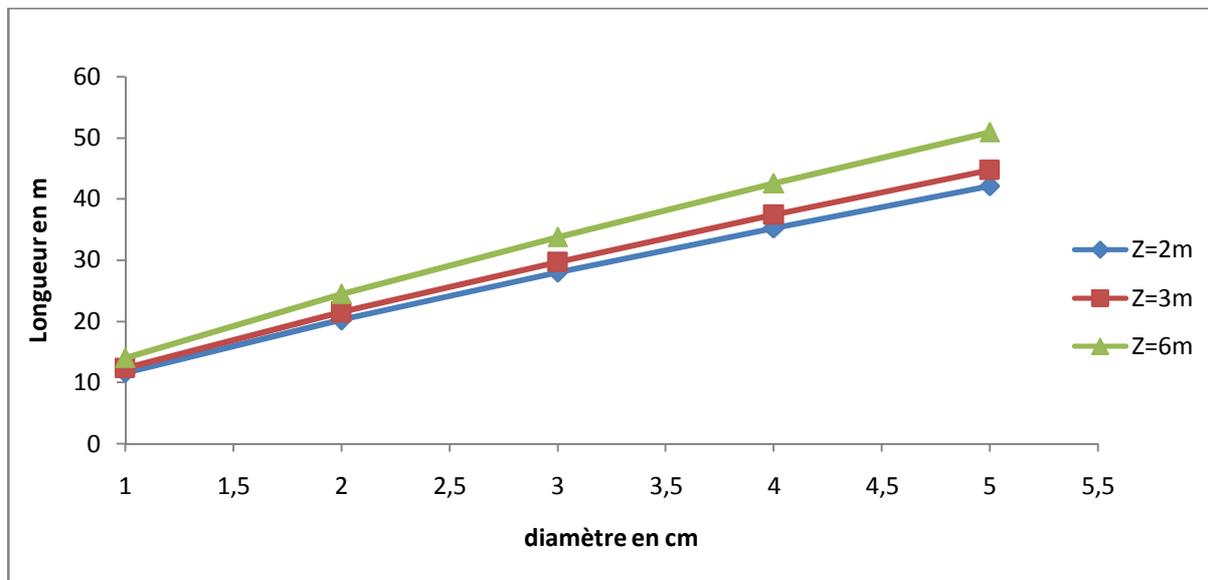


Figure III-10 : Rapport entre la longueur et le diamètre du serpentin en fonction de la profondeur d'enfouissement pour un débit de 0.8Kg/s

5. Interprétation des résultats

Le système proposé doit assurer le rafraîchissement de l'air, dès que sa température de l'air dépasse 27°C et la température du sol est inférieure à celle de l'air. Il apparait à travers les relevés météorologiques que la période concernée s'étale du mi février au début de mois d'octobre (figure III-11)

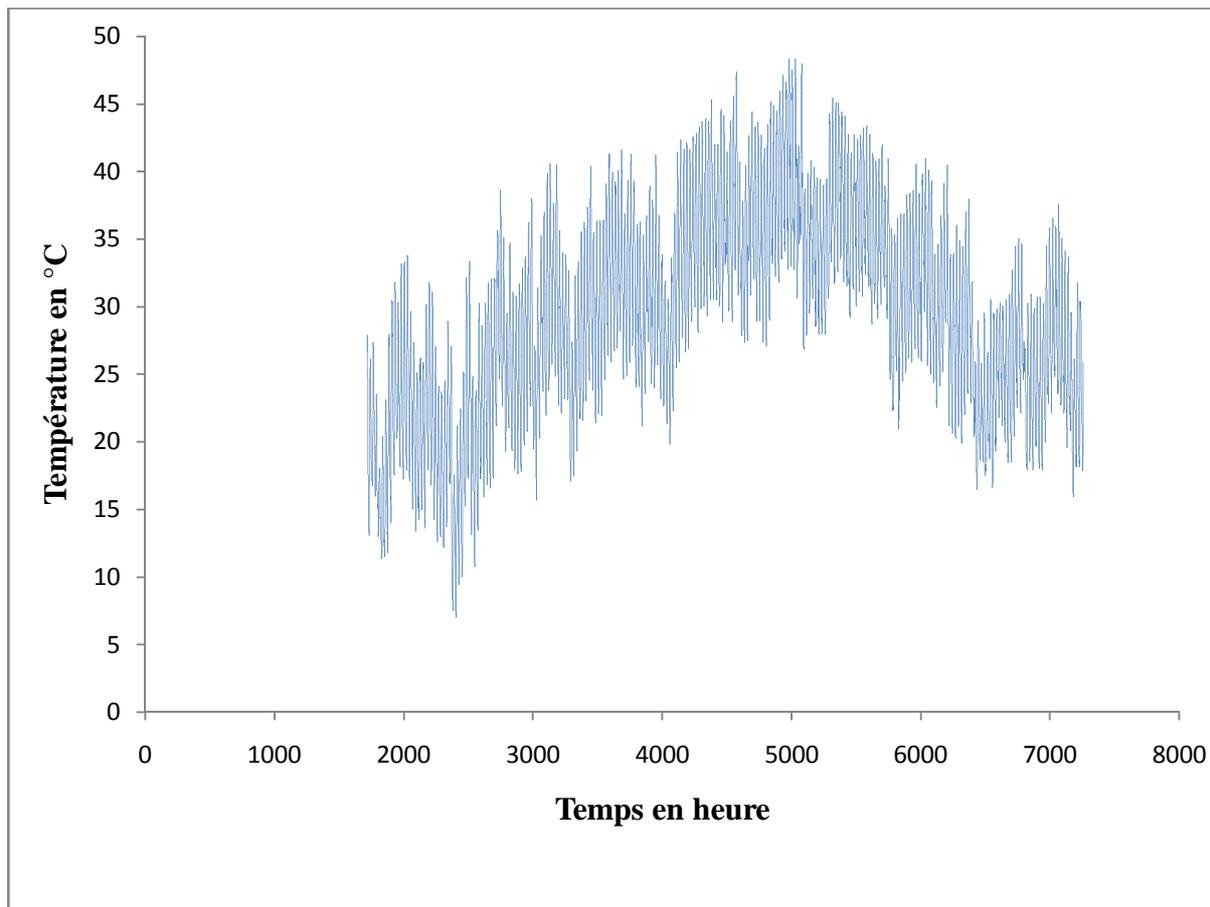


Figure III-11 : Evolution de la température de l'air pour période de climatisation

Au cours de cette période, les niveaux de température observés à différentes profondeurs du sol (figureIII-12) montrent l'amortissement progressif de la perturbation thermique dans le sol. Les variations de température en surface du sol affectent de façon sensible les couches superficielle du sol alors qu'au-delà de 2m leurs effets s'atténuent.

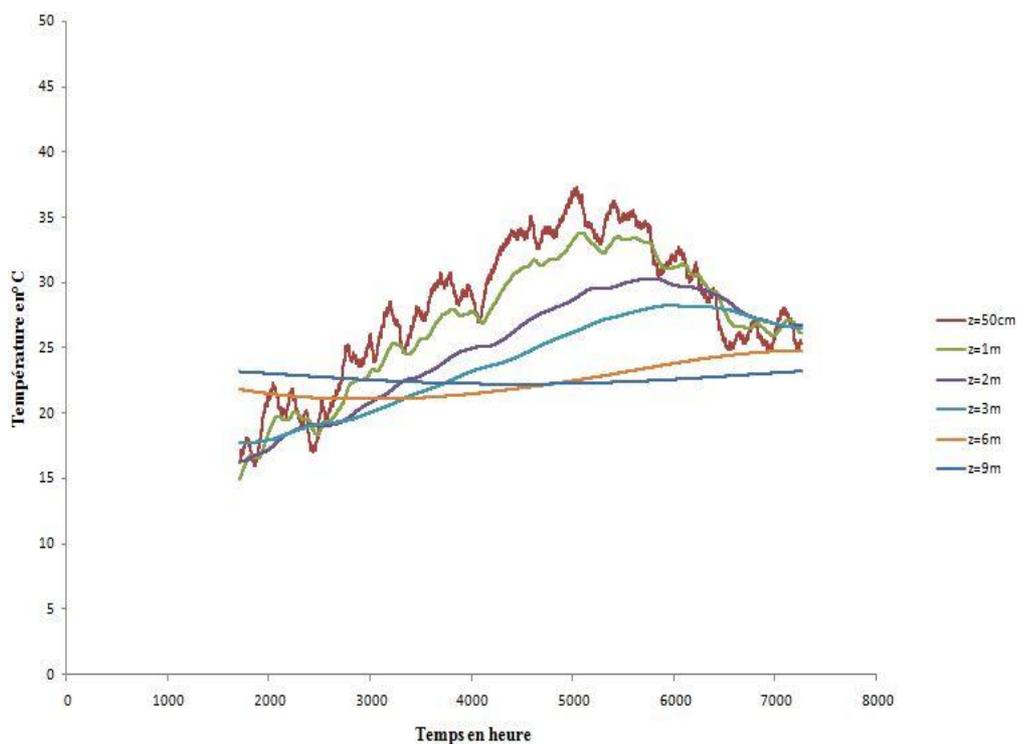


Figure III-12 : Evolution de la température du sol pour la période de climatisation

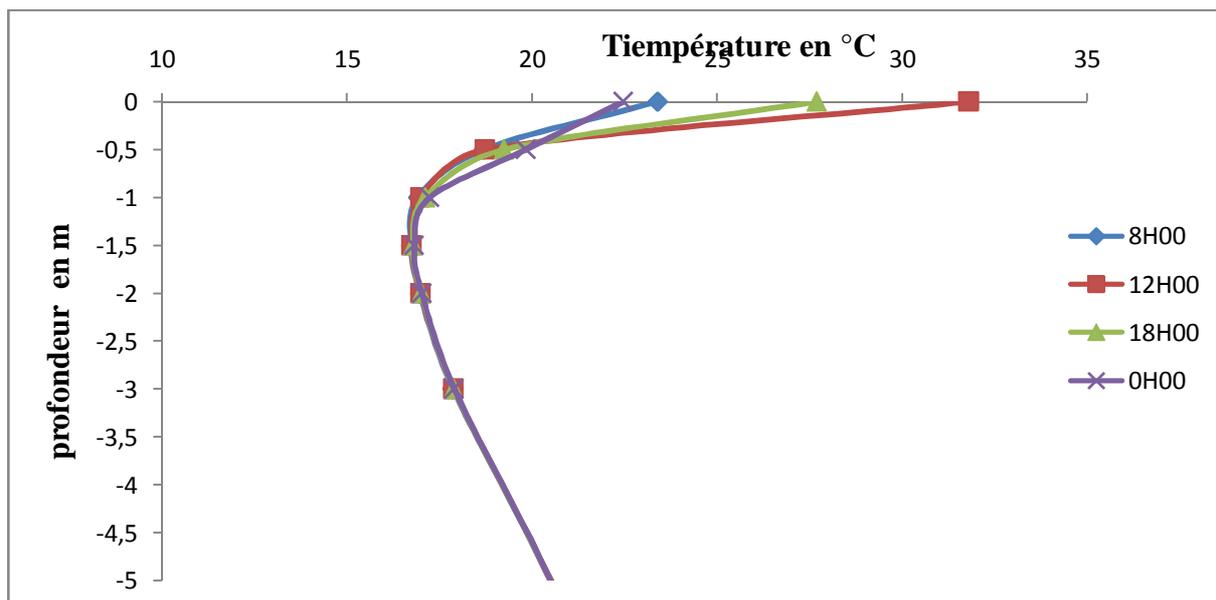


Figure III-13 : évolution des températures du sol pour différentes heures de la journée 21 mars

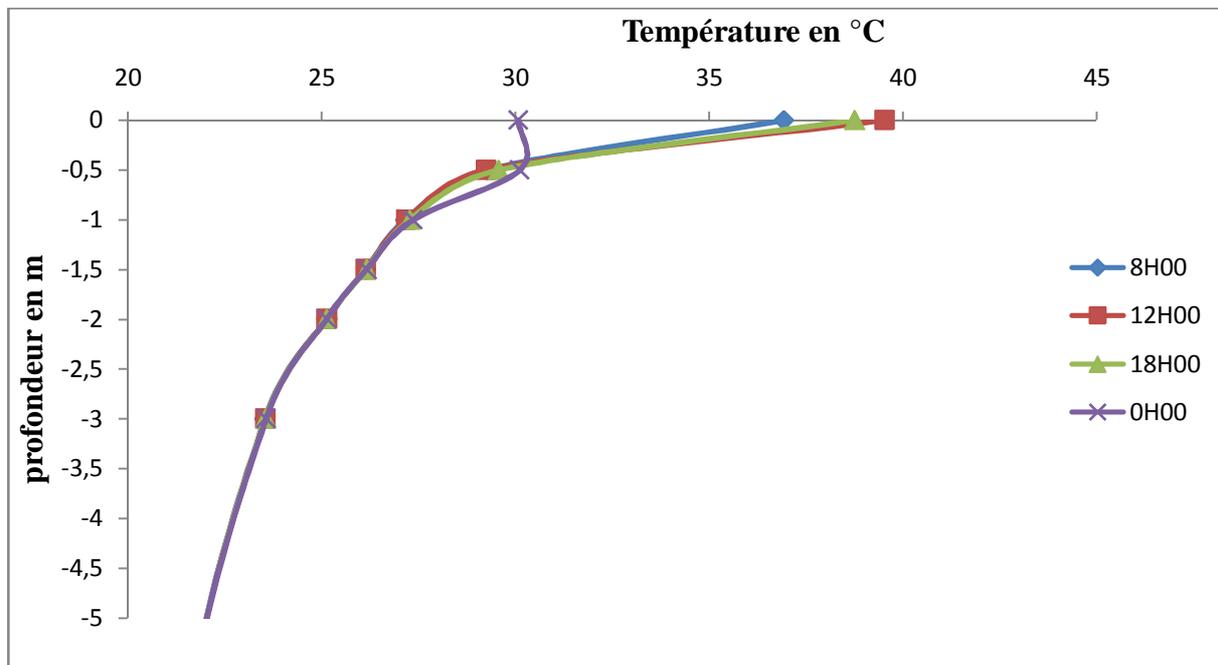


Figure III-14 : évolution des températures du sol pour différentes heures de la journée 21 juin

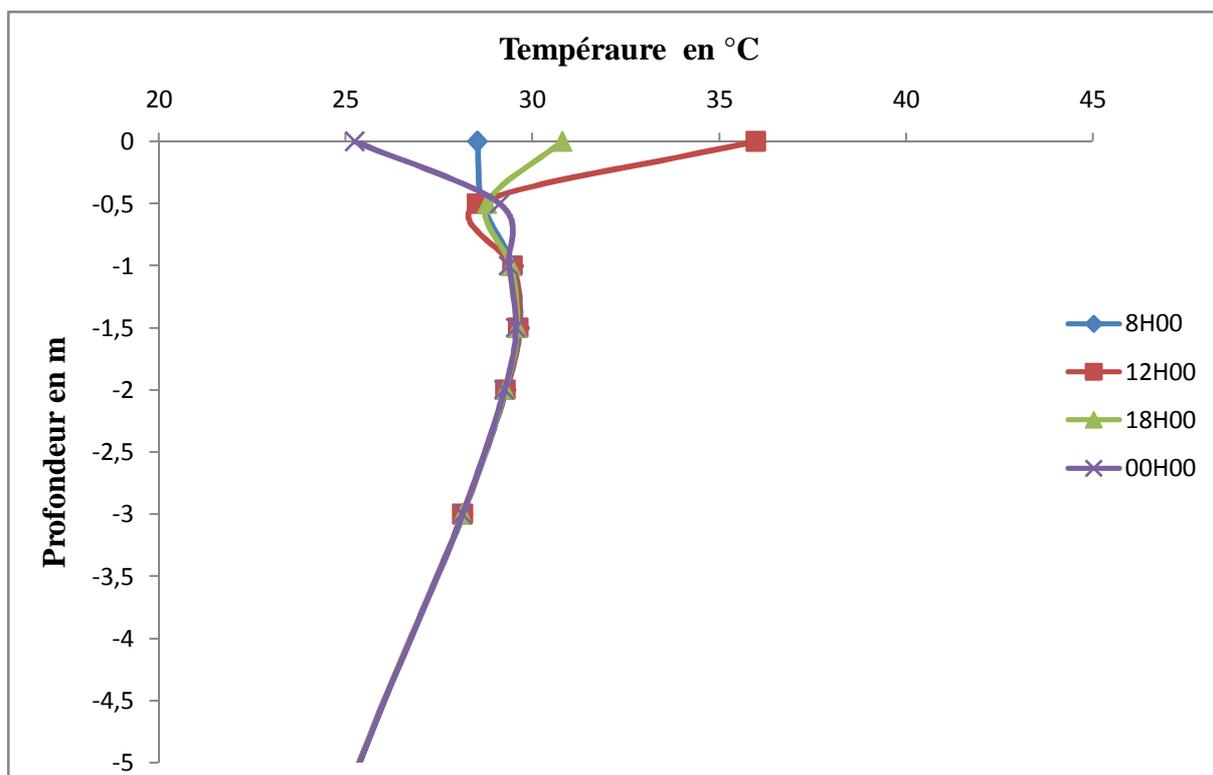


Figure III-15 : évolution des températures du sol pour différentes heures de la journée 21 septembre

Les figures (III-13), (III-14) et (III-15) montrent les perturbations de la température sur la couche superficielle pour des journées typique de l'année. Pour la région de Ghardaïa la température de l'air ambiant influence sensiblement sur la couche superficielle du sol, sur une profondeur 1m.

L'évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour les différentes profondeurs et pour des débits 0.4kg/s et 0.8kg/s est illustrée dans les figures (III-16), (III-17) et la figure (III-18), (III-19), (III-20) et (III-21) :

Pour une profondeur de 2m d'enfouissement de l'échangeur eau/sol, on observe à travers les figures (III-16) et (III-17) que l'augmentation du débit d'eau améliore le refroidissement de l'air. On obtient un refroidissement maximal de 10°C pour un débit d'eau 0.4 kg/s, alors que, pour un débit d'eau de 0.8 kg/s on atteint un refroidissement de 15°C.

S'agissant du cas de 3m de profondeur d'enfouissement (figure III-18 et 19), les écarts de températures obtenues sont de l'ordre de 12°C et de 17°C, respectivement, pour les débits d'eau de 0.4 kg/s et 0.8kg/s.

Concernant la profondeur de 6m d'enfouissement (Figure III-20 et 21), les niveaux de température de l'air ambiant baissent de 15°C et de 20°C pour des débits d'eau respectifs de 0.4 kg /s et 0.8 kg/s.

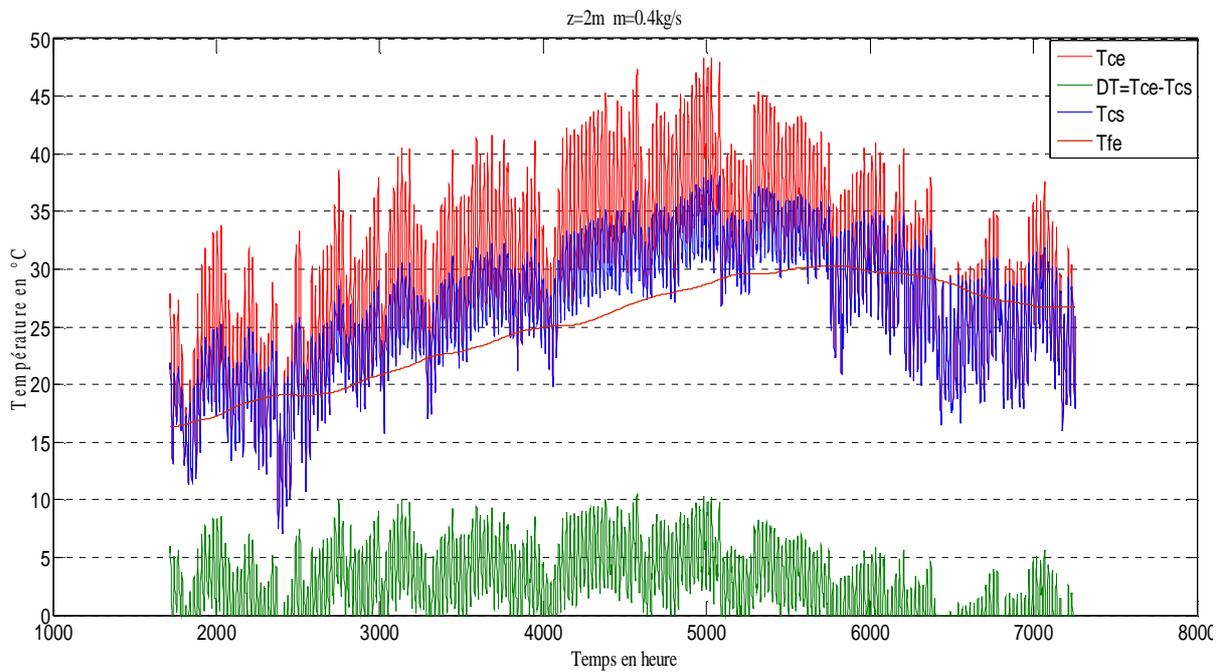


Figure III-16 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 2m et un débit de 0.4kg/s

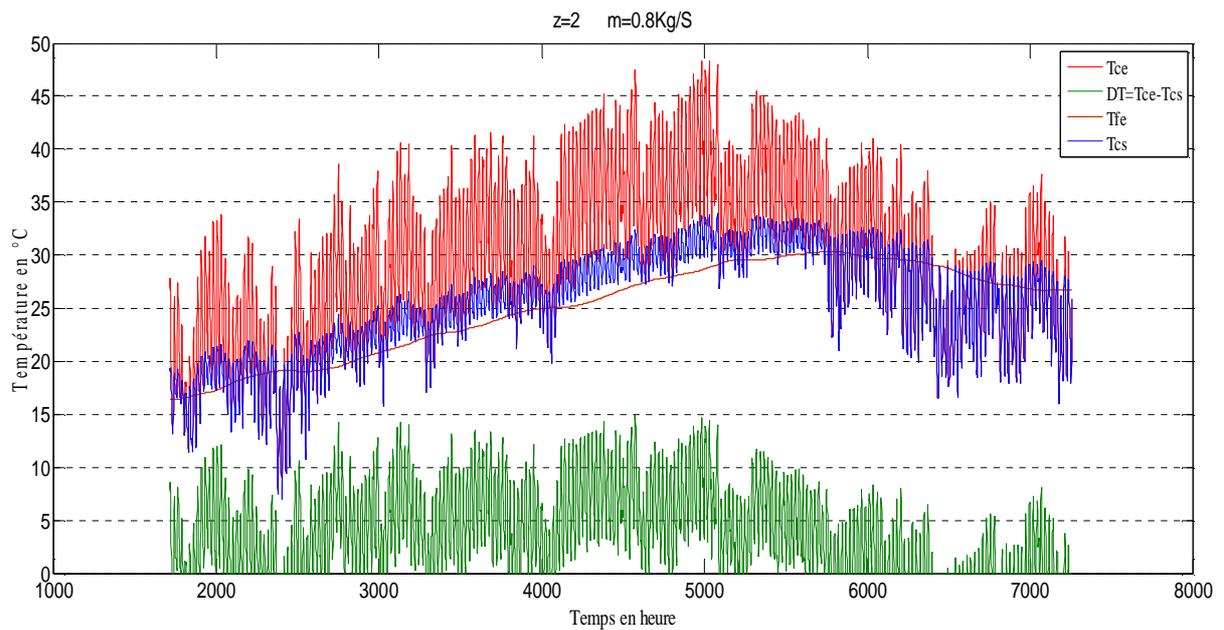


Figure III-17 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 2m et un débit de 0.8kg/s

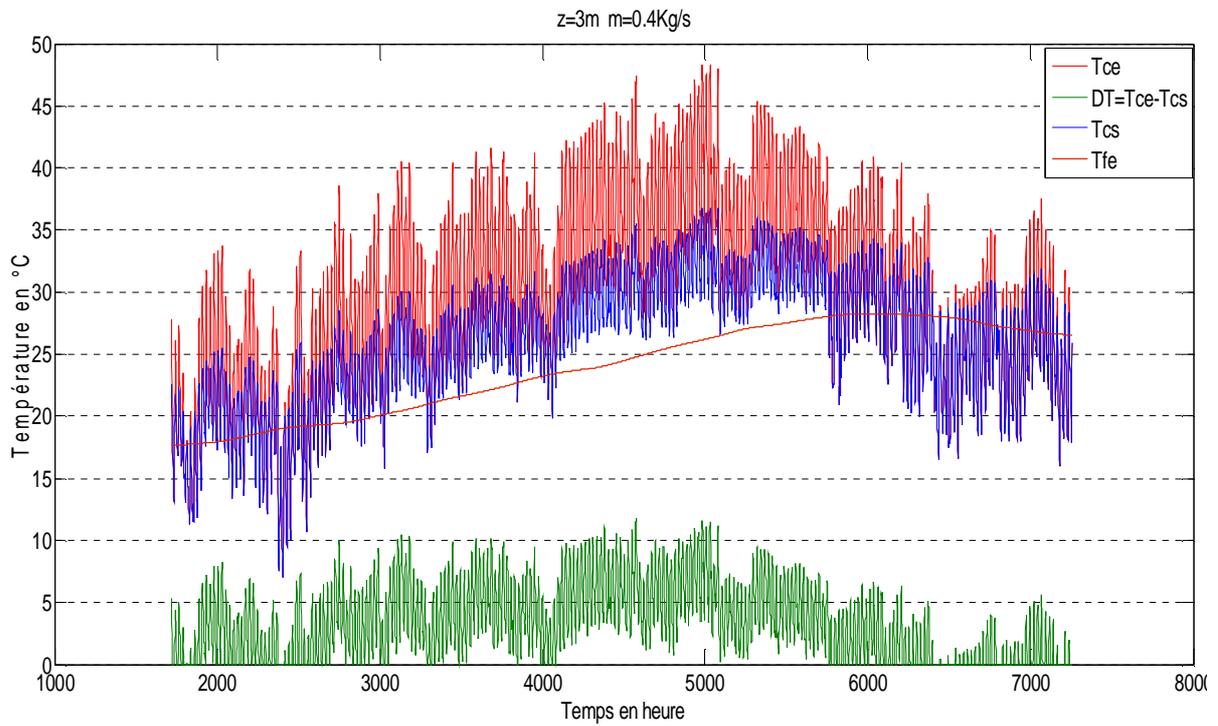


Figure III-18 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 3m et un débit de 0.4kg/s

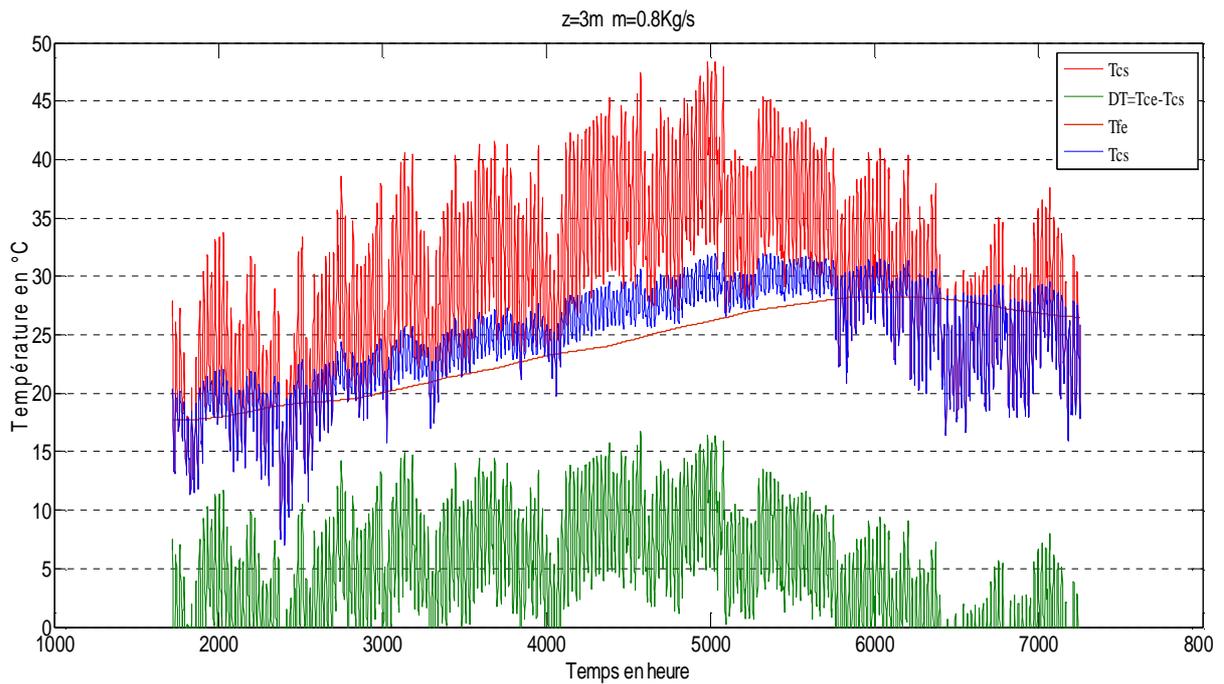


Figure III-19 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 3m et un débit de 0.8kg/s

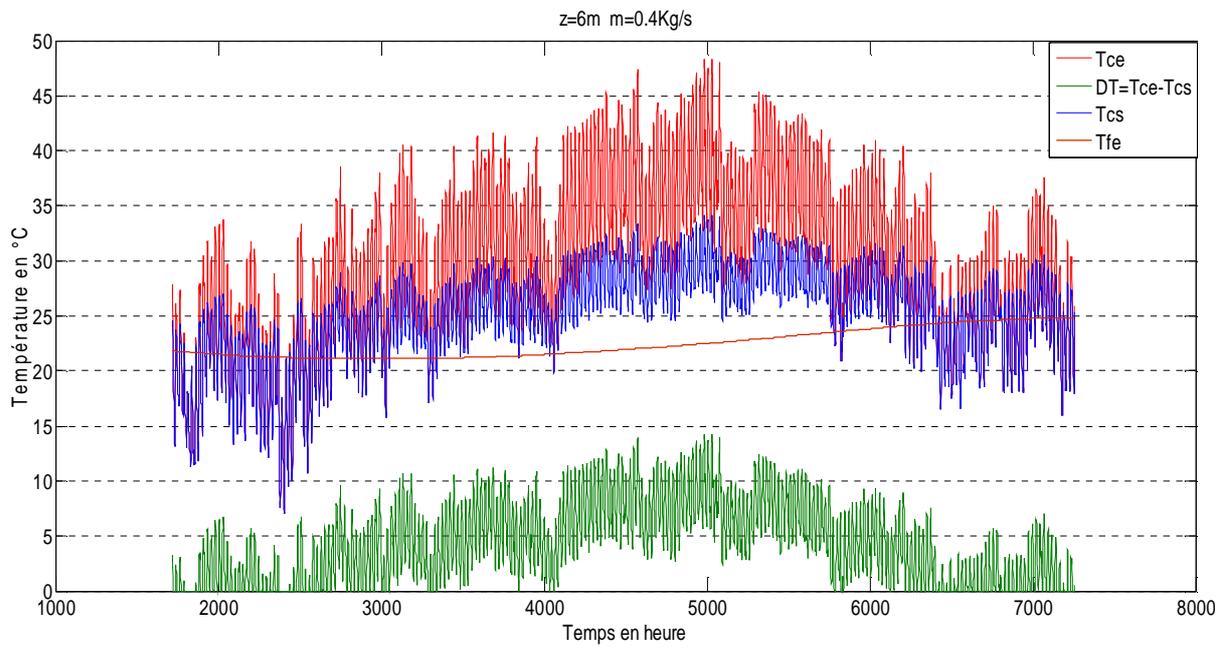


Figure III-20 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 6m et débit de 0.4kg/s

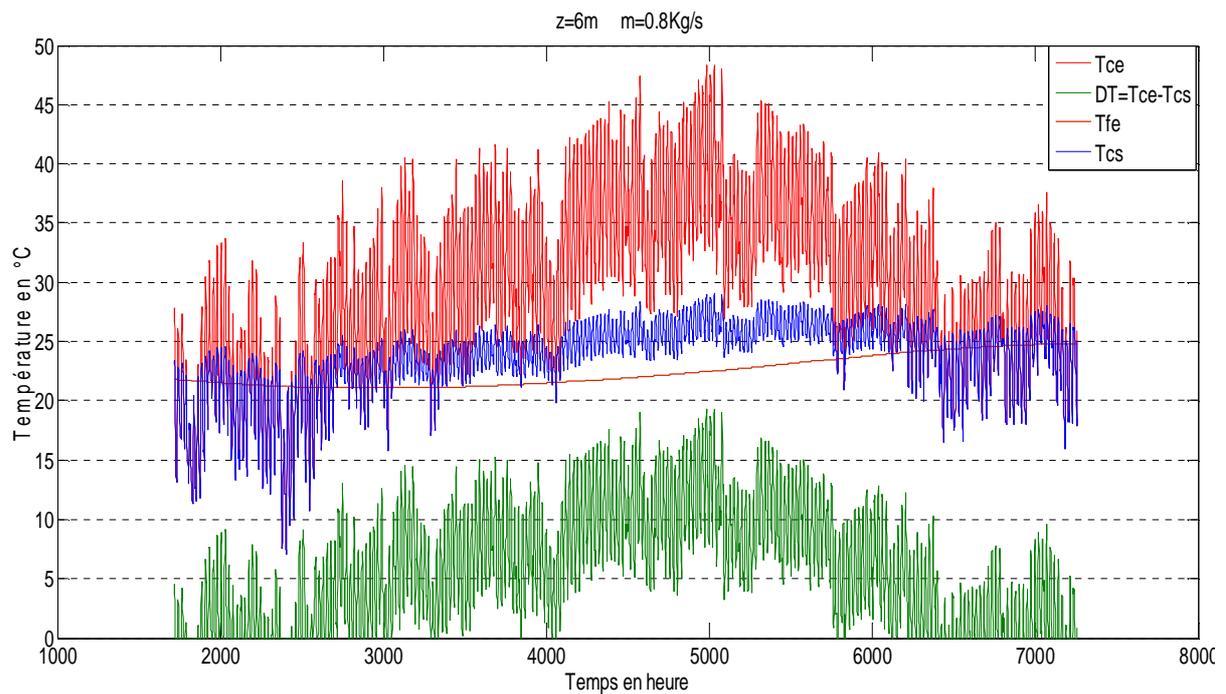


Figure III-21 : évolution de la température de l'air à la sortie de l'échangeur pour une profondeur 6m et un débit de 0.8Kg/s

Conclusion Générale

Conclusion générale :

L'énergie est primordiale pour le développement économique et social, mais sa production et sa consommation peuvent avoir une incidence considérable sur l'environnement. La géothermie est une ressource largement répandue, dont la valorisation présente le double intérêt d'exploiter une importante source d'énergie renouvelable et de contribuer aux efforts entrepris pour faire face aux changements climatiques et inconfort thermique.

Au terme de ce travail, nous avons essentiellement traité la distribution de la température dans le sol et la transformation de la ressource géothermique pour le rafraîchissement des habitats, par l'intermédiaire d'un échangeur eau/sol couplé à un échangeur eau/air. Dans le souci d'être en mesure de répondre aux exigences imposées par le réchauffement climatique et la pollution environnementale, l'installation proposée assure un refroidissement conséquent des locaux avec une consommation énergétique assez faible.

Nous avons constaté que la profondeur d'enfouissement et le débit d'eau ont une très grande influence sur l'efficacité de notre système. Pour la région de Ghardaïa, le choix d'une profondeur de 6m et un débit d'eau de 0.8 Kg/s, correspond à une longueur du serpentin de 24.20m, et cela pour un diamètre de $D=2\text{cm}$. Notre système assure le rafraîchissement de l'air sur toute la période considérée de mi février jusqu'au début octobre sans faire appel à un système d'appoint.

Comme le sol est caractérisé par une faible diffusivité thermique, notre système coure un risque d'un éventuel dysfonctionnement au bout d'un certain temps d'utilisation. Parmi les solutions envisagées on retient la proposition d'installer autre échangeur eau/sol qui travaille en intermittence avec le premier.

Toutefois, une validation des résultats s'avère indispensable. C'est pourquoi il est nécessaire d'envisager une étude expérimentale du système proposé.

Bibliographie

- [1] Cours transferts de masse et échangeur de chaleur INSA LYON J.BRAU 2006
- [2] Sacadura initiation au transfert thermique Edition 1991
- [3] Les puits canadiens/provençaux Guide d'information CETIAT (Centre Technique des Industries Aéronautiques et Thermique)
- [4] Thèse de doctorat : Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno Sabrina, DELROT 2012 université de Valenciennes
- [5] Heat Transfer Tenth Edition de J.P.Holman
- [6] Transmission et échangeurs de chaleur G.RIGOT les éditions Parisiennes.
- [7] Technologie et principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur. Jean Castaing-Lasvignottes université de Peau et des pays de l'Adour
- [8] mémoire de fin d'études : calcul thermique d'un échangeur de chaleur eau/air. Comparaison entre les méthodes globales (NUT, DTLM) et l'approche CFD réalisé par LATAB et LAGAB UMMTO 2010/2011
- [9] R. Nebbali. Simulation Numérique Du Comportement Dynamique D'un Echangeur Eau-Sol. 3rd Climate Change Technology Conference, Montréal, Québec, 2013
- [10] Détermination de la distribution du champ de températures dans le sol, par un modèle semi-analytique. Conditions aux limites pour les besoins de simulation d'une serre de culture NEBALLI.R et MEKHLLOUF.S *Revue des Energies Renouvelables CER'07 Oujda (2007) 255 – 258*
- [11] Cours transfert thermique 3eme année licence énergétique NEBBALI 2011/2012
- [12] Site web : www.aprue.org.dz consommation énergétique finale en Algérie chiffres clés 2005

Annexe

Cas où la température imposée à la surface est constante :

Le bilan thermique effectué sur un élément de volume (figure A) nous permet d'écrire :

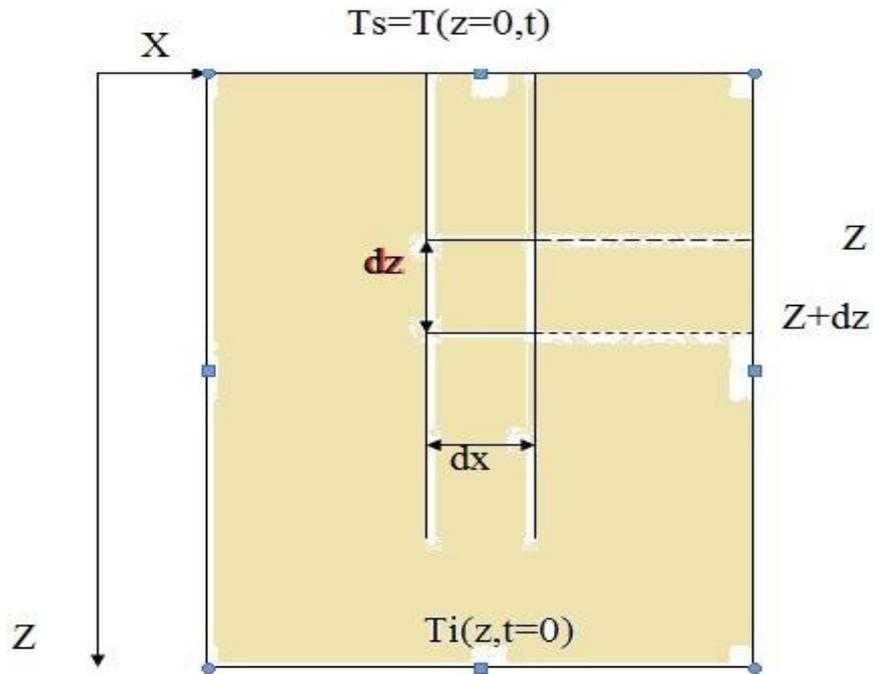


Figure A : un milieu semi infini

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_Z dx \cdot 1 = -\lambda \frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_{Z+dz} dx \cdot 1 + \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dx dz \cdot 1 \quad (A-1)$$

L'équation (A. 1) nous permet d'écrire :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_{Z+dz} - \frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_Z}{dz} \quad (A-2)$$

Quand dz tend vers 0 l'équation (A-2) devient :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (A-3)$$

En posant

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$$

Qui définit la diffusivité thermique du milieu.

Donc l'équation (A-3) devient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (\text{A-4})$$

• **Condition aux limites et initiales :**

- Pour la condition initiale : le milieu semi infini est initialement uniforme à la température T_i .
- On applique brutalement une température T_s à ça surface (condition de DIRICHLET) sachant que $T_s \neq T_i$. donc on peut écrire :

$$T(z, t = 0) = T_i \quad (\text{A-5})$$

$$T(z = 0, t > 0) = T_s \quad (\text{A-6})$$

- La perturbation n'atteint pas l'autre extrémité du milieu donc :

$$\lim_{z \rightarrow \infty} T(z, t) = T_i \quad (\text{A-7})$$

• **Résolution analytique :**

Considérant le changement de variable suivant

$$\bar{T} = \frac{T - T_i}{T_s - T_i} \quad (\text{A-8})$$

Alors :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = \frac{1}{T_s - T_i} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A-9})$$

Et :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} = \frac{1}{T_s - T_i} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (\text{A-10})$$

Donc l'équation (A-5) devient :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} \quad (\text{A-11})$$

Tenant compte de l'expression (A-9) et les conditions aux limites et initiale :

$$\bar{T}(z, 0) = 0 \quad (\text{A-12})$$

$$\bar{T}(z = 0, t) = 1 \quad (\text{A-13})$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \bar{T}(z, t) = 0 \quad (\text{A-14})$$

La transformée de LAPLACE définie par :

$$\theta(z, p) = L\{\bar{T}(t)\} = \int_0^{\infty} \exp(-pt) \bar{T}(z, t) dt \quad (\text{A-15})$$

L'équation (III-12) devient :

$$L\left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}\right) = L\left(\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t}\right) \quad (\text{A-16})$$

D'après les propriétés de la transformées de LAPLACE (annexe 1) on à

$$L\left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}\right) = \frac{d^2 \theta}{dz^2} \quad (\text{A-17})$$

$$L\left(\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t}\right) = \frac{1}{\alpha} [p\theta - \bar{T}(z, 0)] \quad (\text{A-18})$$

On porte les équations (A-18), (A-19) dans l'équation (A-17) :

$$\frac{d^2 \theta}{dz^2} - \frac{1}{\alpha} [p\theta - \bar{T}(z, 0)] = 0 \quad (\text{A-19})$$

Avec :

$$\bar{T}(z, 0) = 0$$

Alors :

$$\frac{d^2 \theta}{dz^2} = q^2 \theta \quad (\text{A-20})$$

Où :

$$q^2 = \frac{p}{\alpha}$$

La solution de l'équation (A. 20) est de forme :

$$\theta(z, p) = Ae^{-qz} + Be^{+qz} \quad (\text{A-21})$$

La température garde une valeur finie quand z tend vers l'infini, ce qui implique que $B=0$.

Donc l'équation (A. 21) devient :

$$\theta(z, p) = Ae^{-qz} \quad (\text{A-22})$$

La transformée de LAPLACE de l'équation (A. 14) conduit à :

$$\theta(0, p) = \frac{1}{p} \quad (\text{A-23})$$

D'où : $A = \frac{1}{p}$

Alors :

$$\theta(z, p) = \frac{1}{p} e^{-qz} \quad (\text{A-24})$$

L'utilisation de la transformée de Laplace inverse permet d'écrire :

$$\frac{T(z,t)-T_s}{T_i-T_s} = \text{erf} \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \quad (\text{A-25})$$

D'où :

$$T(z, t) = (T_i - T_s) \text{erf} \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} + T_s \quad (\text{A-26})$$

Avec :

$$\text{erf}(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du \quad (\text{A-27})$$

Où : $u = \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}}$