



Université Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd
Faculté de Technologie
Département de Mécanique



Thèse

Préparée au sein du laboratoire d'Etudes des
Systèmes Energétiques Industriels

Présentée pour l'obtention du diplôme de :
Doctorat en Sciences en Mécanique
Option : Energétique

Sous le Thème :

**Etude des Mouvements du Fluide autour d'un Radiateur de
Chauffage(ou Batterie froide) placé dans un Local**

Présentée par :

TOUAHRIA Abdeldjouad

Devant le jury composé de :

M. Zineddine ALLOUI
M. Cherif BOUGRIOU
M. Saadi BOUGOUL
M. Azzedine SOUDANI

MCA
Prof.
Prof.
Prof.

Université de Batna 2
Université de Batna 2
Université de Batna 1
Université de Batna 1

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur

Novembre 2020

STUDY OF MOVEMENTS OF THE FLUID AROUND A HEATING RADIATOR (OR COLD BATTERY) PLACED IN A LOCAL.

*The current study focuses on the efficiency of heat emitters (radiators) in the premises. The heat transfer is optimal when the convection transfer coefficient (α_{con}) between the internal air of the room and the external walls of the radiator is very important, this can be achieved by increasing the inlet temperature of the hot water of the radiator (T_{in}), or by decreasing the supply air temperature. It has been noted by an analogy of a **ventilation-radiator** system with a heat pump **HP** that the cold air supply decreases the **COP** of **HP**, and therefore increases the energy consumption of the heating system (combustible or electricity) and makes it expensive and not economical. For this purpose; a reduced computational domain was numerically studied in (2D) by **CFD** (Computational Fluid Dynamics) simulations with **FLUENT** and **standard (k- ϵ)** model. And near-wall treatment, a standard **Wall-function** is applied. Results showed that the elliptical tubes with staggered arrangement in cross flow, and minimal distances between their horizontal or vertical axes, ensure optimum heat exchange by convection. That results with an important **COP** of installation, and reduced costs, making the system economical and exploitation costs reasonable. After these results, we have proposed another technique that is economical and practical, where we place a heat exchanger at the opening in the wall behind the radiator built by elliptical and non-circular tubes arranged in line, with a cross flow, spaced $2R$ mm between axes horizontally and vertically. This heat exchanger will ensure an absorption of heat from the exhaust hot air discharged to outside, by the fresh cold air brought from the outside with low temperatures, where it undergoes a pre-heating, this heat flux recovered advantage our system (**ventilation-radiator economic**), over other heating systems (ventilation-radiator). What directly affects the performance of the installation and makes the installation economical and efficient; is a reduction in energy consumption at the end. And to ensure the correct flow of air in the exchanger, the air brought from the outside flows inside the inner tube of the exchanger and the local exhaust air flows inside the outer tube of the exchanger, we proposed an extension of the tube of the outer part of the exchanger to play the role of a chimney that sucks air from the inside of the room and rejects it outside, this is ensured by a difference in density between the internal air of the room and the external air of this last.*

Keywords: ventilation-radiator; elliptical tube; cross flow; economy; COP; CFD.

ETUDE DES MOUVEMENTS DU FLUIDE AUTOUR D'UN RADIATEUR DE CHAUFFAGE (OU BATTERIE FROIDE) PLACÉ DANS UN LOCAL.

*L'étude actuelle se concentre sur l'efficacité des émetteurs de chaleur (radiateurs) dans les locaux. Le transfert de chaleur est optimal quand le coefficient de transfert par convection (α_{con}) entre l'air interne du local et les parois externes du radiateur est élevé, ceci peut être réalisé en augmentant la température d'entrée de l'eau chaude du radiateur (T_{in}), ou en diminuant la température d'air d'apport. Il a été noté par une analogie de système de **ventilation-radiateur** avec une pompe à chaleur **HP**, que l'apport d'air froid diminue le **COP** de **HP**, et donc augmente la consommation d'énergie du système de chauffage (combustible ou électricité) et le rend coûteux et **non économique**. A cet effet, une étude numérique d'un domaine réduit de calcul a été réalisée en deux dimensions (**2D**), avec le code **FLUENT**, et le modèle de turbulence (**k-ε**) **standard**, où on a appliqué « **la loi ou fonction de la paroi standard** », les résultats montrent que, les **tubes elliptiques** en quinconce, avec des distances entre leurs axes horizontalement ou verticalement **minimales**, garantissent un **échange thermique optimal** par convection, dont l'écoulement est **croisé**. Cela se traduit par un **COP** important de l'installation, avec des coûts réduits, ce qui rend le **système économique** et les coûts d'exploitation raisonnables. Après ces résultats, nous avons proposé une autre technique qui est économique et pratique, où on place un **échangeur thermique** au niveau de l'ouverture dans le mur derrière le radiateur construit par des **tubes elliptiques** et non circulaires disposés en ligne, avec un **écoulement croisé**, distants de **2R** mm entre axes horizontalement et verticalement. Cet **échangeur thermique** va assurer une absorption de la quantité de chaleur de l'air chaud vicié sortant du local, par l'air froid frais ramené de l'extérieur à des basses températures, où il subit un pré-échauffement, cette quantité de chaleur échangée est celle qui fait la différence entre les deux systèmes de chauffage ventilation-radiateur et **ventilation-radiateur économique**. Ce qui influe directement sur la performance de l'installation et rend **l'installation économique et performante**, c'est une **réduction de la consommation d'énergie**. Et pour assurer l'écoulement correct de l'air au niveau de l'échangeur, c'est-à-dire l'air ramené de l'extérieur s'écoule à l'intérieur du tube interne de l'échangeur et l'air rejeté du local s'écoule à l'intérieur du tube externe de l'échangeur, nous avons proposé une prolongation du tube de la partie externe de l'échangeur pour jouer le rôle d'une cheminée qui aspire l'air de l'intérieur du local et le rejette à l'extérieur, ceci est assuré par une différence de densité entre l'air interne du local et l'air externe de ce dernier.*

Mots clés : ventilation-radiateur; tube elliptique; écoulement croisé; économie; COP; CFD.

دراسة حركة السوائل حول مشع التدفئة (أو بطارية تبريد) موضوع في غرفة.

تركز الدراسة الحالية على كفاءة أجهزة بث الحرارة (المشعات) في المباني. حيث يكون نقل الحرارة مثالياً عندما يكون معامل نقل الحرارة بالحمل الحراري (α_{con}) بين الهواء الداخلي للغرفة وجدران المشع الخارجية (الرادياتير) مرتفعاً ، ويمكن تحقيق ذلك عن طريق رفع درجة حرارة الماء الساخن الداخل للرادياتير (T_{in}) أو خفض درجة حرارة الهواء الداخل للغرفة. وقد لوحظ من خلال مقارنة نظام تهوية-الرادياتير بمضخة حرارة HP ، أن إضافة كمية الهواء البارد من الخارج تقلل COP الـ HP ، وبالتالي تزيد في استهلاك الطاقة لنظام التدفئة (الوقود أو الكهرباء) مما يجعله مكلفاً وليس اقتصادياً.

لهذا الغرض ، تم إجراء دراسة رقمية لجزء مختصر من الرادياتير حسابياً في بعدين ($D2$) ، بواسطة محاكاة CFD (ديناميكيات السوائل المحوسبة) باستعمال الرمز $FLUENT$ مع نموذج الاضطراب ($\epsilon-k$) ، حيث تم تطبيق "قانون الجدار" للمعالجة القريبة من الجدار. تظهر النتائج أن الأنابيب الاهليلجية المتداخلة ، مع مسافات صغيرة بين محاورها الأفقية أو العمودية ، مع عبور تدفق متقاطع تضمن تبادل حراري للحمل أمثل ، وينتج عن ذلك COP مثالي ، مع انخفاض التكاليف، مما يجعل النظام اقتصادي و تكاليف الاستغلال معقولة. يقترح نظام اقتصادي جديد لنظام تهوية-الرادياتير ، والذي يعتمد على رفع قيمة معامل نقل الحرارة بالحمل الحراري (α_{con}) للسطح الخارجي للرادياتير عن طريق تزويده بأنابيب بيضاوية عوض الدائرية الشكل متباعدة بـ $R 2$ مم بين محاورها الأفقية أو العمودية ، مع تدفق متقاطع وتزويده بمبادل حراري على مستوى الفتحة الافتتاحية في الجدار خلف الرادياتير ، والذي يعمل على استرجاع الحرارة من الهواء الساخن الذي يتم طرحه إلى الخارج ، ليتم امتصاصها من طرف الهواء النقي البارد الذي يتم جلبه من الخارج.

يزداد الفرق بين كمية الطاقة مع المبادل الحراري وبدونه في نفس الوقت مع درجة حرارة الهواء القادم من الخارج والذي يمر عبر المبادل الحراري حيث يخضع لعملية التسخين المسبق عن طريق امتصاص كمية من الحرارة من الهواء الساخن الخارج من الغرفة عبر الممر الحلقي للمبادل الحراري . هذه الكمية من الحرارة المتبادلة هي التي تخلق الفرق بين نظامي التدفئة 'تهوية-الرادياتير' و 'تهوية-الرادياتير الاقتصادي'. بما يؤثر بشكل مباشر على أداء النظام ويجعل النظام اقتصادياً وفعالاً ، إذن هو انخفاض في استهلاك الطاقة في النهاية. ولضمان التدفق الصحيح للهواء على مستوى المبادل الحراري ، أي أن الهواء القادم من الخارج يتدفق داخل الأنبوب الداخلي للمبادل والهواء المطروح للخارج داخل الأنبوب الخارجي للمبادل(الهواء المستخدم)، يقترح تمديد الأنبوب الخارجي للمبادل الحراري للعب دور مدخنة تمتص الهواء من داخل الغرفة وتطرده خارجاً ، ويضمن ذلك اختلاف في الكثافة بين الهواء الداخلي للغرفة والهواء الخارجي لهته الأخيرة.

الكلمات المفتاحية: تهوية - رادياتير؛ أنبوب بيضاوي الشكل؛ التدفق المتقاطع؛ نظام اقتصادي؛

CFD ؛COP

REMERCIEMENTS

La fameuse page des remerciements, on y pense beaucoup pendant la rédaction, mais il y a beaucoup de travail avant d'y arriver. C'est enfin le moment d'exprimer ma gratitude envers toutes celles et tous ceux qui ont contribué à ce travail, qui m'ont aidée ou soutenue pendant ces quelques années qui sont passées si rapidement. Mais je souhaite aussi remercier certaines personnes sans qui je ne serai jamais arrivée jusqu'ici.

*Je remercie avant tout **DIEU (الله)**, le tout puissant de sa garde infinie pour moi, pour la volonté, la santé et la puissance qu'il m'a données durant toutes ces longues années d'étude et de travail pour que je puisse arriver à ce stade.*

*Cette thèse de doctorat a été réalisée au sein du Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels, Faculté de Technologie, Département de Génie Mécanique, Option : Energétique, de l'Université de Batna2. Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon encadreur de thèse, Professeur. **Cherif BOUGRIOU**, au cours de ces années, m'a offert l'opportunité de travailler sur un projet scientifique intéressant et stimulant, pour m'avoir permis de travailler dans les meilleures conditions. Sa disponibilité, sa gentillesse, son expérience et ses grandes compétences autant que scientifiques ont permis l'accomplissement de ce travail.*

*J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur **Zineddine ALLOUI**, Maitre de Conférence à l'Université Batna 2, pour avoir accepté de présider le jury. Veuillez trouver, cher Monsieur, le témoignage de ma grande reconnaissance et de mon profond respect.*

*Mes remerciements les plus sincères sont également adressés à Monsieur **Saadi BOUGOUL**, professeur à l'Université Batna 1, et Monsieur **Azeddine SOUDANI**, professeur à l'Université Batna 1, pour avoir accepté de participer au jury de cette thèse.*

*J'adresse aussi tous mes remerciements au professeur **Zoubir NEMOUCHI**, pour les nombreux conseils qu'il a pu me donner.*

*Je remercie aussi, le professeur Monsieur **Ghazali MEBARKI**, et Monsieur **Mohamed MASMOUDI**, pour leurs patiences et leurs compréhensions, pendant les derniers jours de la thèse.*

Un immense merci à toute ma famille pour avoir toujours cru en moi et avoir été à mes côtés dans mes déceptions et mes joies en particulier mes parents et mes frères. A travers ce manuscrit, je tiens également à les remercier de m'avoir supportée tout au long de cette thèse. Et je continue d'apprécier leur chaleureuse présence à mes côtés.

*L'aboutissement d'une thèse ne peut se faire sans le soutien de mes amis et collègues, pour ces encouragements et l'aide qui m'ont apportées au cours de ce travail, et pour aussi les nombreuses conversations amicales que nous avons échangées, et pour bien d'autres choses encore. Enfin, je renouvelle ma chaleureuse amitié à **Litouche.B**, avec qui j'ai passé d'agréables moments durant ces années.*

Un grand merci aussi à tous ceux qui ont contribué de près comme de loin au bon déroulement de cette thèse...

DEDICACE

*A mes **parents**, et à toute ma **famille**...*

TABLE DES MATIERES

Page de garde.....	I
Abstract.....	II
Résumé	III
ملخص.....	IV
Remerciements.....	V
Dédicaces.....	VII
Table des matières.....	VIII
Liste des figures.....	XII
Liste des Tableaux.....	XIV
Nomenclature.....	XV
Introduction générale et problématique.....	1
Chapitre I. RELATION « CONFORT D'OCCUPANT- BATIMENT- INSTALLATION ».....	6
1. Relation confort d'occupants - bâtiment – installation	9
1.1. Confort d'occupants.....	9
1.1.1. Notions de confort thermique.....	9
1.1.2. Facteurs ayant une incidence sur le confort thermique	9
1.1.3. Conditions environnementales du confort thermique local.....	10
✚ Différence verticale de la température de l'air.....	10
✚ Asymétrie de la température de rayonnement.....	10
✚ Température des planchers.....	10
✚ Courants d'air.....	11
2. Modélisation et thermique du bâtiment.....	11
2.1. Modélisation par codes de calcul (champs).....	13
3. Chauffage central à eau chaude.....	14
3.1. L'objectif du système de chauffage.....	15
3.2. Radiateurs.....	16
3.3. Réglage de la température de départ de l'eau pour économiser d'énergie.....	16
3.4. Pertes à l'émission de la chaleur.....	17
3.5. Combinaison entre une Pompe à Chaleur (PAC) et un système de chauffage.....	18

3.6. Principe du système de la ventilation du radiateur	18
4. Analyse bibliographique.	20
Chapitre II. EQUATIONS GOUVERNANTES ET MODELISATION MATHEMATIQUE	32
1. Equations gouvernantes de l'écoulement autour d'un radiateur	35
1.1. Mise en équations de la convection.....	35
1.2. Hypothèses simplificatrices.....	35
2. Etude du système (Radiateur–mur).....	36
2.1. Transmission par convection.....	37
2.2. Transmission par rayonnement.....	38
3. Coefficient d'échange thermique par convection.....	42
3.1. Ecoulement parallèle à une surface plane ou circulaire.....	42
a. Plaque (surface) plane verticale.....	42
b. Tube cylindrique vertical.....	43
3.2. Ecoulement forcé autour d'un obstacle.....	45
a. Circulaire.....	45
b. Non circulaire.....	45
4. Ecoulement autour d'un faisceau de tubes.....	46
5. Coefficient de performance calorifique (COP).....	47
6. Discussion des résultats.....	48
6.1. Influence de la température de l'air extérieur (T_{air}) sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).....	48
6.2. Influence de la température d'air extérieur (T_{air}), sur le coefficient de performance (COP).....	51
6.3. Influence du type d'écoulement de l'air (parallèle ou croisé) sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), dont le diamètre (d) varie de 0,10 (m) à 0,20 (m), avec l'augmentation de la vitesse.....	55
6.4. Influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} pour les différents diamètres (d) et un écoulement d'air croisé.....	56
6.5. Influence du diamètre (d) des tubes sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} , dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B), où l'écoulement est perpendiculaire aux axes	59
6.6. Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B) (cas d'écoulement croisé et diamètre constant).....	60
Chapitre III. APPLICATION DU CODE DE CALCUL (CHAMP) FLUENT	63

1. Objectifs de l'étude.....	65
2. Principes des codes de champs.....	65
3. Différentes approches permettent de construire un modèle CFD.....	66
3.1. Géométrie.....	66
✓ Réduction de la géométrie.	67
3.2. Maillage.....	68
3.2.1. Etudes de la stabilité des résultats (Tests de l'effet du maillage sur la solution).....	71
3.3. Modèles de turbulence.....	73
3.3.1. Critère de choix d'un modèle.....	74
✓ Modèle de turbulence $k-\epsilon$ standard.....	74
• Avantages et inconvénients de la méthode de fermeture à deux équations.....	76
- Avantage.....	76
- Inconvénients.....	76
✚ Equation de l'énergie cinétique turbulente.....	76
✚ Equation de la dissipation.....	77
4. Conditions aux limites.....	80
5. Méthodes numériques.....	82
5.1. Choix de la formulation du solveur.....	83
5.2. Schémas de discrétisation.....	84
5.3. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse.....	84
5.3.1. Facteurs de relaxation.....	85
6. Traitement des résultats.....	85
Chapitre IV. DISCUSSION DES RESULTATS, ECHANGEUR DE CHAEUR ET CONCEPTION FINALE.....	87
1. Résultats et discussion.....	89
1.1. Analyse des résultats.....	91
1.1.1. Champ de vitesses.....	91
1.1.2. Vecteurs de vitesse.....	91
1.1.3. Champ de température.....	91
1.2. Comparaison entre les différentes formes.....	92
2. Echangeur de chaleur et conception finale.....	93

2.1. Considérations générales.....	93
2.2. Quantité d'énergie économisée avec l'échangeur.....	94
2.2.1. Influence de la température de l'air extérieur (T_{air}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur.....	94
2.2.2. Influence de la température de l'air extérieur à la sortie de l'échangeur (T_{2s}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur.....	95
3. Conception et principe du système de la ventilation du radiateur économique.....	97
Conclusion générale et Perspectives	99
références et Annexes	104
Références bibliographiques.....	105
Annexe –A- : Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire verticale de $h=0.6m$, dans les deux cas (écoulement parallèle et perpendiculaire au axe) dans des diamètres différents.....	110
Annexe –B- : L'influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans les différents diamètres $d(m)$, avec un écoulement d'air perpendiculaire à l'axe..	115
Annexe –C- : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B), (cas d'écoulement perpendiculaire à l'axe et diamètre constant.....	121
Annexe –D- : La méthode des volumes finis.....	127

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1. Schéma de principe d'une installation de chauffage central à eau chaude (installation bitube).....	15
Figure I.2. Combinaison entre une PAC et un système de chauffage classique.....	18
Figure I.3. Système de ventilation du radiateur (MYHREN et al., 2011).....	19
Figure I.4. Représentation des sections des panneaux du radiateur avec des dimensions et géométries (vue en haut). (MYHREN et al. 2011).....	24
Figure I.5. Droite : Croquis du système de ventilation du radiateur. Gauche : Représentation du radiateur utilisé dans les quatre cas (MYHREN et al. 2009)..	26
Figure I.6. La géométrie du local avec fenêtre, radiateur, position d'air d'entrée, lignes de référence, et la zone d'occupation (MYHREN et al. 2009).....	25
Figure I.7. Représentation des contours de température (température de confort), au plan vertical de, $Y = L/2$. (MYHREN et al.2009).....	28
Figure I.8. Différents types de surfaces des murs derrière le radiateur (SHATI et al. 2011).....	30
Figure II.1 -Puissance produite par le passage d'eau chaude à travers le radiateur en passant de (Tin) à (Tout), (MYHREN et al.,2009).....	37
Figure II.2- Balance thermique du système (Radiateur-Mur).....	39
Figure II.3. Ecoulement d'air dirigé perpendiculairement aux axes autour d'un faisceau de tubes elliptiques parallèles dans les deux dispositions : -Gauche : la disposition alignée - Droite : la disposition en quinconce.....	47
Figure II.4. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la différence de température moyenne logarithmique. Cas d'une plaque plane verticale de $h=0.6m$, dans les cas (régime d'alimentation d'eau chaude 90/70 ,85/65 ou 75/65 °C).....	49
Figure II.5. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la différence de température moyenne. Cas d'une plaque plane verticale de $h=0.6m$. (MYHREN et al., 2009).....	49
Figure II.6. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la température de l'air ramené de l'extérieure. Cas d'une plaque plane verticale de $h=0.6m$, dans les cas (régime d'alimentation d'eau chaude 90/70 ,85/65 ou 75/65 °C).....	50
Figure II.7. Variation de la puissance calorifique du radiateur placé dans le local avec la différence de température moyenne logarithmique,(régime d'alimentation d'eau chaude 90/70 ,85/65 ou 75/65 °C).....	51
Figure II.8. Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la température de la source froide (combinaison entre une PAC et un système de chauffage central, dont les températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70 ,85/65, 75/65, et 75/40 °C.	52
Figure II.9. Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la différence de température entre la source chaude et la source froide (T_c-T_f), (dont les températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70,85/65, 75/65 et 75/40 °C).....	53
Figure II.10. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire vertical de $h=0.6 m$, dans les deux cas (écoulement parallèle ou croisé) pour des diamètres différents.....	55

Figure II.11. Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} pour diverses géométries dans le cas d'un écoulement croisé et un diamètre constant ($d=0,1$ m puis $d=0,11$ m).....	57
Figure II.12. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un faisceau aligné A (l'écoulement est perpendiculaire à l'axe), pour différents diamètres.....	59
Figure II.13. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un faisceau en quinconce B (écoulement perpendiculaire à l'axe), pour différent diamètres.....	60
Figure II.14. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube vertical (où l'écoulement est parallèle) pour différents diamètres.....	61
Figure III. 1- Représentation du domaine de calcul réduit.....	67
Figure III. 2- Représentation des formes et des géométries.....	69
Figure III.3- Représentation des formes sous maillage en (m).....	71
Figure III.4- Etude de stabilité des résultats, profils de température la position $y= 0, 133$ m, avec les différents maillages pour les différentes formes.....	72
Figure III.5- Représentation des conditions aux limites.....	82
Figure IV.1-Écoulements obtenus à l'aide du code de champs Fluent et le modèle de turbulence ($k-\epsilon$) standard avec différents maillages.....	90
Figure IV.2- Comparaison de la température à la position $y= 0,133$ m, pour les différentes formes, avec les différents maillages en (m).....	92
Figure IV.3 - Représentation des différents écoulements dans l'échangeur.....	93
Figure IV.4 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction des températures d'air à l'entrée de l'échangeur.....	95
Figure IV.5 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction de la température d'air à la sortie de l'échangeur....	95
Figure IV.6 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction de l'élévation de température de l'air frais.....	96
Figure IV.7 - Nouvelle conception économique du système de ventilation du radiateur.....	98
Figure. D.1- Volume de contrôle 2D.....	129
Figure. D.2- Illustration des schémas de discrétisation, exemples du maillage de 1D.	130

LISTE DES TABLEAUX

<i>Tableau II.1</i>	<i>Valeurs numériques des variables C et m de la formule (II.36). (JAKOB, 1949).....</i>	<i>41</i>
<i>Tableau III.1</i>	<i>Détails du maillage.....</i>	<i>65</i>
<i>Tableau III.2</i>	<i>Etude de stabilité des résultats- Valeurs maximales des : Vitesses m/s, Températures K.....</i>	<i>68</i>

NOMENCLATURE

A	Surface d'échange thermique (m^2).
C_p	Chaleur spécifique ($J/kg.K$) ou ($W.s/kg\ ^\circ C$)
COP	Coefficient de performance calorifique
E	Efficacité d'échangeur thermique.
f	Fonction quelconque.
f^c	Flux convectif.
f^d	Flux diffusif.
(G)	Production par force de flottabilité
G_k	Terme de production par le champ de température dans l'équation de k
g	Accélération de la pesanteur (gravité) (m/s^2).
h	Hauteur caractéristique du corps de chauffe (m)
k	Énergie cinétique turbulente (m^2/s^2)
K_p	Calculé à partir de l'équation de transport de K .
K_t	Coefficient global du transfert de chaleur entre l'eau circulant dans le radiateur et l'air ambiant du local à travers la surface extérieure du radiateur ($W/m^2\ K$).
L_{per}	Périmètre mouillé (m).
L	Longueur " caractéristique " de la géométrie (m).
L_w	Épaisseur du mur (m).
m	Débit massique de l'eau chaude (Kg/s).
$m_f C_{p_f}$	Capacités thermiques (de l'air froid) (W/K).
$m_c C_{p_c}$	Capacités thermiques (de l'air chaud) (W/K).
p	Pression (Pa)
P_k	Terme de production par les forces de volumes dans l'équation de k
Q	Chaleur produite utile à l'échangeur (chaleur dégagée au puits chaud). (J)
Q_t	Quantité de chaleur, associée par le radiateur par les deux modes de transmission (convection et rayonnement). (J)
Q_{tot}	Bilan énergétique total qui est la somme des énergies par rayonnement, convection, et conduction. (J)
Q_{cv}	Chaleur transmise par convection. (J)
Q_{cd}	Quantité de chaleur transmise par conduction à travers le mur. (J)
Q_{Ray}	Chaleur transmise par rayonnement. (J)

Q_{tot}	Quantité de chaleur totale produite par le radiateur. (J)
$Q_{R,r-w}$	Chaleur émise par rayonnement par la surface extérieure du radiateur vers le mur. (J)
$Q_{R,w,r}$	Chaleur émise par rayonnement par la surface du mur en face du radiateur vers le radiateur. (J)
$Q_{cv,r}$	Chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du radiateur. (J)
$Q_{cv,w}$	Chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du mur. (J)
R	Rayon du tube (m)
S_ϕ	Terme source.
t	Temps (s)
T	Température (K), (°C)
T_{air}	Température de l'air loin de la surface (°C).
u	Composante de la vitesse suivant l'axe (X) (m/s)
v	Composante de la vitesse suivant l'axe (Y) (m/s)
U	Vitesse (m/s)
U_i	Vitesse selon i (m/s)
V	Vitesse d'écoulement du fluide (m/s)
W	Travail mécanique absorbé par le compresseur (énergie apportée au système). (J)
y^+	Distance adimensionnée du point P à la paroi.

Symboles

α	Coefficient d'échange thermique ($W/m^2 K$).
θ	Partie fluctuante de la température
ν_t	Viscosité cinématique turbulente (m^2/s)
ν	Viscosité cinématique de l'air.
μ	Viscosité dynamique du fluide (Pa.s).
μ_t	Viscosité dynamique turbulente (Pa.s).
ε	Dissipation de l'énergie cinétique (m^2/s^3)
λ	Conductivité thermique ($W/m.K$).

λ_f	Conductivité thermique du fluide (W/m.K).
β	Coefficient de dilatation à pression constante .
ρ	Masse volumique du fluide (Kg/m ³)
α_1, α_2	Coefficients de l'interpolation.
ϕ	Quantité physique quelconque
ϕ_n	Quantité physique élémentaire
δ_{ij}	Symbol de kronecker
Γ	Coefficient de la diffusion
Ω	Volume de domaine (m ³)
λ_r	Conductivité du radiateur (surface) (W/m K).
δ	Épaisseur de la paroi extérieure du radiateur (m).
Ω_n	Volume fini du local (m ³)

Nombres adimensionnels.

Re	Nombre adimensionnel de Reynolds
Gr	Nombre adimensionnel de Grashoff
Ra	Nombre adimensionnel de Rayleigh
Nu	Nombre adimensionnel de Nusselt
Pr	Nombre adimensionnel de Prandtl.
Pe	Nombre adimensionnel de Peclet

Indices et exposants

<i>i</i> : Indice sur l'axe (x)	<i>cd</i> : Conduction
<i>j</i> : Indice sur l'axe (y)	<i>E</i> : Est
<i>c</i> : Chaud	<i>W</i> :Ouest
<i>f</i> : Froid	<i>N</i> :Nord
<i>Ray</i> : Rayonnement	<i>S</i> :Sud
<i>Cv</i> : Convection	<i>air</i> : Air
<i>in</i> : Entrée du Radiateur	<i>out</i> : Sortie du Radiateur
<i>1e</i> : Entrée de l'échangeur (partie interne).	<i>2s</i> : Sortie de l'échangeur (partie interne).
<i>1s</i> : Sortie de l'échangeur (partie externe).	<i>2e</i> : Entrée de l'échangeur (partie externe).
<i>sur</i> : Surface.	<i>W</i> : Mur.
<i>W1</i> : Surface du mur en face du radiateur.	<i>W2</i> : Surface du mur extérieure.

INTRODUCTION GENERALE ET PROBLEMATIQUE

*Jusqu'au début des années soixante-dix, la problématique de l'énergie dans les bâtiments était peu, voire pas du tout au centre des préoccupations. L'énergie était en effet bon marché et semblait sans limites mais la crise de l'énergie dans les années septante a fait apparaître le contraire, à savoir que la consommation d'énergie peut être coûteuse et que les sources traditionnelles d'énergie ne sont pas inépuisables. D'autre part, des scientifiques ont démontré que l'augmentation débridée de la **consommation énergétique** peut avoir des conséquences néfastes sur l'environnement. En effet, elle est considérée comme une des grandes responsables du réchauffement de la planète par effet de serre, de la diminution de l'épaisseur de la couche d'ozone, des pluies acides et de la pollution du sol et de l'air.*

*Dans le domaine de l'habitation, les statistiques montrent que la majorité des habitations du monde entier étaient équipées d'un **chauffage central**. Les systèmes de chauffage central recourent essentiellement pour la production de chaleur aux **combustibles** ... qui peut être considérés comme le principal poste des **dépenses énergétiques des ménages** (sans aborder les nouveautés telles que les chaudières à condensation, des tuyauteries en matière synthétique, ...).*

*À cet effet, l'industrie a été encouragée, par le biais de programmes d'incitation, à développer de nouvelles techniques, de nouveaux appareils ou systèmes permettant d'économiser l'énergie. Bien que ces mesures n'aient pas toujours été couronnées de succès, elles ont toutefois progressivement fait prendre conscience aux spécialistes ainsi qu'au grand public de la nécessité d'adopter un comportement d'utilisation rationnelle de l'énergie qui contribue non seulement à diminuer la facture énergétique mais également à protéger notre environnement à long terme. De même, dans le domaine de la thermique dans les locaux d'habitations, l'économie dans la consommation d'énergie vis-à-vis au combustible devient un facteur très important, ainsi **la recherche d'un nouveau système de chauffage économique est une obligation.***

Le problème qui se pose alors, comment peut-on atteindre ce but, c.à.d. minimiser le maximum les dépenses énergétiques par une consommation minimale des combustibles, et avoir une production maximale de l'énergie, et quelles sont les solutions proposées ?

*À cet effet, nous avons effectué une étude d'un nouveau système économique du système de ventilation de radiateur avec une nouvelle technique. Cette technique se base principalement sur l'intensification du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), des surfaces externes des corps de chauffe qui sont dans notre cas les **Radiateurs**.*

Au cours de cette étude, nous avons tout d'abord commencé par une introduction générale, suivit par quatre (04) chapitres, et une conclusion générale à la fin de ce travail.

*Dans le premier chapitre, nous présentons le confort thermique et les différents facteurs et conditions ayant une incidence sur ce confort thermique. Puis, on parle de la modélisation des bâtiments et les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment en se basant sur la modélisation à l'aide d'un code de calcul (CFD), où on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code de calcul (CFD), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. A la suite, on parle du principe du chauffage central à eau chaude où la chaleur est produite par un appareil centralisé (la chaudière) et est ensuite distribuée par un réseau de canalisations et acheminée dans les locaux à chauffer via un fluide (eau chaude) vers les **corps de chauffe (Radiateur)**, qui représente l'élément le plus important dans l'échange thermique et dans notre étude. L'objectif de ce système de chauffage consiste à diffuser dans chaque local et à chaque moment exactement la quantité de chaleur nécessaire pour atteindre et maintenir la température de confort thermique adéquate au niveau souhaité. Pour étudier la performance de notre installation (chauffage central à eau chaude) on a fait appeler le principe de la pompe à chaleur (PAC), où on a fait une*

comparaison entre les deux installations. La deuxième partie de ce chapitre, représente une synthèse d'une recherche bibliographique, qui permettra de résumer les travaux réalisés dans ce domaine.

Dans le deuxième chapitre, nous avons cité en premier lieu, les équations gouvernantes qui régissent les écoulements autour d'un corps de chauffe (radiateur). Ensuite, on a étudié le système (radiateur-mur), en se basant sur le mode de transfert de chaleur le plus dominant. Puis, nous avons traité en deuxième lieu à l'aide des nombres adimensionnels, le cas des modes de convection (naturelle, forcée ou mixte), ainsi que le type d'écoulement (laminaire, ou turbulent), sur une plaque plane verticale, ou tube circulaire, et la même chose pour quelques écoulements autour d'obstacles de géométrie différentes.

A la fin de ce chapitre, nous avons présenté les différents résultats obtenus concernant l'influence de plusieurs paramètres, comme la température de l'air extérieur (T_{air}), et le type d'écoulement... etc., sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).

Dans le troisième chapitre, nous avons discuté le principe des **codes de calcul**, et les différentes approches qui permettent de construire un modèle **CFD**, en se basant sur le code de calcul **Fluent**, sans oublié les modèles de turbulence, en particulier le modèle d'équations **(k- ϵ) standard**, et les schémas de discrétisation dans la méthode numérique des **volumes finis**.

On a réalisé donc, une **simulation numérique en (2D)** des mouvements d'air entre les tubes du radiateur, qui sert à détailler les prédictions des contours de vitesses, de températures et de vecteurs de vitesses, et voir dans quel cas on peut avoir un échange thermique optimal, pour atteindre des températures maximales à la sortie d'air du radiateur vers le local ; en jouant sur la forme des tubes circulaire, ou elliptique, puis, sur la distance entre les axes des tubes eux-mêmes.

*Dans le **dernier chapitre**, on a présenté les résultats numériques obtenus par le code de calcul (champs) **Fluent**, et la comparaison de la grandeur de température à la sortie du corps de chauffe, entre les différentes formes, avec des différents maillages, et voir le quel parmi eux représente une meilleure solution pour avoir des températures d'air élevées à la sortie du Radiateur.*

*A la fin de ce chapitre, nous avons étudié une proposition comme étant une solution du problème ou une partie de ce dernier où on a considéré un **échangeur de chaleur** placé au niveau de l'ouverture murale derrière le radiateur, et on a discuté la **Quantité d'énergie gagnée** avec ce dernier (l'échangeur de chaleur), en vérifiant l'influence de la température de l'air extérieur (T_{air}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur, pour avoir présenté la **conception finale proposée d'un système de ventilation du radiateur économique**.*

À la fin de ce travail, on a regroupé dans une conclusion générale les résultats obtenus par ce travail en répondant à la problématique posée dès le début ainsi que quelques perspectives.

CHAPITRE I

RELATION « CONFORT D'OCCUPANT- BATIMENT- INSTALLATION »

La relation " confort d'occupant- bâtiment – installation " représente une donnée importante, pour obtenir un climat intérieur optimal moyennant une consommation énergétique totale minimale.

Pour les occupants, c'est le système classique de chauffage central à eau chaude avec radiateurs qui remporte le plus grand succès car il offre les principaux avantages d'un système simple, fiable, facile à régler, confortable et présentant une longévité acceptable. C'est pour cela qu'on va étudier ce système en essayant de trouver des solutions à l'améliorer.

Pour les bâtiments, c'est la modélisation des bâtiments qui joue un rôle très important surtout dans la partie thermique ou dynamique, dans le domaine des bâtiments, car elle est une représentation virtuelle des phénomènes réels, où elle permet de refaire, et à volonté, une expérience en modifiant toutes les données opératoires et géométriques et donc, de réduire le nombre, la durée et les coûts des essais expérimentaux. L'avantage principal de la modélisation est qu'elle permet de tester différents scénarios sans contrainte d'échelles et de faisabilité. Dans le domaine de la thermique, la thermique du bâtiment est une discipline visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments. Elle aborde principalement les notions d'isolation thermique et de ventilation afin d'offrir le meilleur confort thermique aux occupants. Elle aborde aussi les problématiques de fourniture d'énergie pour le chauffage et de production d'eau chaude sanitaire.

Pour l'installation, les statistiques montrent que la majorité des bâtiments d'habitation étaient équipées d'une installation de chauffage central à eau chaude avec les radiateurs classiques.

Dans ce chapitre nous présentons le confort thermique et les différents facteurs et conditions, ayant une incidence sur ce confort thermique. Puis, on parle de la modélisation des bâtiments et les différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment en se basant sur la modélisation à l'aide d'un code de calcul (CFD), où on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code de calcul (CFD), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison notre étude sera limitée à un local.

A la suite, on parle du principe du chauffage central à eau chaude où la chaleur est produite par un appareil centralisé (la chaudière) et est ensuite distribuée par un réseau de canalisations et acheminée dans les locaux à chauffer via un fluide (eau chaude) vers les corps de chauffe (radiateur). L'objectif de ce système de chauffage consiste à diffuser dans chaque local et à chaque moment exactement la quantité de chaleur nécessaire pour atteindre et maintenir la température de confort thermique adéquate au niveau souhaité, à cet instant l'installation doit veiller à économiser de l'énergie.

Pour étudier la performance de notre installation (chauffage central à eau chaude) on a utilisé le principe de la pompe à chaleur (PAC) qu'est une installation frigorifique dont le cycle est inversé, elle sert à chauffer un espace fermé dans les périodes froides, elle se compose exactement des mêmes composants d'une installation frigorifique, où on a fait une combinaison entre les deux installations.

La deuxième partie de ce chapitre, représente une synthèse d'une recherche bibliographique, qui permet de résumer les travaux réalisés dans ce domaine.

1. Relation confort d'occupants - bâtiment - installation

1.1. Confort d'occupants

1.1.1. Notions de confort thermique

Le confort thermique se définit comme la satisfaction exprimée à l'égard de l'ambiance thermique du milieu environnant. Si le confort thermique est souhaitable, il est souvent difficile de l'obtenir dans plusieurs milieux d'occupations. Toutefois, des conditions thermiques inconfortables ne présentent pas nécessairement un risque pour la santé ou la sécurité des occupants puisque l'organisme peut s'adapter dans une certaine mesure aux fluctuations de l'ambiance (*GARDE, 2001*).

1.1.2. Facteurs ayant une incidence sur le confort thermique

Les principaux facteurs qui régissent les échanges de chaleur entre une personne et son environnement et qui ont une incidence sur son confort thermique sont d'une part l'activité physique (production de chaleur par le corps), l'habillement, la température de l'air et ses fluctuations, l'humidité, la vitesse de l'air, la température des objets avec lesquels la personne est en contact et le rayonnement thermique. Notant qu'en raison des différences de perception d'un individu à un autre (l'âge, la taille,...), il est impossible de déterminer une ambiance thermique qui soit satisfaisante pour tous. Pour cela, on prend les conditions dans lesquelles 80 % ou plus des personnes en bonne santé trouveront une ambiance confortable. (*GARDE, 2001 ; CHARBONNEAU, 2004*).

En réalité la température de l'air ambiant, n'est pas celle qui exprime la notion de confort du corps, cette dernière tient compte de la température, de la vitesse de l'air et du rayonnement thermique. On l'appelle : la température opératoire de confort. Les vêtements d'intérieur portés l'hiver offrent un degré d'isolation thermique plus élevé que les tenues d'été. C'est pourquoi les températures opératoires de confort varient avec les saisons. En plus

les niveaux de température recommandés ne sont que des valeurs moyennes qui peuvent être considérées dans chaque cas particulier. Par ailleurs, les températures et l'hygrométrie étant intimement liés, les conditions de confort seront sensiblement équivalentes s'il y a une augmentation de la température et une diminution du degré hygrométrique ou inversement. Lorsque les températures répondent aux conditions de confort, aucun mouvement d'air minimum n'est nécessaire pour assurer le confort thermique. (GARDE, 2001 ; CHARBONNEAU, 2004).

1.1.3. Conditions environnementales du confort thermique local.

Un environnement thermique inégal peut être la source d'inconfort pour certaines parties du corps. Les principales conditions environnementales à maîtriser pour éviter ces situations sont les suivantes :

✚ Différence verticale de la température de l'air.

Dans un local fermé, la température de l'air augmente généralement du plancher vers le plafond. Si la différence de température est plus grande que : 3°C, entre les pieds et la tête, il y a alors un risque d'inconfort local.

✚ Asymétrie de la température de rayonnement.

Une différence marquée des températures des surfaces autour d'une personne, ou encore le rayonnement direct du soleil, favorise des échanges asymétriques par rayonnement avec certaines parties du corps. Par exemple, une fenêtre froide ou un plafond chaud peuvent produire un effet de refroidissement ou d'échauffement d'une partie du corps seulement.

✚ Température des planchers.

Pour minimiser le risque d'inconfort au niveau des pieds, il faut veiller à ce que la température des planchers ne soit ni trop chaude ni trop froide.

Courants d'air.

Les courants d'air touchant certaines parties du corps peuvent avoir un effet de refroidissement très inconfortable. La tête et les chevilles sont particulièrement vulnérables. En effet, il serait intéressant de déterminer finement des seuils de vitesse vis à vis de la sensation de confort ainsi que la température ambiante interne. (*GARDE, 2001 ; CHARBONNEAU, 2004*).

2. Modélisation et thermique du bâtiment.

Dans la réalité, le bâtiment, qu'il soit à usage d'habitation ou tertiaire, est un environnement composé de différents volumes de géométries variables et complexes, connectés entre eux directement par des ouvertures, ou indirectement au travers de systèmes de ventilation et de climatisation. Il dispose généralement de mobilier, et sa vocation première est souvent d'abriter des occupants. De plus il est soumis aux sollicitations de l'environnement extérieur qui sont le soleil, le vent, la température, le taux d'humidité ou les concentrations en éléments polluants. L'ensemble des parties d'un bâtiment est soumis aux transferts thermiques, qui sont des échanges de chaleur entre le milieu chaud et le milieu froid (généralement de l'intérieur vers l'extérieur). La connaissance et la maîtrise de ces transferts thermiques permettent une gestion de la facture énergétique d'un bâtiment. La diminution de ces échanges thermiques permet de maintenir une température tempérée à l'intérieur du bâtiment en y apportant le moins d'énergie possible. Elle permet également d'orienter la conception du bâtiment dans un cadre réglementaire tout en visant un compromis entre coût énergétique et confort. Une étude complète nécessite de distinguer les sources de chaleur internes et externes au bâtiment, c'est-à-dire les parties actives des parties passives comme les surfaces extérieures, les vitres, la toiture par exemple.

Aussi toutes ces conditions extérieures dépendent de l'environnement immédiat du bâtiment, de son orientation et de sa localisation, (*MORA, 2003*). Sauf exceptions, chaque

bâtiment est un prototype unique pour lequel l'étude expérimentale de sa conception est irréalisable en pratique. Par conséquent, la conception des bâtiments, et plus précisément l'évaluation de ses performances doit être assistée par la modélisation des phénomènes physiques.

La modélisation est une représentation virtuelle des phénomènes réels. Elle permet de refaire, et à volonté, une expérience en modifiant toutes les données opératoires et géométriques et donc de réduire le nombre, la durée et les coûts des essais expérimentaux. L'avantage principal de la modélisation est qu'elle permet de tester différents scénarios sans contrainte d'échelles et de faisabilité. Dans le domaine de la thermique du bâtiment, trois étapes sont nécessaires pour utiliser de manière optimale un outil de modélisation après avoir défini l'objectif :

- ✚ Simulation de la géométrie du procédé sous le logiciel de modélisation.
- ✚ Description des phénomènes physiques mis en jeu (transfert de chaleur, transfert de masse, etc.) via le choix de modèles mathématiques adéquats à résoudre.
- ✚ Exploitation et analyse des résultats obtenus pour les différents paramètres caractérisant le procédé. Afin de valider le modèle, ces résultats sont souvent confrontés aux mesures expérimentales observées. (*DAUTIN, 1997*).

Un grand nombre d'outils de simulation des transferts de masse et de chaleur a été développé pour apporter une information sur l'état des différentes zones et caractériser les transferts entre elles et avec l'extérieur. Ces outils se sont révélés très utiles pour la conception des systèmes énergétiques et de ventilation. Ainsi, des méthodes de modélisation de bâtiment sont réalisées pour bien présenter les phénomènes de transport énergétiques au sein du bâtiment avec différents niveaux de finesse, qui représentent l'objet des récents travaux dans ce domaine (*MORA, 2003 ; REGARD, 1996 ; VALLON, 1999*). Au cours de ces dernières

décennies, un nombre important d'outils de simulation thermique et aéroulique des bâtiments a été développé pour les domaines aussi bien de l'industrie que de la recherche. La première motivation de tels développements était de se doter d'outils d'aide à la conception des bâtiments en vue d'une meilleure efficacité énergétique. Ils existent différentes méthodes de modélisation retenues pour la prédiction des transferts de masse et de chaleur dans un bâtiment. Pour chacun des objectifs de chacune des méthodes de modélisation (nodale, zonale ou intermédiaire et CFD) qui sont : le confort thermique, l'efficacité énergétique d'un bâtiment, ou la qualité de l'air au sein d'une zone, il nous faudra évaluer l'intérêt d'utiliser une méthode plutôt qu'une autre, en mesurant le compromis entre temps de simulation et la précision des résultats.

2.1. Modélisation par codes de calcul (champs)

L'absence de détail concernant les écoulements d'air et l'hétérogénéité des différentes grandeurs scalaires caractéristiques d'une ambiance intérieure rend difficile l'étude du confort thermique des occupants ou du couplage entre l'ambiance et un système énergétique ou de ventilation. De plus, il arrive fréquemment que l'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein de toutes les zones du bâtiment soit mise en défaut. Lorsque les pièces ont un grand volume, quand les écoulements sont faibles, ou que des sources de chaleur (ou d'élément polluant) sont localisées, le champ des variables caractéristiques de l'ambiance aura une distribution hétérogène au sein du volume de la pièce. Lorsque ces conditions apparaissent, ou que le modélisateur a pour objectif d'étudier le confort thermique des occupants ou l'efficacité d'un système, il sera nécessaire de prédire les détails au sein des zones du bâtiment. Pour cela nous aurons recours à la modélisation par codes de calcul (champs) en fonction du niveau de détail souhaité. Les codes de calcul quant à eux, donnent des solutions des équations locales de la mécanique des fluides. Ils procurent donc une représentation très détaillée de l'environnement intérieur, mais au prix de temps et de ressources de calcul beaucoup plus

importants. Les codes de calcul ont été largement utilisés pour la simulation du comportement d'un local et plus rarement pour la modélisation d'un bâtiment dans son ensemble car les ressources de calcul nécessaires dépassent en pratique les capacités des machines les plus courantes. Les différentes techniques **CFD** sont : la simulation numérique directe appelée aussi **DNS**, la simulation des grandes structures tourbillonnaires aussi connue sous le nom de **LES** et enfin la simulation par des modèles de transport des quantités moyennées en temps, les méthodes **RANS**. Elles mettent en œuvre des procédures de résolution de différentes variantes des équations de **NAVIER-STOKES** régissant les écoulements de fluides incompressibles en régime turbulent. (*MORA, 2003 ; LORENZETTI, 2001-2002 ; DAUTIN, 1997*).

Mais, et d'après les travaux réalisés dans ce domaine, pour atteindre les objectifs des méthodes de modélisation (nodale, zonale et **CFD**), on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code champ (**CFD**), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps.

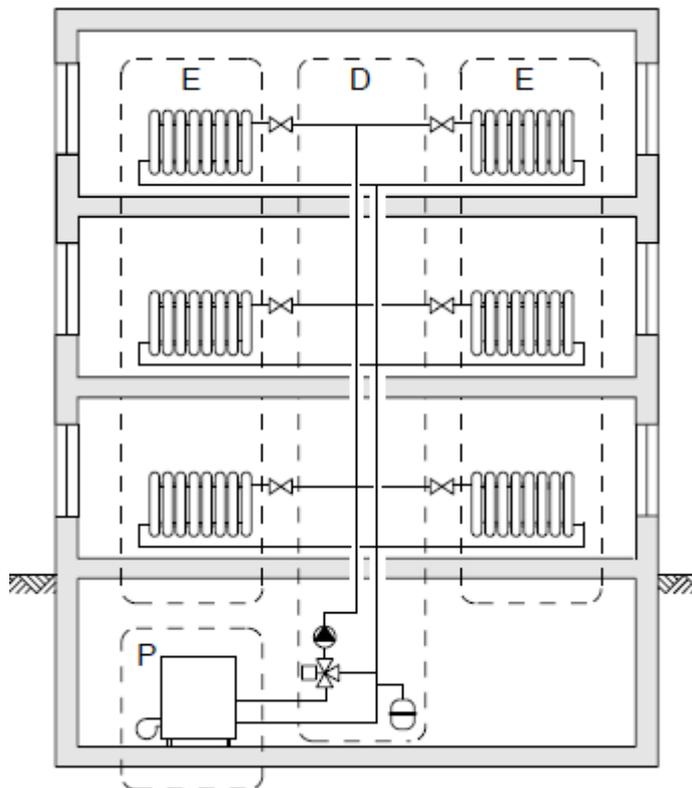
Pour cette raison notre étude sera limitée à un local. Notant également que, pour réaliser notre étude, nous avons opté pour le code de champ « **Fluent** ».

3. Chauffage central à eau chaude.

Dans un système de chauffage central à eau chaude, la chaleur est produite par un appareil centralisé (la chaudière) et est ensuite distribuée par un réseau de canalisations et acheminée dans les locaux à chauffer via un fluide caloporteur (eau chaude), *Figure I. 1*.

L'eau chaude est envoyée au moyen d'une pompe ou circulateur via un réseau de canalisations vers les corps de chauffe (radiateur) qui assurent à leur tour la transmission thermique nécessaire dans les pièces où ils sont installés. L'eau refroidie retourne à la chaudière par un réseau parallèle (installation bitube), où le cycle recommence. La *Figure I.1*,

montre un schéma de principe d'une installation de chauffage central à eau chaude (installation bitube).



P : production de chaleur (chaudière), D : distribution de chaleur E : émission de chaleur (radiateur)

Figure I. 1. Schéma de principe d'une installation de chauffage central à eau chaude (installation bitube). (DGTRE, 1998).

Pour les habitations, c'est le système classique de chauffage à eau chaude avec radiateurs qui remporte le plus grand succès car il offre les principaux avantages d'un système simple, fiable, facile à régler, confortable et présentant une longévité acceptable. (DGTRE, 1998).

3.1. L'objectif du système de chauffage.

L'objectif du système de chauffage d'un bâtiment consiste à diffuser dans chaque local et à chaque moment exactement la quantité de chaleur nécessaire pour atteindre et maintenir la température de confort thermique au niveau souhaité. La relation 'bâtiment – installation –

occupant '' représente une donnée importante, dans laquelle l'architecte, le chauffagiste ont chacun un rôle à jouer pour obtenir un climat intérieur optimal moyennant une consommation énergétique totale minimale.

3.2. Radiateurs.

Sur le plan du matériau, de la forme et de l'apparence, les radiateurs peuvent être très différents. Ils peuvent être en acier, en fonte ou en aluminium et se présentent sous la forme de radiateurs à panneaux (pourvus ou non d'ailettes de convection), de radiateurs à éléments ou de radiateurs décoratifs. Ces derniers se rencontrent principalement dans les salles de bains et cuisines et connaissent actuellement un franc succès, en particulier en raison de leurs propriétés esthétiques et pratiques. Les radiateurs sont de préférence installés contre un mur extérieur et sous une tablette de fenêtre. Toutefois, il faut veiller à ce que la transmission thermique ne soit pas entravée par des tentures, caches, écrans ou tout autre mobilier. L'installation d'un radiateur devant une fenêtre ou, en général, devant une allège ou un mur non isolé est pourtant à proscrire parce qu'une très grande partie de la chaleur émise par le radiateur est directement perdue par cette paroi non isolée. En revanche, ils sont plus lents à se mettre en température en raison de leur contenance plus importante en eau. *(DGTRE, 1998).*

3.3. Réglage de la température de départ de l'eau pour économiser d'énergie.

Traditionnellement, dans le cas du chauffage central par circulation d'eau chaude, l'eau est chauffée dans la chaudière à une température en général, limitée à une valeur maximale de 80 à 90 °C afin d'éviter l'ébullition dans la chaudière. On peut atteindre la température de départ de la chaudière dans les conditions de base jusqu'à 75 °C ou 60 °C, et si le radiateur est bien dimensionné, sa puissance réelle sera diminuée aussi. D'où une économie d'énergie. *(DGTRE, 1998).*

3.4. Pertes à l'émission de la chaleur.

Les besoins énergétiques du bâtiment peuvent être réduits en adoptant les mesures de minimiser les pertes de chaleur, en évitant autant que possible l'aération intensive (ouverture des portes et fenêtres) et en limitant la durée strictement nécessaire; et fermez volets et/ou stores à la tombée de la nuit, et fermez les portes qui donnent accès à des pièces non chauffées. L'émission thermique des corps de chauffe s'accompagne, elle aussi, de pertes qui ont pour conséquence qu'une partie de la chaleur émise n'est pas utilisée utilement pour le chauffage de la zone de confort. Ces pertes sont liées aux phénomènes suivants :

- ✚ en raison de la stratification thermique, la température de l'air sera plus élevée au niveau du plafond, ce qui n'apporte rien au confort thermique des occupants, mais qui entraîne des pertes de chaleur supplémentaires par le plafond ; ces pertes seront d'autant plus importantes en fonction de sa hauteur (ex. mezzanine) ou qu'il est en contact avec de l'air extérieur. D'autre part le confort thermique dans la zone de séjour diminue;
- ✚ l'émission de chaleur par rayonnement assure le réchauffement de toutes les surfaces adjacentes plus froides et directement "vues" par le corps de chauffe ; si ces surfaces (mur extérieur, fenêtre, allège, ...) transmettent à leur tour la chaleur accumulée à l'environnement extérieur ou à une pièce extérieure au volume protégé, on enregistre une perte de rendement au niveau du corps de chauffe;
- ✚ l'émission de chaleur peut être entravée par des facteurs externes tels que dépôt de poussière, caches ou niches pour radiateurs, rideaux mal placés ou par un emplacement inadapté contre un mur ou dans un caniveau. (DGTRE, 1998).

3.5. Combinaison entre une Pompe à Chaleur (PAC) et un système de chauffage.

La pompe à chaleur (PAC) est une installation frigorifique dont le cycle est inversé, qui sert à chauffer un espace fermé dans les périodes froides, se compose exactement des mêmes composants d'une installation frigorifique, où le système étudié se situe à la sortie du moteur du compresseur qui est la source chaude, qui est situé à l'intérieur du local à chauffer, la (PAC) joue le même rôle qu'une installation de chauffage, ce qui nous permettra de faire une combinaison entre les deux systèmes au titre d'étudier l'efficacité thermique pour des raisons d'améliorer les performances de fonctionnement, (voir Figure I.2)

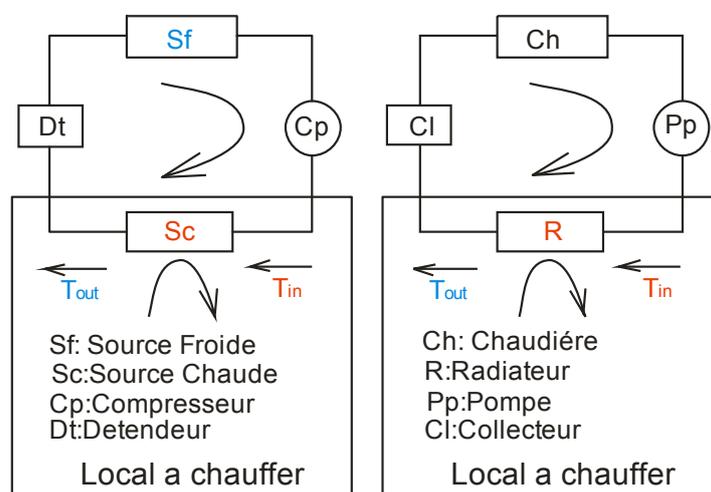


Figure I.2. Combinaison entre une PAC et un système de chauffage classique.

Pour caractériser l'efficacité d'une pompe à chaleur, on considère, le coefficient de performance calorifique (COP).

3.6. Principe du système de la ventilation du radiateur

La ventilation du radiateur est une combinaison entre la ventilation et le chauffage où de l'air froid est ramené de l'extérieur du local à chauffer par intermédiaire d'une ouverture sous forme d'un canal au niveau du mur extérieur derrière le radiateur, et soufflé directement vers le radiateur où il subit un réchauffement, avant de le laisser s'écouler dans le local à chauffer. La différence de la température entre l'air ramené et le radiateur est importante que

dans les autres systèmes de chauffage ce qui fait augmenter le coefficient d'échange thermique par convection (α_{out}), ceci rend le radiateur dans le système de la ventilation du radiateur plus efficace que le radiateur de la même puissance dans les systèmes traditionnels. Par conséquent une quantité de chaleur en plus, peut être absorbée ou extraite de l'eau circulant dans le radiateur, et l'eau à la sortie du radiateur ventilé peut atteindre théoriquement une température similaire de l'air ambiant dans le local et peut être inférieure ça dépend du débit d'eau circulant dans le radiateur. La *Figure I.3*, montre le principe du système de la ventilation du radiateur. Des importants avantages sont assurés avec le système de la ventilation du radiateur qu'avec les systèmes où l'air est entré et ventilé directement sans le préchauffer, parmi ces avantages, une possibilité d'avoir une très importante ventilation, même quand il s'agit d'un climat très froid à l'extérieur.

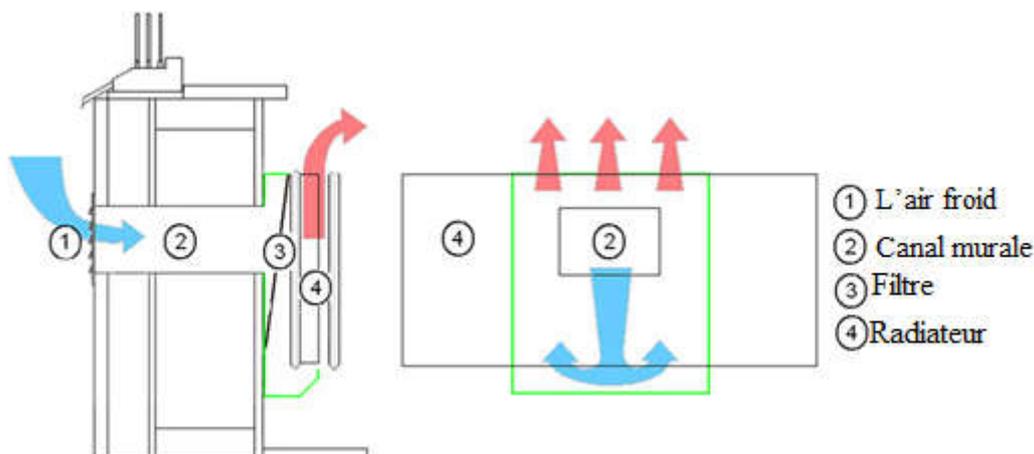


Figure I.3. Système de ventilation du radiateur. (MYHREN et al., 2011)

La *Figure I.3*, montre le principe du système de ventilation du radiateur. De l'air froid entre au local par intermédiaire d'une ouverture sous forme d'un canal au niveau du mur extérieur derrière le radiateur, et soufflé directement vers le radiateur (entre les deux rangés des tubes ou plaques construisant le radiateur) où il subit un réchauffement, l'écoulement est assuré par la différence de pression entre l'air ramené de l'extérieur et l'air intérieur du local due à la différence de la température et une partie par les forces d'Archimède (*buoyancy*

forces). Un filtre est placé à l'intérieur de la canalisation qui sert à filtrer l'air concentré en différents agents polluants. Ce filtre joue aussi le rôle d'un diaphragme qui augmente les pertes de charges et diminue la pression de l'air extérieur à l'entrée du local.

4. Analyse bibliographique.

Tout travail, dans le domaine de modélisation dans les bâtiments, a pour but d'étudier le **confort thermique des occupants** dans leurs environnements (bâtiments), et d'améliorer la **qualité de l'air à l'intérieur**, en **économisant l'énergie consommée** au niveau de l'enveloppe du bâtiment. Pour atteindre ces objectifs, beaucoup de travaux ont été réalisés.

Commençant par les travaux concernant **la modélisation des bâtiments** (nodale, zonale, à l'aide d'un code de champs), ou bien le **couplage entre ces modèles** et les codes de calcul (**CFD**), ou encore la **comparaison entre plusieurs codes de calcul (CFD)** eux-mêmes. (*REGARD, 1996 ; DAUTIN, 1997 ; CHIANG et al., 2000 ; BEAUSOLEIL, 2001 ; PARK et al., 2001 ; GARDE, 2001, LORENZETTI, 2001-2002 ; MORA, 2003; LAURE et al., 2004 ; KONG et al., 2007, DRURAY et al., 2008; MYHREN et al., 2009 ; MYHREN et al., 2011*).

En général l'écoulement d'air à l'intérieur du local et surtout quand il s'agit d'une ou plusieurs ouvertures, avec la présence d'une ou plusieurs sources de chaleur, est en régime turbulent, c'est pour cela que beaucoup de travaux ont visé l'étude de **la turbulence** et même la comparaison entre ces modèles (*HESCHL et al., 2005 ; CAO,2006 ; JOVRAY et al.,2006*).

Les résultats montrent que les modèles **CFD** sont les plus populaires. Ceux-ci représentent 70% de la littérature dans ce domaine. Ces derniers peuvent fournir des résultats de qualité satisfaisante pour la prédiction des conditions de l'environnement intérieur des bâtiments, pour des temps de simulation acceptables. Des efforts considérables ont été réalisés afin d'obtenir des modèles plus fiables et plus précis. Il existe une tendance à améliorer leur

performance par le couplage des modèles *CFD* avec d'autres modèles de simulation de bâtiment. *NIELSEN (1974)* et *GADGIL (1980)* sont certainement les premiers à avoir appliqué les techniques *CFD* à l'étude numérique d'écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments, pour le premier, et à l'étude des phénomènes convectifs pour le second (*MORA, 2003*).

Enfin, on peut également noter que, la majorité des travaux s'orientent vers les codes de champs (*CFD- Computational Fluid Dynamics*), et les résultats concernant les études relatives à la thermique des bâtiments montrent que le modèle (*k-ε*), associé à l'hypothèse de type *Boussinesq* est le plus utilisé, à cause de sa facilité de mise en œuvre numérique, et des bons résultats obtenus en comparaisons avec les résultats expérimentaux. C'est pour cela que, dans ce qui suit, nous utiliserons le code de calcul (champ) *Fluent*, avec le modèle de turbulence (*k-ε*).

L'intérêt des effets nocifs des polluants gazeux et la qualité de l'air à l'intérieur de local, deviennent plus importants, car la plupart des citoyens passent plus de 90% de leur vie quotidienne dans des environnements fermés. C'est pour cela, beaucoup de travaux ont été réalisés pour la prévision de la concentration des aérosols polluants (contaminants) et ses dispositions dans les locaux d'habitation. Parmi ces travaux nous pouvons citer (*HYUN et al., 2001 ; SVIDT et al., 2001 ; GADGIL, 2003 ; PITARMA et al., 2003 ; SOHN, 2006 ; ALVIN, 2006*).

Récemment, des études ont proposés la ventilation, comme le seul important facteur pour réduire les problèmes des endroits fermés comme l'allergie ou l'asthme. (*HOLMBERG, 1984*), (*JUUSELA, 2003*), (*AIRAKSIENEN et al. 2007*). Ce qui nécessite un système de ventilation en parallèle du système de chauffage dans les périodes hivernales. *MYHREN et al.*

(2009), a proposé la ventilation du radiateur comme solution pratique de ce problème (MYHREN *et al.*, 2009).

Concernant **l'économie de l'énergie consommée** au niveau de l'enveloppe du bâtiment, c'est le coût de l'énergie qui devient plus important, ainsi que les demandes de créer des systèmes *HVAC* amicales à l'environnement, qui obligent les chercheurs de trouver des **nouveaux systèmes de chauffage thermiquement efficaces**.

L'augmentation de l'efficacité des radiateurs par la diminution de la température d'eau d'arrivée au radiateur (température de départ de la chaudière) peut donner lieu à plusieurs aspects environnementales et économiques positifs, tels que:

- une production d'énergie plus efficace par des Pompes à Chaleur (*PAC*), panneaux solaires ou similaire.

- des pertes de chaleur réduite dans le réseau de la distribution de l'eau chaude du système de chauffage urbain, et une facilité de récupération alternative de la chaleur, *FREDERIKSEN et al. (1993)*.

- Un Climat interne confortable et amélioré thermiquement pour les occupants, (*MYHREN et al. 2006*), (*MYHREN et al., 2008*), (*WILLIAM et al.,2007*), (*HUIZENGA et al.,2006*).

Des études montrent que les systèmes de chauffage à basse température créent un climat interne plus stable et uniforme, avec des vitesses d'air et des différences de température faibles, (*EIJDEMS et al. 2000*), (*JUUSELA, 2003*). Avec ces systèmes à basse température, le climat interne est supposé meilleur pour la santé humaine que celle fournie par les systèmes de chauffage à haute température, (*HOLMBERG et al. . 2004*), (*MYHREN et al. 2009*), (*HASAN et al., 2009*), (*HESARAKI et al. 2015*).

Il ne faut pas oublier qu'une bonne isolation thermique et un meilleur contrôle de ventilation, peuvent réduire les exigences pour le chauffage au cours des dernières années, (BECK *et al.* 2004).

Dans le cadre principal de trouver des moyens **d'augmenter l'efficacité thermique des radiateurs**, et la puissance thermique de ces derniers, beaucoup d'études ont été effectuées soit par simulation *CFD* ou même analytiquement par des **plaques planes verticales** soumises à la convection naturelle ou forcée, (KERRIGAN *et al.* 2010).

ELENBAAS, (1942), a été le premier à étudier la convection entre deux **plaques parallèles, verticales isothermes**. Ces études ont une relation directe avec les études des **aillettes** soit externes entre les panneaux du radiateur soit à l'intérieur du canal d'amener d'air de renouvellement ou soit à l'intérieur des tubes eux-mêmes. KAYS *et LONDON*, (KAYS *et al.* 1964), sont parmi les premiers qui ont étudié le transfert de chaleur et la chute de pression pour une variété de formes d'aillettes. BAR-COHEN (1979), a trouvé l'épaisseur de l'aillette optimale et l'espacement entre les ailettes rectangulaires dans un faisceau de tubes à ailettes. YEH *et al.* (1997), ont étudié analytiquement les effets des différents profils d'aillettes.

D'autres chercheurs ont préféré étudier le transfert de chaleur dans les tubes et les canaux, de nombreuses études ont toutefois été réalisées dans ce domaine. BODOIA *et al.*, (1962), sont les premiers qui ont préféré d'étudier les caractéristiques d'écoulement dans la zone d'entrée des tubes et des canaux. TIJING, *et al.*, (2006), ont étudié l'amélioration de transfert de chaleur des **écoulements internes** dans les tubes et les canaux, en utilisant deux formes d'**aillettes internes** droites et tordues. LU *et al.*, (2006), ont étudié le transfert de chaleur par convection dans un canal rectangulaire avec **des chicanes** inclinées. Des études similaires sur des canaux rectangulaires transversales, de côtes cassées en forme de V , et avec des éléments en différentes forme, ont été faites par : TANDA, (2004). Autres chercheurs ont

préféré d'étudier les **écoulements internes** dans les tubes et les canaux de tels sortes de trouver des solutions pour améliorer l'échange thermique et de créer la **turbulence** au niveau des canaux. Des méthodes et des technologies, pour créer un écoulement turbulent pour éliminer la sous-couche visqueuse isolante de l'air à proximité de surfaces chauffées, et la manière dont la production de chaleur et la chute de pression sont affectées par des ailettes, ont été également étudiées.

GU et al., (2007) et *DEB et al., (1995)*, ont étudié les effets d'un générateur de tourbillon hélicoïdal inséré à l'entrée du canal ou les tourbillons longitudinaux percutent directement la paroi du canal.

MYHREN et al. (2011), ont étudié l'optimisation de la ventilation du radiateur en ajoutant des **ailettes** aux **radiateurs** existants, en variant les géométries et les dimensions des ailettes longitudinales verticales, pour **augmenter le rendement thermique des radiateurs**, par un élargissement ou un agrandissement de ce dernier. Le radiateur utilisé est à deux panneaux et les géométries et les dimensions des ailettes sont représentées sur la *Figure I.4*.

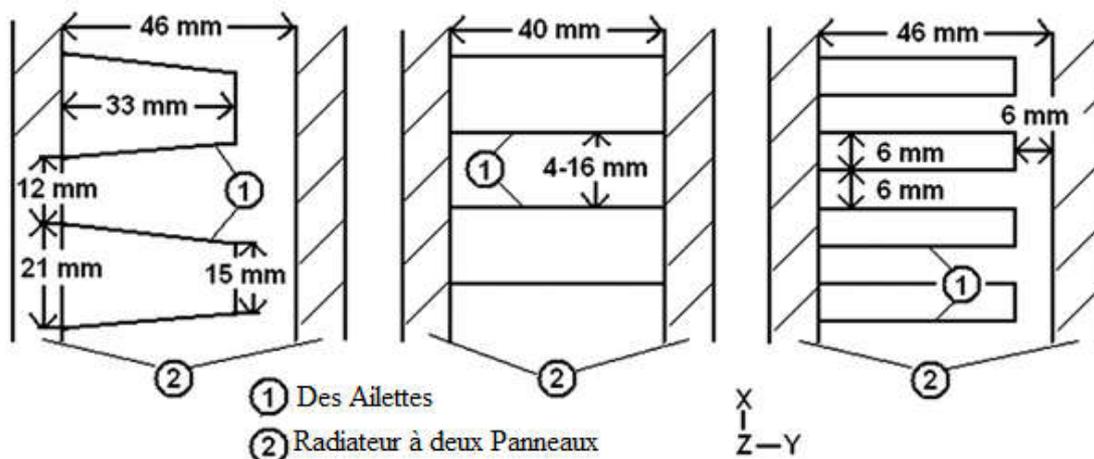


Figure I.4. Représentation des sections des panneaux du radiateur avec des dimensions et géométries (vue de dessus). (MYHREN et al. 2011). Gauche : radiateurs traditionnels à deux panneaux avec un panneau à ailettes. Au milieu : radiateurs traditionnels à deux panneaux à simples ailettes. Droite : radiateurs traditionnels modifiés à deux panneaux avec un panneau à ailettes

Dans le processus de validation de ce travail, les comparaisons ont été faites avec des données reconnues pour des canaux relativement infinies, avec une température de paroi fixe, fournies par *STEPHAN* et *GRANRYD* pour la convection forcée et *BAR-COHEN* pour la convection naturelle. (*STEPHAN, 1959*), (*GRANRYD, 1964*), (*BAR-COHEN, 1984*), (*MYHREN et al. 2011*).

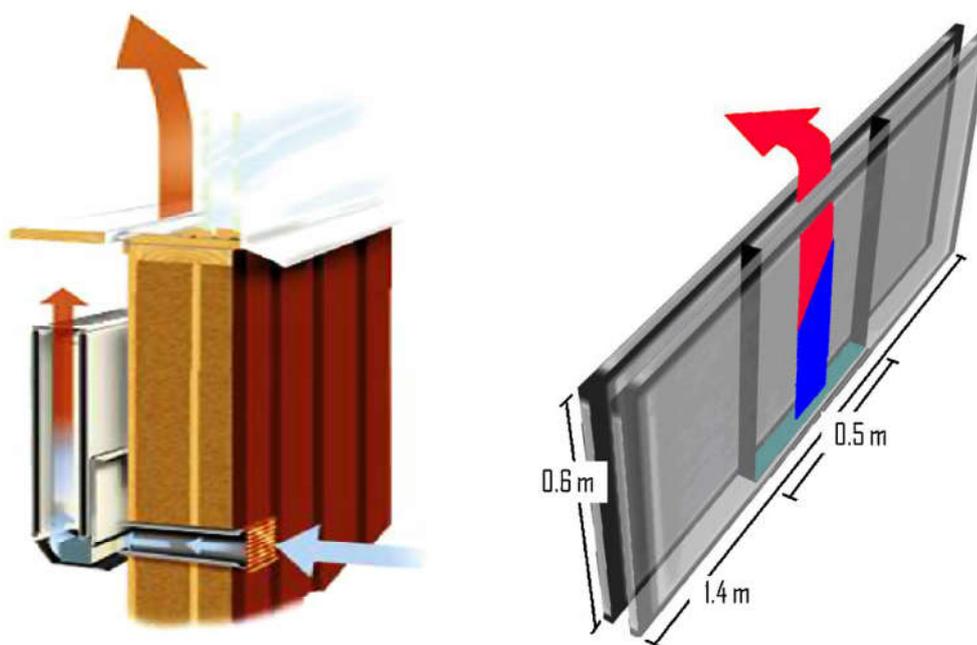
Cependant, l'inconvénient de ces changements, a souvent été l'augmentation des coûts de la production des corps de chauffe et des surfaces d'occupation dans l'espace des locaux, (*MYHREN et al. 2009*). Alors, réduire la taille des panneaux des radiateurs, réduit le coût de fabrication, et permet plus de possibilités à l'ingénieur ou l'architecte d'exploiter mieux l'espace dans le bâtiment. (*BECK et al. 2001*).

C'est pour cela que les dernières études dans ce domaine, s'orientent à trouver des moyens de production de chaleur qui pourrait être plus facile et moins coûteux. Comme le cas, de diriger l'air de renouvellement ou de ventilation amené de l'extérieur des locaux d'habitation directement vers les surfaces chauffés du radiateur. Ou même entre les panneaux du radiateur, (*MYHREN et al. 2009*). Cette technique est connue sous le nom technique de « **ventilation du radiateur** ».

Dans le cas de la ventilation du radiateur, les seules publications connues qui touchent ce sujet sont : *MYHREN et HOLMBERG*. (*MYHREN et al. 2006*), (*MYHREN et al. 2007-A*), (*MYHREN et al. 2007-B*), (*MYHREN et al. 2008*), (*MYHREN et al. 2009*). Mais aucune de ces travaux traite **l'optimisation du transfert de chaleur convectif**, (*MYHREN et al. 2011*). Ils sont limités à mettre l'accent sur le **confort thermiques** et la **ventilation**. Seules deux études connues décrivent les performances d'un système similaire qui sont : « Evaluation d'un convecteur monté sur un mur pour le préchauffage d'un espace ventilé naturellement » par :

ELMUALIM et al. (2003), et « Vent-convecteur - Une étude expérimentale » par : *MUNDT et al. (1999)*.

Alors, les performances des émetteurs de chaleur (radiateurs) sont affectées par leur interaction avec le système de ventilation, ce qui augmente le transfert de chaleur par convection forcée, (*MYHREN et al. 2009*), (*SHATI et al. 2011*). Cet air froid est amené de l'extérieur du local à chauffer par l'intermédiaire d'une ouverture sous forme d'un canal au niveau du mur extérieur derrière le radiateur, et soufflé directement vers le radiateur où il subit un réchauffement, puis s'écouler dans le local à chauffer, (*Figure I.5 - Droite*). (*MYHREN et al. 2009*).



*Figure I.5. Droite : Croquis du système de ventilation du radiateur.
Gauche : Représentation du radiateur utilisé dans les quatre cas (MYHREN et al. 2009).*

Les études sur le transfert de chaleur par convection entre les panneaux de radiateurs sont peu nombreuses, (*MYHREN et al. 2009*) : deux exemples sur l'optimisation d'un radiateur de chauffage central, donnés par : *ARSLANTURK, et al. (2006)*, et une étude sur une

nouvelle conception pour les radiateurs à panneau donnée par : *BECK et al. (2004)*, et (*GÖKHAN et al. 2011*).

GÖKHAN et al. (2011) ont réalisé une étude numérique stable à trois dimensions d'une pièce chauffée par radiateurs à deux panneaux, occupée par un mannequin virtuel assis avec des dimensions réelles et la forme physiologique où la température des surfaces est supposée constante. L'échange thermique de chaleur entre les surfaces du corps du mannequin et l'environnement de la pièce, le débit d'air, la température, le degré d'humidité, et le transfert de chaleur local du mannequin et les surfaces de la pièce, ont été calculées numériquement dans des différentes conditions environnementales. Les résultats montrent que la **consommation d'énergie** peut être réduite de façon significative tout en augmentant le **confort thermique** en utilisant une **bonne isolation** des murs extérieurs et des fenêtres.

MYHREN et al. (2009), ont réalisé une étude qui repose sur comment améliorer l'efficacité thermique et le confort thermique dans les salles d'habitation, en changeant simplement la position de l'entrée d'air de renouvellement ou ventilation par rapport au radiateur à panneaux (*Figure I.5- Gauche*). Quatre cas sont réalisés, les cas A et B sont effectués en utilisant des radiateurs traditionnels et différentes positions de l'entrée d'air. Ainsi que le reste, les cas C et D utilisent la ventilation-radiateurs avec différentes largeurs entre les panneaux de radiateur avec la même puissance calorifique. Il est remarqué que dans le cas des ouvertures entre les panneaux du radiateur, ces ouvertures permettent un écoulement d'air avec des vitesses élevées qui influent positivement sur l'échange thermique. Dans le même travail, une partie numérique a été réalisée par une **simulation CFD, d'un modèle de bureau ventilé**, en période d'inoccupation exposés à des conditions hivernales. Ce bureau, est représenté sur la *Figure I.6*.

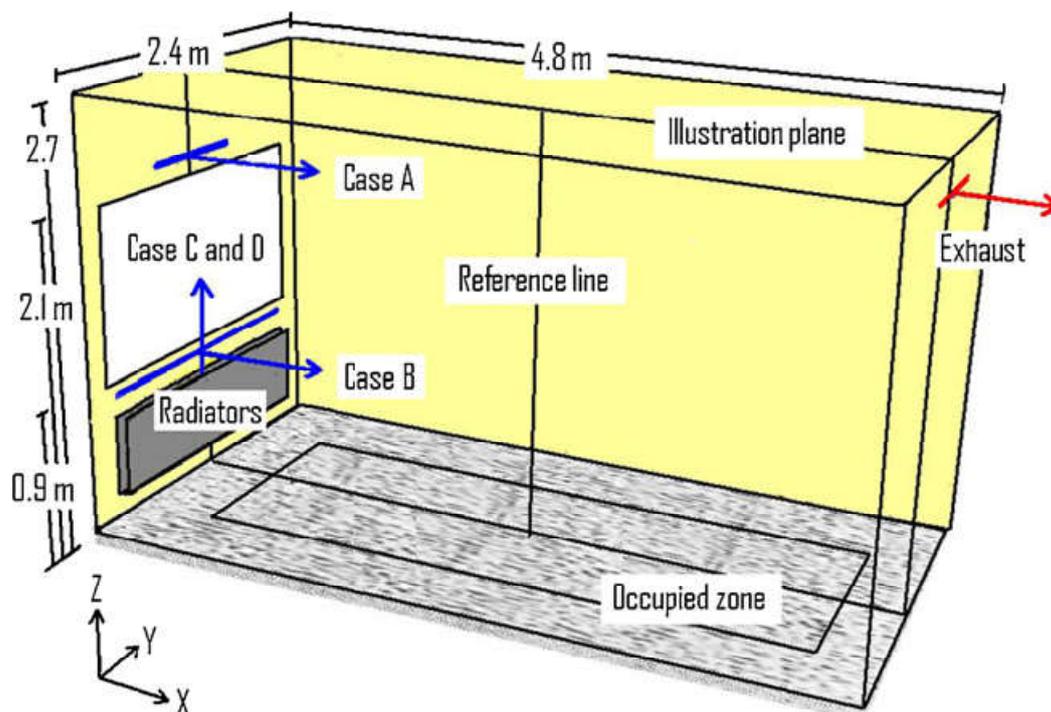


Figure I.6. Géométrie du local avec fenêtre, radiateur, position d'air d'entrée, lignes de référence, et la zone d'occupation (MYHREN et al. 2009).

Le but de cette étude est de guider les fabricants des systèmes de chauffage et de ventilation. Et secondairement, de juger l'aptitude d'un code de champs **CFD**, à décrire les mouvements de l'air, et illustrer le climat intérieur dans les locaux d'habitation. (MYHREN et al., 2008).

Où les résultats donnés par la simulation ont été comparés à des mesures expérimentales d'une étude réalisée par OLESEN et al. (1980) et des valeurs de VDI HEAT ATLAS, (1993).

Les résultats de cette étude numérique ont pris en compte la zone d'occupation (La zone d'occupation est définie comme étant l'espace où les occupants du local s'assoient normalement 0,6m distant de chaque mur et 1,8 m de hauteur du sol). (MYHREN et al. 2009) montrent que la ventilation du radiateur est **efficace thermiquement et présente un niveau de stabilité thermique du climat interne du local en le comparant avec le système classique ou traditionnel**. Les régimes d'alimentation en eau chaude dans ce cas peuvent être réduits.

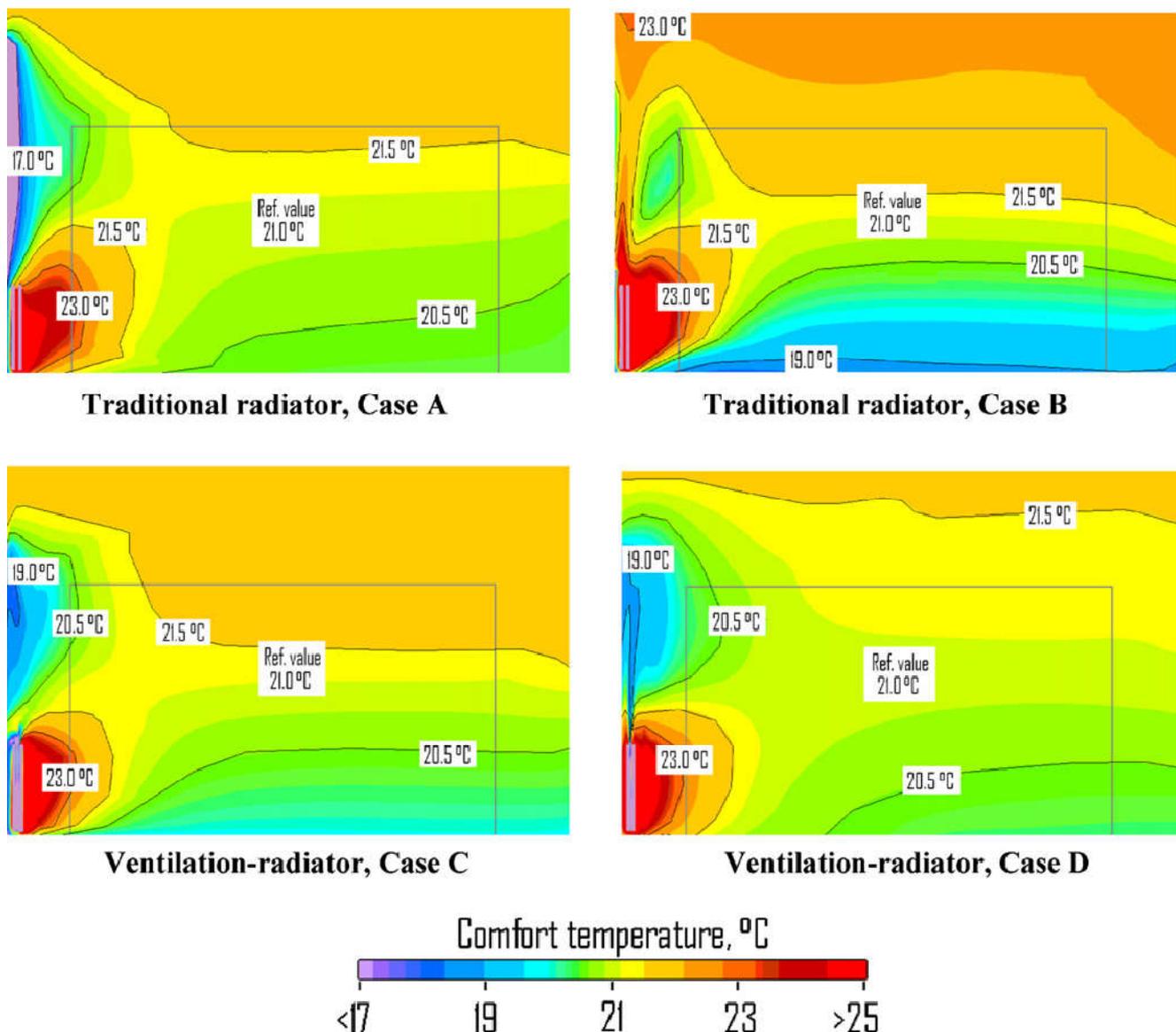


Figure I.7. Représentation des contours de température (température de confort), au plan vertical de, $Y = L/2$. (MYHREN *et al.* 2009).

Reste à dire que des études importantes ont été faites par *SHATI et al. (2011)*, et qui sont valables pour les deux modèles, chauffage classique ou ventilation du radiateur, concernant la **rugosité et l'émissivité** du mur derrière le radiateur. Les résultats des études de *SHATI et al. (2011)*, indiquent que le transfert de chaleur peut être augmenté d'environ 26% quand on utilise un mur avec un modèle des ailettes (*saw-tooth*) avec une haute émissivité, qu'avec le mur avec le modèle (*smooth shiny*), ceci veut dire que si on utilise un mur derrière

le radiateur avec une rugosité et émissivité importantes, ceci va augmenter l'extraction de chaleur du radiateur et l'échange thermique sera optimal. (Voir Figure I.8).

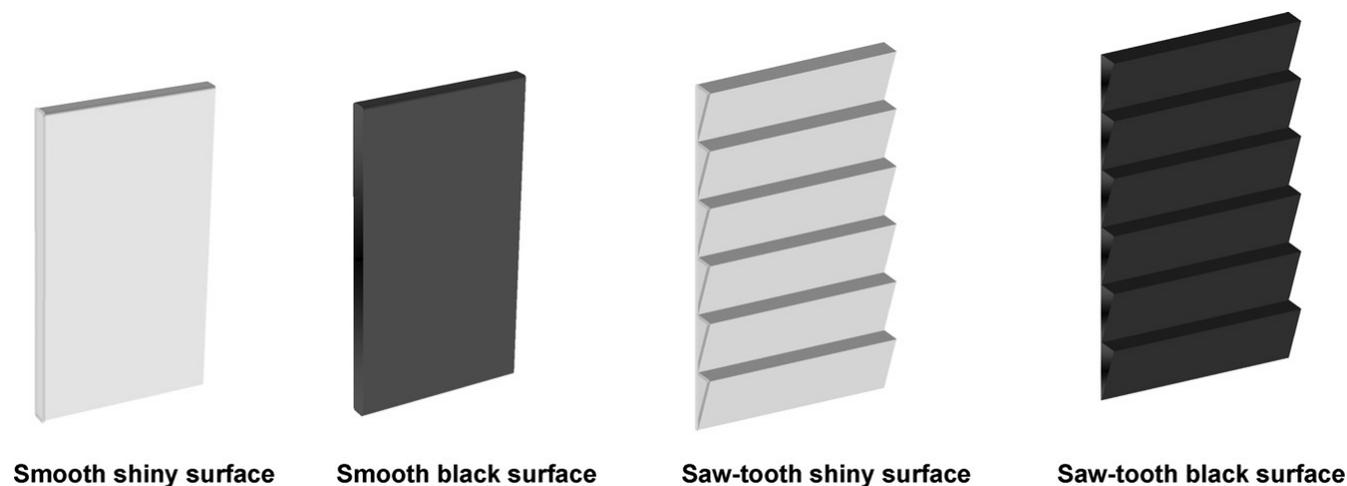


Figure I.8. Différents types de surfaces des murs derrière le radiateur (SHATI et al. 2011)

Cette étude bibliographique nous a permis de mieux identifier les problèmes thermiques des bâtiments, qui se résument principalement par la recherche des méthodes à **économiser l'énergie consommée** au niveau de l'enveloppe du bâtiment, en gardant les conditions de **confort thermique des occupants stables et durables**. De nombreuses études ont été effectuées pour atteindre ces objectifs. Ces études montrent que la **thermique du bâtiment** est une discipline de la thermique visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments. Elle aborde principalement les notions d'**isolation thermique** et de **ventilation**, aussi les problématiques de fourniture d'**énergie pour le chauffage**, afin d'offrir le meilleur **confort thermique** aux occupants. L'ensemble des parties d'un bâtiment alors est soumis aux **transferts thermiques**. La connaissance et la maîtrise de ces **transferts et échanges thermiques** permet une gestion de la **facture énergétique** d'un bâtiment, et permet aussi de maintenir une température tempérée à l'intérieur du bâtiment en y apportant le **moins d'énergie possible**. Elle permet également d'orienter la conception du bâtiment dans un cadre réglementaire tout en visant un compromis entre **coût énergétique** et **confort**.

Les différentes études évoquées dans cette recherche bibliographique ont mis en lumière un certain nombre de difficultés concernant la simulation numérique des champs de vitesses, température et même concentration des polluants dans le bâtiment. D'autre part, on peut constater que les méthodes de modélisation à l'aide d'un code calcul (*CFD*), sont difficilement applicables à l'étude d'un bâtiment dans son ensemble et sur de longues périodes de temps. Pour cette raison les études sont limitées à un local qui fait partie de l'ensemble du bâtiment et se résument dans la recherche des méthodes ou des nouveaux systèmes basés sur la **stratification de l'échange thermique** entre l'air ambiant dans le local et l'élément chauffant qui est le *Radiateur* à deux ou plus, de panneaux.

En fait à notre connaissance qu'aucune étude n'a été rapportée sur des éléments chauffants à des tubes **elliptiques**, ce qui nous a conduits à dire que ce type des corps de chauffe, n'a pas été considéré par ces études, et fera ainsi l'objet d'une partie importante de notre travail.

CHAPITRE II

EQUATIONS GOUVERNANTES ET MODELISATION MATHEMATIQUE

L'étude des phénomènes intervenant autour du radiateur à l'intérieur du local d'habitation consiste à étudier le transfert de chaleur par convection thermique sous ses trois formes, naturelle, forcée et mixte, ainsi que par rayonnement, reste le troisième mode du transfert de chaleur qui est la conduction qu'on peut le trouver au niveau des surfaces du radiateur et du mur externe du local.

*Le système d'équations obtenu traduit la conservation de la masse et de la quantité de mouvement d'air à l'intérieur du local (équations de **Navier-Stokes**), ainsi que la conservation de son enthalpie (équations d'énergie). Ce système est souvent trop compliqué à résoudre et nécessite une résolution à l'aide d'un code de calcul **CFD**. On peut estimer des rapports entre les termes des équations de **Navier-Stokes** dans chacun des modes de convection pour former des variables ou des nombres adimensionnels, l'utilisation de ces grandeurs adimensionnelles transforme et simplifie les équations de **Navier-Stokes**, et permet de discuter selon le cas et l'intervalle de validité de chacun des nombres adimensionnels, les résolutions des équations de **Navier-Stokes**. Par exemple, lorsque le champ de vitesse est créé par le champ de température, on dit que la convection est naturelle et lorsque le champ de vitesse est imposé, le champ de température est totalement dépendant de celui-ci. Cette situation est celle de la convection forcée. Et lorsque de la convection naturelle se superpose à de la convection forcée, la question se pose de savoir si un des deux champs de vitesse peut être négligé ou si les deux doivent être pris en considération, dans ce cas on est dans le cas d'une convection mixte.*

Dans ce chapitre, nous allons citer en premier lieu, les équations gouvernantes qui régissent les écoulements autour d'un corps de chauffe (radiateur). Ensuite, on va étudier le système (radiateur-mur), en se basant sur le mode de transfert de chaleur le plus dominant. Puis, nous allons traiter en deuxième lieu, par les nombres adimensionnels, le cas des modes

de convection (naturelle, forcée ou mixte), ainsi que le type de l'écoulement (laminaire ou turbulent), sur une plaque plane verticale, ou tube circulaire, et la même chose pour quelques écoulements autour d'obstacles des géométries différentes.

A la fin de ce chapitre, nous allons présenter les différents résultats obtenus, et voir l'influence de plusieurs paramètres, comme la température de l'air extérieur (T_{air}), et le type d'écoulement... etc., sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).

1. Equations gouvernantes de l'écoulement autour d'un radiateur

1.1. Mise en équations de la convection

Dans cette étude le processus de transfert de chaleur par convection est assuré principalement par convection thermique. La résolution du problème passe d'abord par celle du phénomène du mouvement du fluide ; c'est pourquoi, le processus physique s'exprime du point de vue mathématique par un système d'équations différentielles qui comprend l'équation d'échange de chaleur superficielle (**équation de Newton**) et les équations relatives à l'écoulement (**équations de Navier-Stokes**, de **continuité** et **d'énergie**). Un ensemble d'hypothèses est retenu dans cette étude afin de simplifier la modélisation mathématique du problème.

1.2. Hypothèses simplificatrices

Les équations d'énergie, de continuité et de Navier Stockes de notre modèle mathématique sont simplifiées en considérant les hypothèses suivantes :

- Ecoulements dans les **milieux continus** ou **écoulements continus**.
- Champ de force volumique uniforme (**champ de gravitation terrestre uniforme**), qui est le seul champ agissant sur l'élément de volume. Tous les autres champs magnétiques sont négligeables.
- L'air est considéré comme un **fluide Newtonien, monophasique pur**, et **incompressible** (ou **isochore**), où **la masse volumique est considérée constante**, et obéir à la loi des gaz parfaits et ses propriétés physiques à l'intérieur du local sont calculées à la température moyenne de la zone d'occupation.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable, et toutes les autres caractéristiques du fluide (ν , β , ..) sont supposées peu dépendantes de la température.
- Les parois et les murs (matériaux) sont considérés comme des **milieux isotropes**.

- Ecoulement **stationnaire (permanent)**.
- Ecoulement laminaire ou **turbulent**.

Dans ces conditions, les équations de transport traduisant le principe de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie régissant de tels écoulements turbulents avec ces simplifications, peuvent s'écrire sous la forme suivante :

- L'équation de continuité est :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.1})$$

- Les équations des composantes de quantité de mouvement suivant les directions (x_i) , ou les équations de *Navier-stokes* sont :

$$\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (\text{II.2})$$

- L'équation de l'énergie en négligeant la dissipation visqueuse est :

$$\frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j \theta} \right) \quad (\text{II.3})$$

U_i : Vitesses moyenne dans la direction x_i (x).

U_j : Vitesses moyenne dans la direction x_j (y).

u_i : Fluctuation par rapport à U_i .

u_j : Fluctuation par rapport à U_j .

T : Température moyenne.

θ : Fluctuation par rapport à T .

P : Pression moyenne.

ν : Viscosité cinématique turbulente (m^2/s).

Ces équations (d'énergie, de continuité et de *Navier Stockes*) sont les équations qui régissent l'écoulement du fluide autour du radiateur. La résolution de ces équations permet de trouver la répartition et la distribution des vitesses et des températures. Pour résoudre ce système d'équations, nous avons opté pour le code commercial « **Fluent** ».

2. Etude du système (Radiateur–mur)

La transmission de la chaleur dans la pièce par les corps de chauffe (radiateur) peut s'effectuer par convection et par rayonnement.

2.1. Transmission par convection.

La transmission thermique par convection s'effectue par un mouvement des molécules d'air. Pour le cas des radiateurs dans le cas classique, la convection est naturelle (libre) et l'échange de chaleur est responsable de ce mouvement. C'est le transfert de chaleur qui provoque le mouvement de ces molécules par la différence de densité qui est en fonction de la température. La convection alors, signifie que la chaleur est directement transmise à l'air froid au voisinage du corps de chauffe. Cet air réchauffé, plus léger que l'air froid, s'élève et est remplacé par de l'air froid aspiré dans la partie basse du corps de chauffe. On assiste ainsi à un mouvement circulaire naturel qui finit par réchauffer l'ensemble de l'air de la pièce. Le flux de chaleur transmis par convection au niveau de la surface extérieure du radiateur vers l'air ambiant est : $Q_{cv,r}$, considérée comme une puissance produite par le passage de l'eau à travers le radiateur après avoir perdue la quantité de chaleur dans le local à chauffer par convection, en passant de (T_{in}) à (T_{out}) . (Figure II.1).

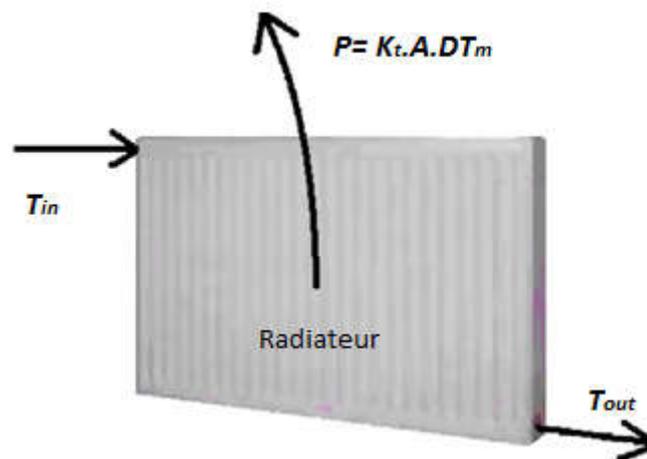


Figure II.1 -Puissance produite par le passage d'eau chaude à travers le radiateur en passant de (T_{in}) à (T_{out}) , (MYHREN et al.,2009).

Cette puissance peut être calculée avec la formule suivante :

$$P = Q_{cv,r} = K_t A T_m \quad (II.4)$$

Où :

K_t : Coefficient global du transfert de chaleur entre l'eau circulant dans le radiateur et l'air ambiant du local à travers la surface extérieure du radiateur ($W/m^2 K$).

A : Surface d'échange thermique du radiateur (m^2).

ΔT_m : Ecart de température moyenne logarithmique entre l'eau circulant à l'intérieur du radiateur et l'air ambiant du local (K).

avec,

$$1/K_t = 1/\alpha_{in} + \delta / \lambda_r + 1/ \alpha_{out} \quad (II.5)$$

λ_r : Conductivité du radiateur (surface) ($W/m K$).

δ : Épaisseur de la paroi extérieure du radiateur (m).

α_{in} : Coefficient d'échange thermique par convection interne entre l'eau circulant et la surface interne des tubes du radiateur ($W/m^2 K$).

α_{out} : Coefficient d'échange thermique par convection externe entre la surface externe des tubes du radiateur et l'air ambiant (W/ m^2K).

et

$$T_m = (T_{in} - T_{out}) / \ln [(T_{in} - T_{air}) / (T_{out} - T_{air})] \quad (II.6)$$

T_{in} : Température d'eau à l'entrée du radiateur (K), ($^{\circ}C$)

T_{out} : Température d'eau à la sortie du radiateur (K), ($^{\circ}C$)

T_{air} : Température d'air ambiant du local (K), ($^{\circ}C$)

La plupart des corps de chauffe émettent la chaleur par convection et par rayonnement. Les radiateurs, en revanche, associent les deux modes de transmission (convection et rayonnement), bien que la convection reste en général plus importante que le rayonnement. C'est le coefficient d'échange thermique par convection externe entre la surface externe du radiateur et l'air ambiant α_{out} qui peut exprimer ce phénomène bien que ce dernier peut s'écrire comme :

$$\alpha_{out} = \alpha_{Ray} + \alpha_{cv} \quad (II.7)$$

2.2. Transmission par rayonnement

Dans le cas du rayonnement, la transmission thermique s'effectue par rayonnement électromagnétique et n'a pas besoin de matière pour se propager (rayonnement solaire). Pour un émetteur transmettant principalement sa chaleur par rayonnement (cas des planchers et

plafonds chauffants), la chaleur de la surface chaude est émise dans toutes les directions et transmise à toutes les surfaces plus froides directement apparentes (ce n'est pas le cas pour notre étude). On va considérer l'échange thermique par rayonnement limité entre la surface extérieure du radiateur en face du mur et la surface du mur, et que la somme des flux thermique par rayonnement est résumée dans un seul flux $Q_{R.r.w}$ qui est la chaleur émise par rayonnement par la surface extérieure du radiateur, du même, $Q_{R.w.r}$ est la chaleur émise par rayonnement par la surface extérieure du mur.

Les radiateurs, associent les deux modes de transmission (convection et rayonnement). L'équation qui résume cela est :

$$Q_t = Q_{cv} + Q_{ray} \tag{II.8}$$

Si on considère le système radiateur- mur (Figure II.2).

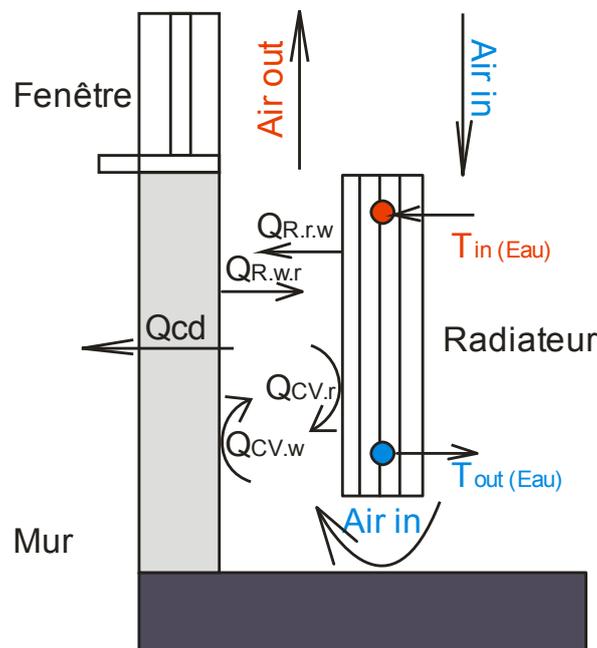


Figure II.2- Balance thermique du système (Radiateur-Mur).

Le bilan énergétique total s'écrit comme étant la somme des énergies par rayonnement, convection, ou conduction, alors on peut écrire :

$$Q_{tot} = Q_{cd} + Q_{cv} + Q_{Ray} \tag{II.9}$$

On adopte les conventions de signe classiques de thermodynamique, à savoir qu'un flux

est compté positivement s'il est reçu par le système, et négativement s'il est perdu par ce dernier.

Si l'on s'intéresse au bilan énergétique de la surface extérieure du radiateur, on aura :

$$Q_{cv.r} = Q_{tot} + Q_{R.r.w} - Q_{R.w.r} \quad (II.10)$$

Où :

Q_{tot} : Quantité de chaleur totale produite par le radiateur.

$Q_{R.r.w}$: Chaleur émise par rayonnement par la surface extérieure du radiateur vers le mur.

$Q_{R.w.r}$: Chaleur émise par rayonnement par la surface du mur en face du radiateur vers le radiateur.

$Q_{cv.r}$: Chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du radiateur.

Le terme $Q_{R.r.w} - Q_{R.w.r}$ est un terme négatif parce que le radiateur perd beaucoup plus qu'il gagne par rayonnement ; mais ce terme devient positif dans le cas du mur parce que la chaleur perdue par le radiateur est gagnée par les surfaces intérieures des murs du local.

Du même si l'on s'intéresse au bilan énergétique de la surface extérieure du mur, on aura :

$$Q_{cv.w} = Q_{R.r.w} - Q_{R.w.r} - Q_{cd} \quad (II.11)$$

Où :

Q_{cd} : Quantité de chaleur transmise par conduction à travers le mur.

$Q_{cv.w}$: Chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du mur.

Pour l'air s'écoulant entre le radiateur et le mur, la chaleur gagnée est :

$$Q_{air} = Q_{cv.w} + Q_{cv.r} \quad (II.12)$$

On remplace (II.10) et (II.11), dans (II.12), on aura :

$$Q_{air} = Q_{tot} - Q_{cd} \quad (II.13)$$

Sachant que le flux de chaleur transmis par conduction à travers le mur peut s'écrire :

$$Q_{cd} = \lambda_w \cdot A(T_{w1} - T_{w2}) / L_w \quad (II.14)$$

Où :

λ_w : Conductivité du mur (W/m.K).

A : Surface d'échange thermique du mur avec le radiateur (m²).

L_w : Épaisseur du mur (m).

T_{w1} : Température de la surface du mur en face du radiateur (K). (°C)

T_{w2} : Température de la surface du mur extérieure (K) ou (°C)

En réalité un radiateur transmet sa chaleur par convection et par rayonnement dans une proportion qui dépend des températures de départ, de retour d'eau, de l'air d'ambiance, de la géométrie de cet émetteur, de l'état de sa surface (peinture, etc...), ainsi que de sa position dans le local où il se situe.

Si on adopte que la température d'entrée d'eau du radiateur (T_{in}), et la température de sortie d'eau du radiateur (T_{out}), et que le débit correspondant à la chute de température dans le radiateur de ΔT (K), est (m), et la chaleur spécifique d'eau circulant est (C_p), alors le flux de chaleur fourni par ce débit est :

$$Q_{tot} = m \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (II.15)$$

Où :

m : Débit massique de l'eau chaude (Kg/s).

C_p : Chaleur spécifique (J/kg.K) ou (W.s/kg °C)

T_{in} : Température d'eau à l'entrée du radiateur (K) ou (°C)

T_{out} : Température d'eau à la sortie du radiateur (K) ou (°C)

Alors, le bilan énergétique total gagné par l'air en se basant sur le flux de chaleur produit par le corps de chauffe s'écrit comme étant la somme des deux dernières équations :

$$Q_{air} = K_t A T_m = m \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) + \lambda_w \cdot A (T_{w1} - T_{w2}) / L_w \quad (II.16)$$

De cette dernière relation, on peut conclure que pour augmenter l'échange thermique entre le corps de chauffe et l'air du local, il faut d'une part, augmenter au maximum la valeur du terme à gauche de l'équation, qui est la puissance produite par le passage d'eau chaude à l'intérieure du corps de chauffe, et d'une autre part d'augmenter au maximum la valeur du premier terme de la partie à droite de l'équation qui est la quantité de chaleur produite par l'eau chaude circulant dans le radiateur. Et de diminuer au maximum la valeur du deuxième terme de la partie à droite de cette dernière, qui est la quantité de chaleur transmise par

conduction à travers le mur extérieur, cette quantité de chaleur n'a rien avoir avec l'écoulement d'air autour du radiateur mais principalement, elle dépend de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du local, et des paramètres du mur (conductivité thermique, épaisseur, surface d'échange), ceci peut être traité par une bonne isolation thermique. C'est pour cela notre étude est limitée à étudier le reste des termes de l'équation.

3. Coefficient d'échange thermique par convection α_{out}

Un radiateur transmet sa chaleur par convection et par rayonnement en même temps (la convection reste toujours dominante), dans une proportion qui dépend des caractéristiques thermo-physiques de l'écoulement (régime d'écoulement, type de la convection ...), et des paramètres physiques de l'eau circulant à l'intérieur du radiateur, ainsi que de la géométrie du corps de chauffe. Le coefficient d'échange thermique par convection α_{out} peut s'écrire comme :

$$\alpha_{out} = \alpha_{cv} + \alpha_{ray} \quad (II.17)$$

Où :

$$\alpha_{cv} = Nu \cdot \lambda_{air} / \quad (II.18)$$

λ_{air} : Conductivité de l'air (0,025 W/m.K)

h : Hauteur caractéristique du corps de chauffe (m)

Nu : Nombre de Nusselt

3.1. Ecoulement parallèle à une surface plane ou circulaire

a) Plaque (surface) plane verticale

De cette dernière équation, le coefficient d'échange thermique par convection est on fonction du nombre adimensionnel de *Nusselt* (Nu), qui est donné par des corrélations expérimentales. Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température et de vitesses du fluide également précise.

Pour dire que la convection est naturelle, forcée, ou mixte on calcul (Gr/Re^2) et selon le cas :

- $Gr/Re^2 > 16$ La convection naturelle est nettement dominante.
- $0.1 < Gr/Re^2 < 16$ La convection est du type « mixte » dans ce cas le nombre de *Nusselt* doit être calculé dans les deux cas et on prendra le nombre de *Nusselt* le plus élevé.
- $Gr/Re^2 < 0.1$:La convection forcée est nettement dominante.

Dans le cas d'une plaque plane verticale où la convection est naturelle, le nombre de *Nusselt* est donné en fonction du nombre de *Rayleigh* qui est le produit des deux nombres adimensionnels *Grashoff* et *Prandtl*, comme suit :

$$Nu = 1,10 (Gr.Pr)^{0,17} , \quad \text{applicable quand : } 10 < Ra < 10^4 \tag{II.19}$$

$$Nu = 0,48 (Gr.Pr)^{0,24} , \quad \text{applicable quand : } 10^4 < Ra < 10^8 \tag{II.20}$$

$$Nu = 1,16 (Gr.Pr)^{0,32} , \quad \text{applicable quand : } 10^8 < Ra < 10^{12} \tag{II.21}$$

Où :

Pr : Nombre adimensionnel de *Prandtl* ($Pr=0,71$ pour l'air).

Gr : Nombre adimensionnel de *Grashoff*

$$Gr = g\beta(T_{sur} - T_{air})h^3 / \nu^2 \tag{II.22}$$

Où :

g : Accélération de la pesanteur (m^2/s).

β : Coefficient de dilatation à pression constante ($\beta = 3.73 \cdot 10^{-3} K^{-1}$).

T_{sur} : Température de surface (°C).

T_{air} : Température de l'air loin de la surface (°C).

h : Longueur caractéristique de la géométrie (m).

ν : Viscosité cinématique du fluide ($\nu = 1.83 \cdot 10^{-5} m^2/s$).

Dans le cas d'une plaque plane verticale où la convection est forcée ou mixte, le nombre de *Nusselt* est donné en fonction du nombre de *Reynolds* qui est le rapport des contraintes de

frottements à la paroi (forces d'inertie) et les forces de viscosité, ce nombre de *Reynolds* nous permet de dire que l'écoulement est turbulent ou laminaire.

$$Re = UL/\nu \tag{II.23}$$

U : Vitesse du fluide (m/s).

L : longueur " caractéristique " de la géométrie (m).

ν : Viscosité cinématique de l'air ($\nu = 1.83 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$).

Le nombre du *Nusselt* est donné dans ce cas, comme suit :

$$Nu = 0,332 Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (\text{Cas de la convection mixte}) \tag{II.24}$$

$$Nu = 0,0296 Pr^{1/3} Re^{4/5} \quad (\text{Cas de la convection forcée}) \tag{II.25}$$

Ces équations ci-dessus sont applicables quand : $0,6 < (Pr) < 60$

Dans le cas d'une plaque plane verticale où la convection est forcée, et l'écoulement est laminaire ou turbulent ($Re > 5 \cdot 10^5$), *Nusselt* est donné en fonction du nombre de *Reynolds*, comme suit :

$$Nu = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3}, \text{ applicable quand : } 0,5 < Pr < 10, (\text{écoulement laminaire}) \tag{II.26}$$

$$Nu = 0,035 Re^{4/5} Pr^{1/3}, \text{ applicable quand : } 0,6 < Pr < 60, (\text{écoulement turbulent}) \tag{II.27}$$

b) Tube cylindrique vertical

Dans le cas d'un tube cylindrique vertical relativement fini où la convection est forcée, le nombre de *Nusselt* peut être calculé par les équations suivantes :

$$Nu_{dh} = 0,0289 Gz^{1,37} / (1 + 0,0438 Gz^{0,8}) \quad (\text{Écoulement laminaire, convection forcée}) \tag{II.28}$$

où :

$$Gz = Re_{dh} Pr \quad d_h / L \tag{II.29}$$

Cette équation est applicable quand : $Re_{dh} < 2500$

$$Nu_{dh} = 0,407 Re_{dh}^{0,55} (d_h / L)^{0,3} \quad (\text{Écoulement turbulent, convection forcée}) \tag{II.30}$$

où :

$$d_h = 4 A / L_{Per} \quad (\text{II. 31})$$

A : Section de passage de fluide (m^2).

L_{Per} : Périmètre mouillé (m).

Cette équation est applicable quand : $3 < \frac{d_h}{L} < 20$, et $2500 < Re_{dh} < 7000$

3.2. Écoulement forcé autour d'un obstacle

a) Circulaire

L'écoulement extérieur de l'air circulant est perpendiculaire à l'axe du tube circulaire qui représente un obstacle aux écoulements, c'est le cas -A- de notre étude, une corrélation expérimentale a été proposée pour ce type de problème par *HILPERT en 1993*. (*CHURCHILL, 1976*), *CHURCHILL et al. (1977)*, *CHURCHILL et al. (1973)*. Elle s'écrit :

$$Nu = 0,43 + 0,53 Pr^{0,31} Re^{1/2}, \text{ applicable quand } : Re \in (1; 4000) \quad (\text{II.32})$$

$$Nu = 0,43 + 0,193 Pr^{0,31} Re^{0,618}, \text{ applicable quand } : Re \in (4000; 40000) \quad (\text{II.33})$$

$$Nu = 0,43 + 0,265 Pr^{0,31} Re^{0,8}, \text{ applicable quand } : Re \in (40000; 400000) \quad (\text{II.34})$$

b) Non circulaire

On considère une série d'obstacles non circulaires de différentes géométries et de diamètre extérieur (d). Cet écoulement extérieur est caractérisé à l'amont infini par une vitesse U_∞ et une température T_s .

Le coefficient de convection α_{out} est la moyenne pour l'ensemble du tube, car il ne sera pas constant sur toute la périphérie du tube, dont la paroi prend une température d'équilibre T_p . (*MORGAN, 1975*), (*ZUKAUSKAS, 1987*). Ce coefficient est donné selon le cas par la formule générale :

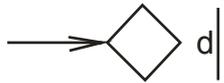
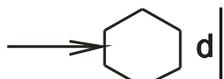
$$Nu_d = C (Pr/0,7)^{1/3} (Re_d)^m \tag{II.35}$$

Sous une forme plus simple :

$$Nu_d = C Re_d^m Pr^{0,35} \tag{II.36}$$

Où, les variables C et m , sont résumés dans le tableau II.1, ci-après.

Tableau II.1 : Valeurs numériques des variables C et m de la formule (II.36). (JAKOB, 1949).

Cas	Géométries	Re_d	C	m
A		Les équations : (II. 32), (II. 33), et (II.34).		
B		$5 \cdot 10^3$ à 10^5	0,25	0,588
C		$2,5 \cdot 10^3$ à $8 \cdot 10^3$	0,180	0,699
		$5 \cdot 10^3$ à 10^5	0,104	0,675
D		$2,5 \cdot 10^3$ à $1,5 \cdot 10^4$	0,25	0,612
E		$3 \cdot 10^3$ à $1,5 \cdot 10^4$	0,096	0,804
F		$5 \cdot 10^3$ à 10^5	0,156	0,683
G		$5 \cdot 10^3$ à $1,95 \cdot 10^4$	0,162	0,683
		$1,95 \cdot 10^4$ à 10^5	0,0395	0,782
H		$3 \cdot 10^3$ à $2 \cdot 10^4$	0,264	0,66
I		$4 \cdot 10^3$ à $1,5 \cdot 10^4$	0,232	0,731
J		$3 \cdot 10^3$ à $2 \cdot 10^4$	0,246	0,61

4. Ecoulement autour d'un faisceau de tubes.

De nombreux appareils industriels tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs

thermiques, même dans notre cas un corps de chauffe (radiateur), sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide (air dans notre cas), dirigé perpendiculairement à leurs axes. Les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce (Figure II.3).

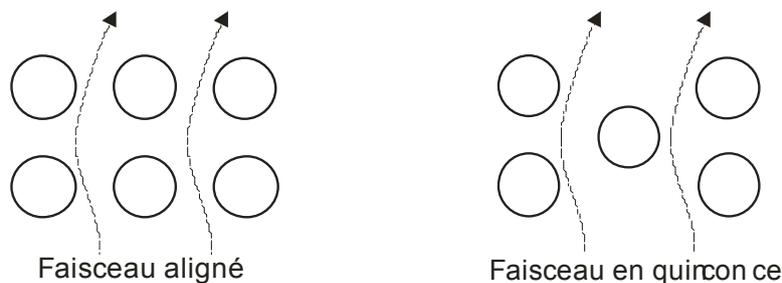


Figure II.3. Ecoulement d'air dirigé perpendiculairement aux axes autour d'un faisceau de tubes elliptiques parallèles dans les deux dispositions : -Gauche : la disposition alignée - Droite : la disposition en quinconce.

On utilisera la corrélation du nombre de *Nusselt*, qui est donnée en fonction des nombres de *Reynolds* et *Prandtl*, comme suit :

$$Nu = 0,26 Re^{0,6} Pr^{0,33}, \quad \text{applicable pour un faisceau aligné} \quad (\text{II.37})$$

$$Nu = 0,33 Re^{0,6} Pr^{0,33}, \quad \text{applicable pour un faisceau en quinconce} \quad (\text{II.38})$$

5. Coefficient de performance calorifique (COP).

Pour caractériser l'efficacité d'une pompe à chaleur, on considère, le coefficient de performance calorifique comme étant le quotient de la chaleur produite (chaleur dégagée au puits chaud) par le travail fourni (énergie apportée au système). On peut le trouver sous le nom de *COP théorique*. Notant également que le *COP* est sans unité, par conséquent, la chaleur et le travail doivent être exprimés dans la même unité. Ce coefficient est théorique et ne sert que comme élément de comparaison avec le coefficient de performance réel du compresseur. Le *COP* est donné par :

$$COP = |Q|/W \quad (\text{II.39})$$

Q : Chaleur produite utile à l'échangeur (chaleur dégagée au puits chaud).

W : Travail mécanique absorbé par le compresseur (énergie apportée au système).

Selon cette définition, on voit que le COP est une efficacité énergétique, dans laquelle le système étudié se situe à la sortie du moteur du compresseur (source chaude), qui est à l'intérieur du local à chauffer, si on considère que (T_c) est la température du réservoir chaud ou source chaude et (T_f) est sûrement la température du réservoir froid ou source froide, on peut écrire, le COP comme étant :

$$COP = T_c / (T_c - T_f) \quad (II.40)$$

T_c : Température du réservoir chaud ou source chaude (K).

T_f : Température du réservoir froid ou source froide (K).

Ce COP fait uniquement intervenir les températures absolues des sources froide et chaude, et ce coefficient sera d'autant plus grand quand la différence de température entre la source chaude et la source froide sera faible.

En pratique, un COP de (5) est déjà excellent (et suffisant) mais il peut atteindre des valeurs supérieures. Rien ne permet de dire qu'un COP ne peut descendre en dessous d'un (1).

Le COP dépend de la qualité de l'appareil et de la différence de température entre la source chaude et la source froide. Pour avoir un (COP) le plus élevé possible, la température nécessaire de départ PAC doit être la plus basse possible et bien sûr la température d'arrivée de la source froide doit, quant à elle, être la plus élevée possible.

6. Discussion des résultats.

Dans cette partie, nous allons voir l'influence de plusieurs paramètres comme la température de l'air extérieur (T_{air}), et le type d'écoulement... etc., sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).

6.1. Influence de la température de l'air extérieur (T_{air}) sur le coefficient d'échange thermique par convection (α_{con}).

Le graphique dans la figure II.4, montre la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), avec la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_m), dans le cas d'une surface verticale de $h=0,6$ m, dans les différents régimes d'alimentation d'eau chaude : 90/70, 85/65, et 75/65 °C.

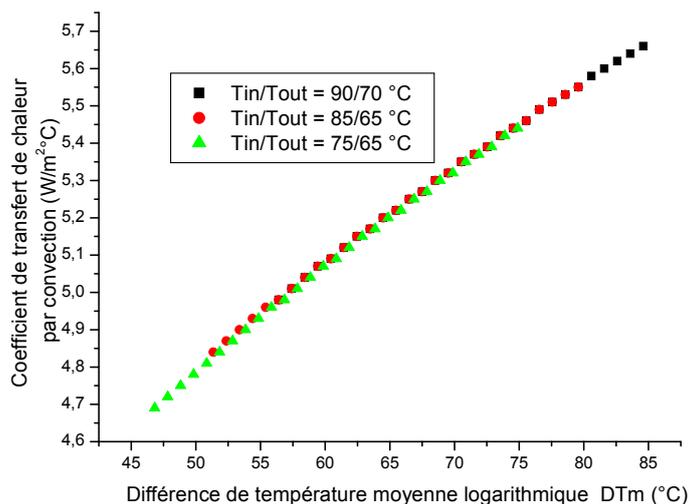


Figure II.4. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la différence de température moyenne logarithmique. Cas d'une plaque plane verticale de $h=0,6$ m, dans les cas (régime d'alimentation d'eau chaude 90/70 ,85/65 ou 75/65 °C).

On voit bien clair dans la Figure II.4, pour un flux de chaleur constant, que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_m), ce qui implique que (α_{con}), augmente avec la décroissance de la température de l'air ramené de l'extérieur à l'intérieur du local à chauffer, dans tous les cas de type de régime d'alimentation d'eau chaude.

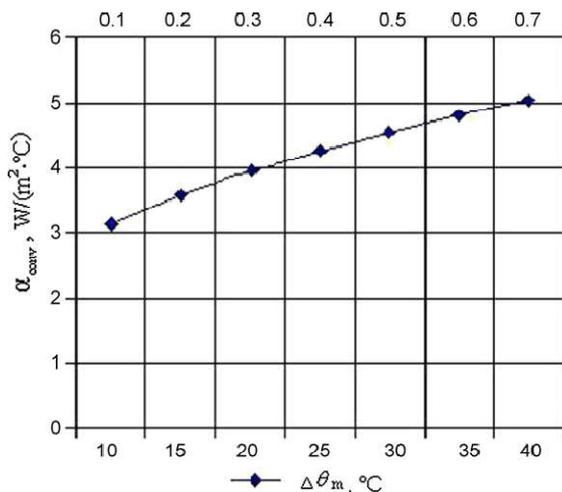


Figure II.5. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la différence de température moyenne. Cas d’une plaque plane verticale de $h=0,6m$. (MYHREN et al., 2009).

Les résultats semblent en accord avec les résultats obtenus par MYHREN et al.(2009), qui sont représentés sur la Figure II.5.

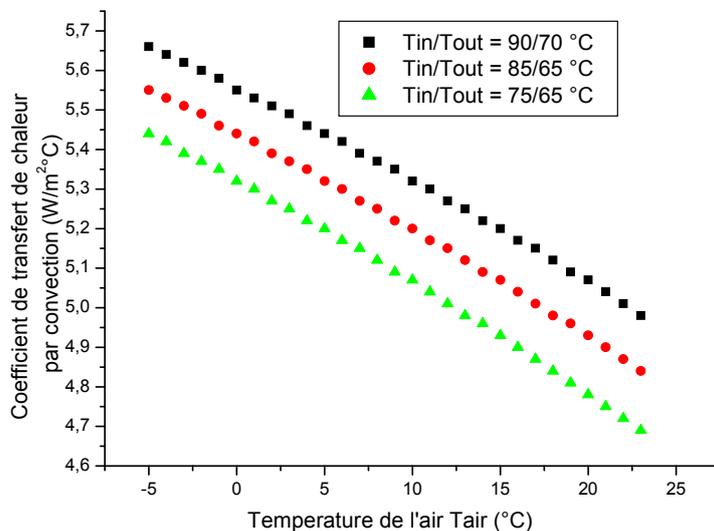


Figure II.6. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la température de l’air amené de l’extérieur. Cas d’une plaque plane verticale de $h=0.6m$, dans les cas (régime d’alimentation d’eau chaude 90/70 ,85/65 ou 75/65 °C).

Cette relation est représentée clairement dans la Figure II.6, où on voit une décroissance du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), avec l’augmentation de la

température de l'air ramené de l'extérieur à l'intérieur du local. On conclut alors, si on veut avoir un coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), élevé on doit ramener de l'air de l'extérieur à des basses températures.

Mais reste à dire que, le coefficient d'échange par convection (α_{con}), atteint des valeurs maximales quand le régime d'alimentation en eau chaude est de 90°C/70°C, puis (85°C/65°C), et enfin (75°C/65 °C), c.à.d. il existe une relation directe entre la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (90, 85 et 75°C), et le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), où il augmente avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}).

Le graphe ci-dessous (Figure II.7), montre que la chaleur qu'on doit fournir au local à chauffer qui est par conséquent égale à la puissance thermique du radiateur placé dans ce local, qui doit l'offrir pour garder la température d'air interne proche ou égale à la température de confort, cette chaleur augmente avec l'augmentation de la différence de température moyenne logarithmique. C.à.d. avec la diminution de la température d'air ramené de l'extérieur, alors : une consommation d'énergie de plus.

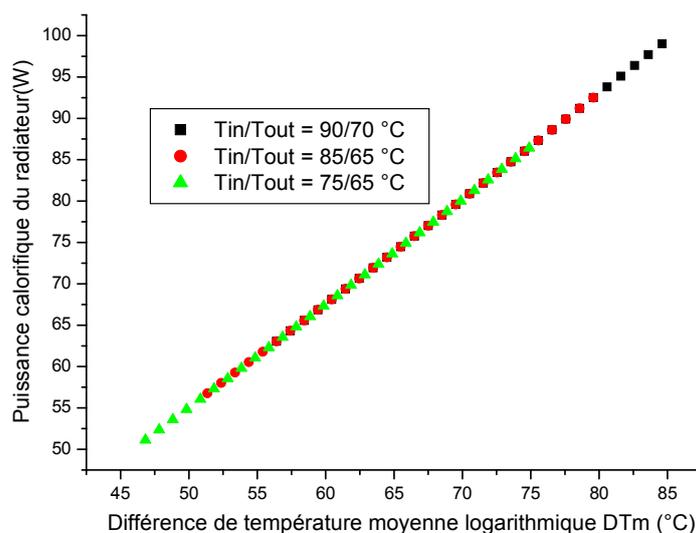


Figure II.7. Variation de la puissance calorifique du radiateur placé dans le local avec la différence de température moyenne logarithmique, (régime d'alimentation d'eau chaude 90/70, 85/65 ou 75/65 °C).

Pratiquement dans les installations de chauffage, si on augmente la température d'entrée d'eau chaude au radiateur, ça veut dire, que la chaudière consomme une quantité de combustible en plus pour atteindre des températures élevées, ce qui rend l'installation non économique, et non performante. Ce qui influe directement à la performance de l'installation. Laissons voir le (COP) de l'installation dans ce cas.

6.2. Influence de la température d'air extérieur (T_{air}), sur le coefficient de performance (COP).

Ce graphe (Figure II.8), montre la variation du coefficient de performance COP d'une PAC en fonction de la température de la source froide ; pour des raisons d'analogie entre une PAC et un système de chauffage. Il est bien clair que le COP , diminue avec la diminution de la température de la source froide dans tous les cas. L'installation doit consommer plus d'énergie pour lutter contre la quantité de froid, causé par l'apport de l'air extérieur, ce qui fait augmenter les dépenses de l'installation et rend le coût d'exploitation très élevé.

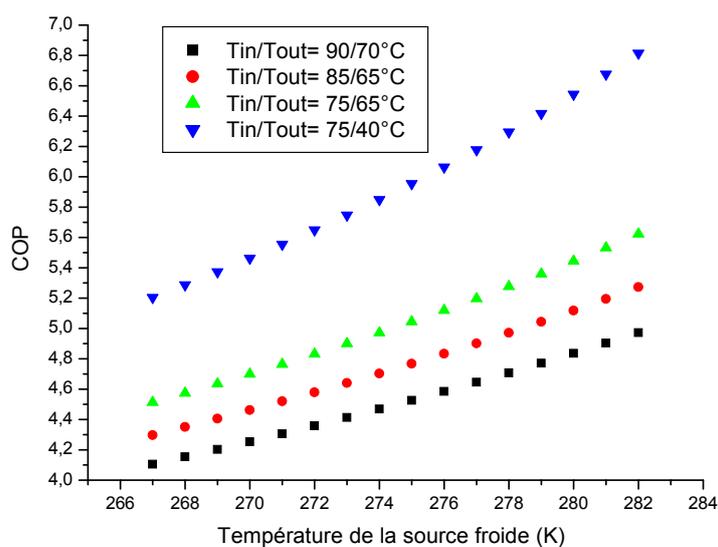


Figure II.8. Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la température de la source froide (combinaison entre une PAC et un système de chauffage central, dont les

températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70 ,85/65, 75/65, et 75/40 °C)

On voit bien aussi, que le *COP* augmente avec la diminution de la température de retour de la source chaude. Aussi, et par analogie avec le système de chauffage l'installation doit avoir un *COP* très suffisant ou bien optimal si on peut avoir une température à la sortie du Radiateur (T_{out}) très basse que possible, pratiquement ça veut dire que le radiateur a tout cédé de son énergie calorifique dans le local, ce qui augmente le rendement émissif de l'installation. Le rendement augmente si on peut diminuer la température à l'entrée du Radiateur ($T_{in} = 75^{\circ}\text{C}$ au lieu de $T_c = 85^{\circ}\text{C}$), en fixant la température à la sortie ($T_{out} = 65^{\circ}\text{C}$).

Aussi, on observe que si on diminue la température de la sortie de la source chaude, *le COP augmente*. Le même résultat est obtenu si on peut diminuer la température à l'entrée et à la sortie du radiateur. Pratiquement ça veut dire, qu'on a économisé de l'énergie et du coût du combustible, ce qui rend l'installation économique.

Le graphe dans la figure II.9, montre la variation du coefficient de performance *COP* d'une *PAC* en fonction de la différence de température entre la source chaude et la source froide ($T_c - T_f$), dont les températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70 ,85/65, 75/65, et 75/40 °C. Comme nous voyons dans la *Figure II.9*, les mêmes remarques précédentes sont vérifiées, on remarque en plus, que le coefficient de performance *COP* de la *PAC*, diminue avec l'augmentation de la différence de température entre la source chaude et la source froide ($T_c - T_f$), ça veut dire que pour avoir un *COP* élevé, on doit diminuer l'écart entre la température de la source chaude et la température de la source froide ($T_c - T_f$).

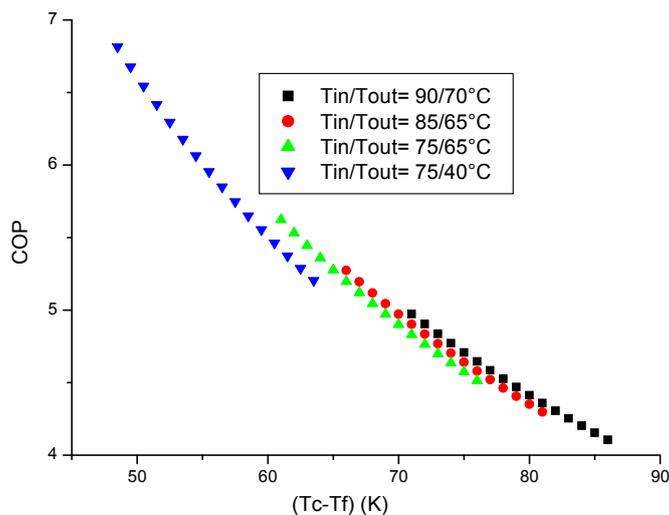


Figure II.9. Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la différence de température entre la source chaude et la source froide (T_c-T_f), (dont les températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70, 85/65, 75/65 et 75/40 °C)

Par combinaison avec le système de chauffage l'installation doit consommer moins d'énergie pour que la combustion et le coût d'exploitation diminuent, ce qui rend l'installation économique. Notant également que les températures de fonctionnement des chaudières actuelles sont généralement limitées à 75°C, et fonctionnent en basse et très basse température car les logements sont maintenant très bien isolés et ne demandent donc plus des températures élevées. Après ces résultats, on peut conclure que pour améliorer la performance de fonctionnement d'une installation de chauffage, du point de vue thermique, on doit élever au maximum l'échange thermique entre les surfaces externes des corps de chauffe (radiateur) et l'air ambiant dans le local à chauffer, ceci peut être réalisable si on augmente la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}) où le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}). Pratiquement ça veut dire, qu'on va augmenter la consommation de chaudière en combustible, ce qui rend l'installation pas économique et influe directement sur la performance de l'installation. Une température de sortie du

radiateur (T_{out}) très basse que possible aide le radiateur à céder toute sa chaleur calorifique dans le local. Finalement, comme on le constate sur la *Figure II.9*, le meilleur *COP* dans tous les cas est le dernier où on a diminué la température de la sortie de la source chaude jusqu'à $57,5^{\circ}\text{C}$, où le *COP* est égal à $6,8 > 5$ (très suffisant). Reste à savoir quel est le meilleur type d'écoulement d'air à l'extérieur des tubes du radiateur ? Est-ce qu'il faut opter pour un écoulement d'air parallèle aux tubes, ou derrière le radiateur (écoulement croisé) afin d'augmenter le coefficient d'échange thermique par convection.

Dans ce qui suit, et pour des raisons d'augmenter le coefficient d'échange thermique par convection (α_{out}), on va étudier, l'influence du type d'écoulement de l'air (parallèle ou croisé) sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), en augmentant la vitesse de l'air, puis, l'influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), pour différents diamètres $d(m)$, avec un écoulement d'air croisé.

6.3. Influence du type d'écoulement de l'air (parallèle ou croisé) sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), dont le diamètre (d) varie de 0,10 (m) à 0,20 (m), avec l'augmentation de la vitesse.

Ces graphiques de la *Figure II.10*, montrent la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}) avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire vertical de $h = 0,6 (m)$, en écoulement parallèle et écoulement croisé, pour des diamètres variant de $0,10 (m)$ à $0,20 (m)$, avec l'augmentation de la vitesse de $0,10 (m/s)$ à $0,20 (m/s)$.

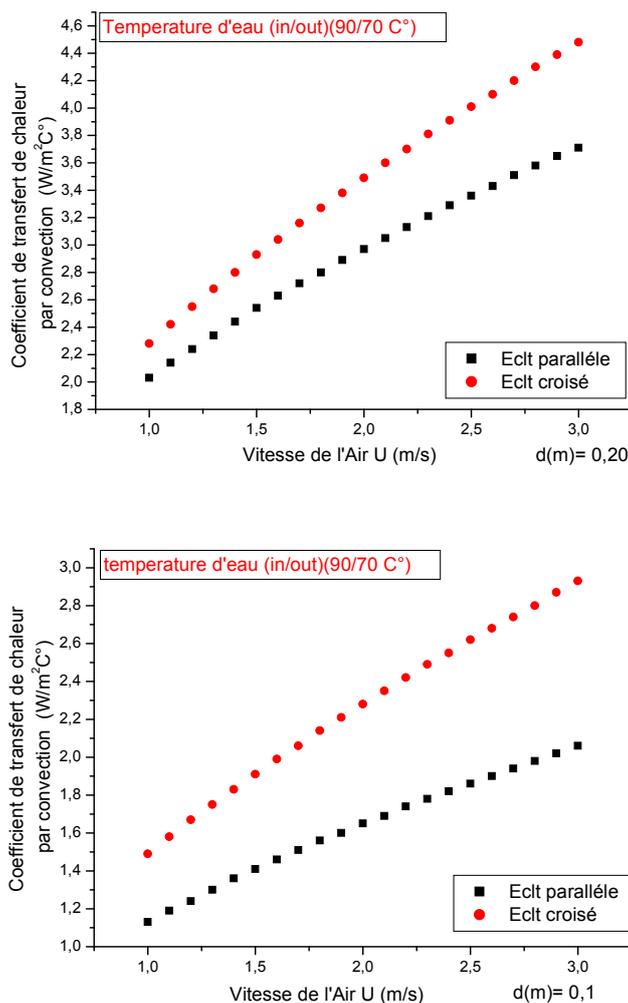


Figure II.10. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire vertical de $h=0.6$ m, dans les deux cas (écoulement parallèle ou croisé) pour des diamètres différents.

On voit bien clair que le fameux coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus élevé dans le cas des tubes circulaires verticaux où l'écoulement est croisé (perpendiculaire à l'axe) que, dans l'autre cas des tubes circulaires verticaux où l'écoulement est parallèle au tube pour tous les diamètres variant de 0,10 à 0,20 (m), avec l'augmentation de la vitesse de 0,10 à 3,0 (m/s) où on a créé l'écoulement turbulent. Le reste des résultats est rassemblé dans l'Annexe A.

Et que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), augmente avec

l'augmentation du diamètre des tubes dans tous les cas (*A, B, C, D, E, F, G, H, I, et J*).

6.4. Influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} pour les différents diamètres (*d*) et un écoulement d'air croisé.

Ces graphiques (*Figure II.11*), montrent l'influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}) pour les différents diamètres *d*, en écoulement d'air croisé.

On voit que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus élevé pour tous les diamètres dans le cas *I* puis *E, H, C, D, J, A, B, G* et à la fin *F*.

Reste à noter que cette géométrie de tube est la meilleure de façon définitive qu'une autre, il ne faudra jamais oublier que le tube circulaire est absolument le meilleur dans les écoulements internes des fluides, sachant que dans notre cas l'eau chaude circule à l'intérieur des tubes et joue un très grand rôle dans le transfert de chaleur. C'est pour cela qu'on a choisi la géométrie du cas *E*, où le tube prend une forme elliptique et non circulaire, car la pression à l'intérieur du tube est très modérée. Le reste des résultats est rassemblé dans l'*Annexe B*.

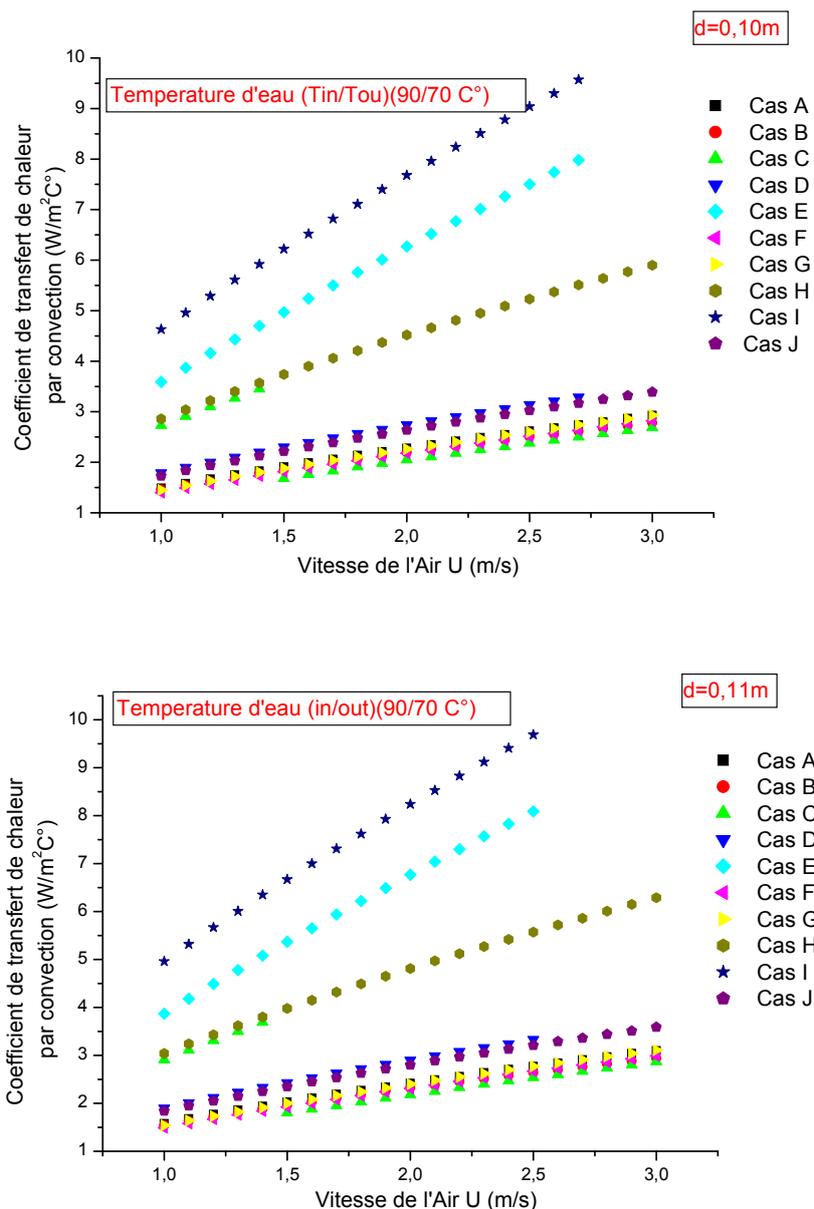


Figure II.11. Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} , pour diverses géométries dans le cas d'un écoulement croisé et un diamètre constant ($d=0,1$ m puis $d=0,11$ m).

Après ces résultats et d'après le principe du système de la **ventilation du radiateur**, on peut dire que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus élevé dans le cas où :

- L'écoulement croisé (perpendiculaire à l'axe).
- L'écoulement tend vers la turbulence (des vitesses d'air relativement

considérables),

- Du point de vue géométrique dans le cas des plaques plane (géométrie *I*), puis dans le cas des tubes elliptiques (géométrie *E*), et ensuite dans le cas des tubes circulaires (géométrie *H*), et par ordre décroissant du (α_{con}), on trouve (la géométrie des cas *C, D, J, A, B, G* et à la fin *F*). Avec les différents régimes d'alimentation en eau chaude à l'exception si les logements sont très bien isolés ils ne demandent donc plus des températures élevées ce qui fait que les températures de fonctionnement des chaudières dans ce cas sont limitées à $75^{\circ}C$ (installation économique). Il faut aussi savoir que plus la température de départ de chaudière est élevée moins bon sera le rendement de l'installation.

Par conséquent, le système de la **ventilation du radiateur économique proposé**, nécessite un radiateur avec des **tubes elliptiques** et non circulaires, ventilé par derrière, et situé sous une fenêtre contre un mur extérieur bien isolé (ne pas le placer directement devant une porte-fenêtre, ni contre un mur extérieur non isolé, ni contre une fenêtre), avec respect des distances suivantes : *5 cm* du mur, *10 cm* au-dessus du sol et au moins *10 cm* sous la tablette de fenêtre, si le mur est non-isolé.

Maintenant, si on considère que le radiateur est constitué de trois (03) rangées de tubes elliptiques parallèles, dont l'écoulement d'air est croisé, dirigé perpendiculairement aux axes. Les tubes peuvent être disposés en ligne (*cas A*), ou en quinconce (*cas B*). Allons voir dans quel cas le coefficient d'échange thermique par convection (α_{con}), est important. Commençons par voir l'influence du diamètre (*d*) des tubes.

6.5. Influence du diamètre (d) des tubes sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} , dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B), où l'écoulement est perpendiculaire aux axes.

Ces graphiques (Figures II.12, II.13), montrent la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), avec la vitesse de l'air ambiant, dans le cas d'un faisceau aligné A , et un faisceau en **quinconce** B (l'écoulement croisé), pour des diamètres différents, et l'influence du diamètre d du tube, sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).

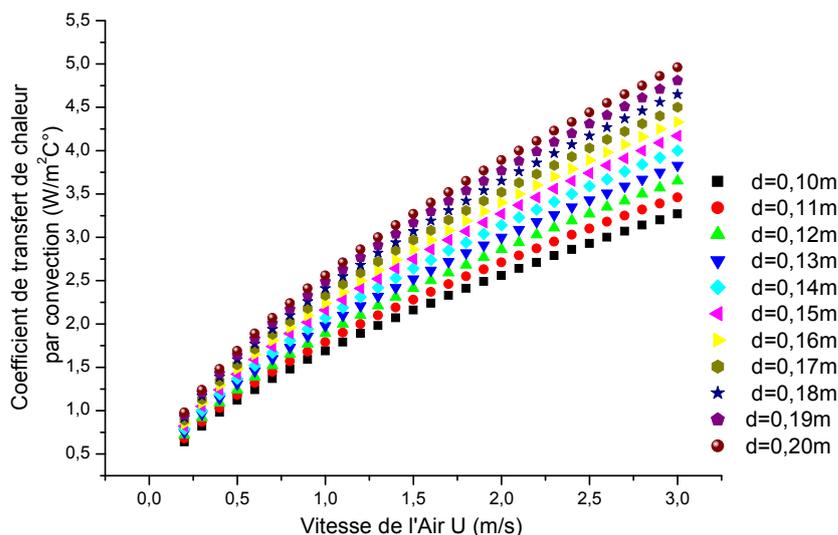


Figure II.12. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un faisceau aligné A (l'écoulement est perpendiculaire à l'axe), pour différents diamètres

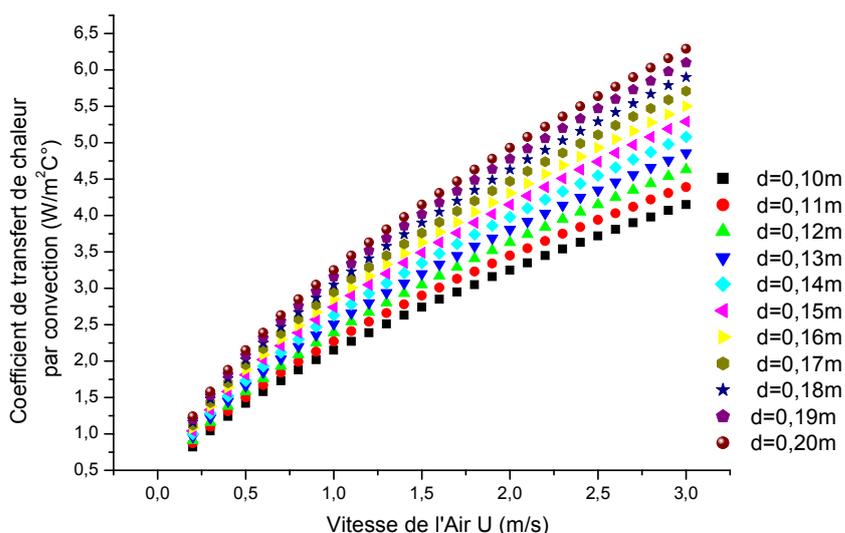


Figure II.13. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un faisceau en quinconce B (écoulement perpendiculaire à l'axe), pour différents diamètres

Où on voit clairement dans les Figures II.12, et II.13, que le fameux coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), augmente avec l'augmentation du diamètre du tube et la vitesse, dans les deux cas de type de faisceaux.

6.6. Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B) (cas d'écoulement croisé et diamètre constant).

Ces graphiques dans la Figure II.14, montrent la variation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}) avec la vitesse de l'air ambiant, des tubes circulaires elliptique verticaux dans deux cas, faisceau aligné A, et faisceau en quinconce B, pour des diamètres variant de 0,10 à 0,20 m, avec l'augmentation de la vitesse de 0,10 à 0,30 m/s. Le reste des résultats est rassemblé dans l'Annexe C.

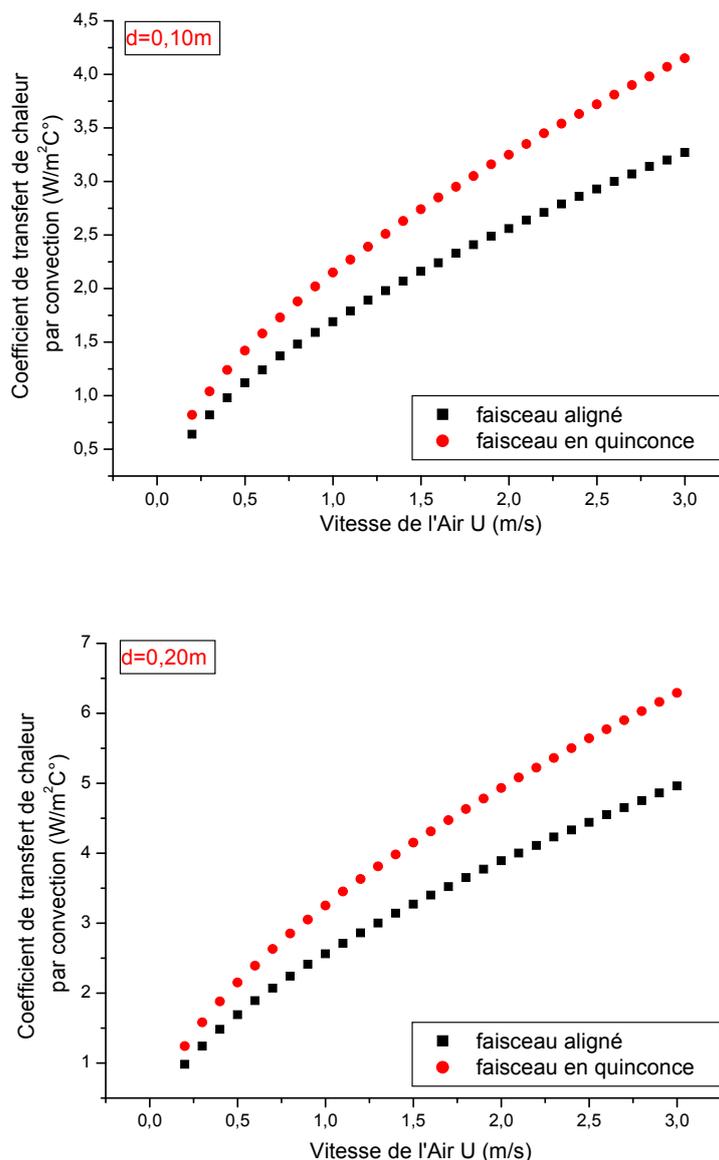


Figure II.14. Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube vertical (où l'écoulement est parallèle) pour différents diamètres

On voit bien clair que la disposition en quinconce (**B**), siège d'une plus grande turbulence, conduit alors à un coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), plus élevé que la disposition alignée, pour tous les diamètres variant de 0,10 à 0,20 m, avec l'augmentation de la vitesse de 0,10 à 0,30 m/s.

A la fin de ce chapitre, et d'après le principe du système de la ventilation du radiateur (Voir Chapitre-1), on peut proposer un modèle d'un nouveau système qui est le système de

la **ventilation du radiateur économique**, qui se base sur les résultats précédents.

Sachant que la ventilation du radiateur est une combinaison entre la ventilation et le chauffage où de l'air froid est ramené de l'extérieur du local à chauffer par intermédiaire d'une ouverture sous forme d'un canal au niveau du mur extérieur derrière le radiateur, et soufflé directement vers le radiateur où il subit un réchauffement, avant de le laisser s'écouler dans le local à chauffer. Cette différence importante de la température, assure l'augmentation du coefficient d'échange thermique par convection (α_{out}), et assure aussi, une température à la sortie du Radiateur (T_{out}) très basse que possible, pour que le Radiateur cède toute sa chaleur calorifique dans le local. Mais à cet effet, l'installation doit consommer plus d'énergie pour lutter contre la quantité de froid, causé par l'air de l'extérieur à des températures très basses, ce qui fait augmenter les dépenses de l'installation et rend le coût d'exploitation très élevé. Tandis que dans notre nouveau système, l'installation sera économique et le coût d'exploitation réduit, et (α_{out}) est élevé.

Dans le chapitre qui suit, on va étudier pour des raisons de validation des résultats obtenus dans ce chapitre, un radiateur avec des tubes elliptiques ventilé par derrière où l'écoulement d'air est croisé, par le code de calcul **Fluent**.

CHAPITRE III

APPLICATION DU CODE DE CALCUL (CHAMP) FLUENT

*L'étude des phénomènes thermiques intervenant autour d'un radiateur dans un local, consiste à étudier le transfert de chaleur par convection thermique sous ses trois formes, naturelle, forcée, et mixte. Le système d'équations obtenu traduit la conservation de la masse et de la quantité de mouvement d'air autour d'un radiateur dans un local (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie (équation d'énergie). Ce système est souvent trop compliqué à résoudre et nécessite une résolution à l'aide d'un **code de champ, ou de calcul CFD**.*

*Avec le développement de la mécanique des fluides et des méthodes numériques, les techniques de **Dynamique des Fluides Numérique** connues sous l'acronyme **CFD (Computational Fluid Dynamics)** sont devenues des outils très importants pour la prédiction des écoulements fluides dans de nombreux domaines de la recherche, ces techniques ont été employées pour l'analyse des écoulements d'air à l'intérieur des cavités (petit espace) ainsi que des bâtiments (grand espace). En effet, elles ont l'avantage d'être beaucoup plus flexibles et moins onéreuses que les techniques expérimentales traditionnelles pour la description détaillée de la distribution spatiale et temporelle des grandeurs physiques de l'écoulement que sont la **vitesse d'air**, la **température**, les **vecteurs de vitesse**... etc.*

*Il existe un grand nombre de codes **CFD** disponibles, qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propre à certaines institutions*

*Dans ce chapitre, nous allons parler des objectifs à atteindre par notre étude, et nous allons discuter le principe des **codes de calcul (champs)** et les différentes approches qui permettent de construire un modèle **CFD**, en se basant sur le code de champs **Fluent**. Sans oublier les modèles de turbulence en particulier le modèle d'équations **(k-ε)**, et les schémas de discrétisation dans la méthode numérique des **volumes finis**.*

1. Objectifs de l'étude.

Nous étudierons en **(2D)**, un radiateur ventilé par derrière (écoulement croisé), constitué de trois (03) rangées de tubes parallèles en acier, les tubes sont disposés en ligne. Dans cette étude, on veut atteindre les buts suivants :

- Réalisation d'une simulation numérique en **(2D)**, des mouvements d'air entre les tubes du radiateur pour détailler les prédictions des profils de températures et de vecteurs de vitesse. Et voir dans quel cas on peut avoir un échange thermique optimal, pour atteindre des températures maximales à la sortie d'air du radiateur vers le local ; en jouant sur la forme des tubes circulaire, ou elliptique, puis sur la distance entre les axes des tubes eux-mêmes.

-Application de modèle **RANS (k-ε)**, avec des maillages grossiers et suffisamment fins, pour étudier la stabilité des résultats par rapport à la densité de la grille.

- Juger l'aptitude d'un code de champs **CFD, Fluent**, à décrire les mouvements de l'air entre les axes des tubes du radiateur.

2. Principes des codes de champs.

Les codes de champ, ou codes **CFD (Computational Fluid Dynamics)**, permettent de résoudre numériquement les équations régissant les mouvements d'un fluide c'est-à-dire les équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie. Certains codes permettent également de décrire le transport de polluants ou les réactions chimiques au sein d'un fluide. Il existe un grand nombre de codes **CFD** disponibles.

Pour notre travail, nous avons choisi le code de champs **Fluent** (commercialisé par **Fluent Incorporated, version 6.3**), ce dernier permet en effet de répondre à nos besoins de calcul.

3. Différentes approches permettent de construire un modèle CFD

Pour construire, un modèle *CFD*, il y a plusieurs étapes :

- La construction de la géométrie
- La construction du maillage
- La sélection des modèles physiques : en fait, ce sont rarement les équations exactes de **Navier-Stokes** qui sont à l'origine des modèles *CFD* parce que la résolution des équations exactes serait trop coûteuse en temps de calcul comme c'est le cas pour la turbulence. Ce sont donc des équations approchées qui sont proposées pour décrire les phénomènes physiques et l'ensemble de ces équations constitue un 'modèle'.
- La prescription des conditions aux limites.
- La sélection de méthodes numériques pour obtenir une solution approchée
- Le traitement des résultats.

3.1. Géométrie.

La géométrie tridimensionnelle du scénario modélisé est tout d'abord construite : elle est représentée par un ensemble de surfaces qui correspondent au confinement de l'espace, c'est-à-dire représentent les parois des tubes...etc. Dans le cas où le domaine de calcul n'est pas fermé, mais a des ouvertures extérieures, celles-ci seront aussi représentées par des surfaces sur lesquelles seront imposées des conditions aux limites qui décriront l'influence de ce qui se passe à l'extérieur du domaine de calcul sur ce qui se passe à l'intérieur de ce dernier.

Sur le plan du matériau, de la forme et de l'apparence, le radiateur est constitué de trois (03) rangées de tubes parallèles en acier, plongés dans un écoulement de fluide qui est de l'air dirigé perpendiculairement à leur axe, (*Figure III-1*).

Les tubes sont disposés en quinconce (triangulaire), distants en premier temps des pas

égaux (longitudinal, et transversal égale à $2R$, avec une forme du tube circulaire puis elliptique, puis des pas différentes, longitudinal égale à $3R$ mm, et transversal égale à $2R$, pour les deux mêmes formes du tube, où l'excentricité d'ellipses : $e = 0,7$ dans les deux cas. (Figure III-2).

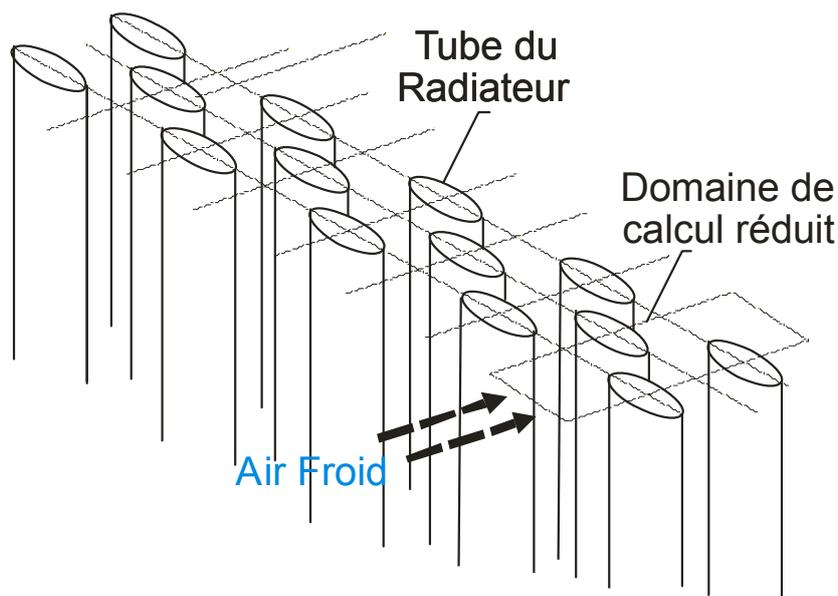


Figure III. 1- Représentation du domaine de calcul réduit.

On remarque qu'une simplification peut être réalisée par une réduction de la géométrie totale du domaine de calcul, pour économiser le temps du calcul.

✓ Réduction de la géométrie.

Une symétrie est remarquée entre les entres-axes des tubes ce qui rend l'étude du corps de chauffe résumée et réduite à une étude d'un domaine partiel comme il est montrée dans la Figure III.2. Pour économiser le temps des calculs, le domaine réduit de calcul a été étudié numériquement en deux dimensions (2D) avec le code *FLUENT* et par le modèle de turbulence ($k-\epsilon$) *standard*, en utilisant quatre formes de géométries, caractérisée par la distance entre les deux axes des tubes adjacents (les pas), et le type du tube du radiateur circulaire (C), ou elliptique (E).

Pour chaque forme de géométrie on fait varier le maillage par les côtés: **B** et **L**, (Figure III-2), pour chercher la stabilité des résultats (voir : étude de la stabilité des résultats), où on aura les cas: C1-1330x190, C1-1330x95, C1-665x190, C1-444X190, C2-1330x285, C2-1330x143, C2-665x285, E1-1330x190, E1-1330x95, E1-1330x48, E2-1330x285, E2-1330x95, E2-1330x71. Le maillage est détaillé ci-après.

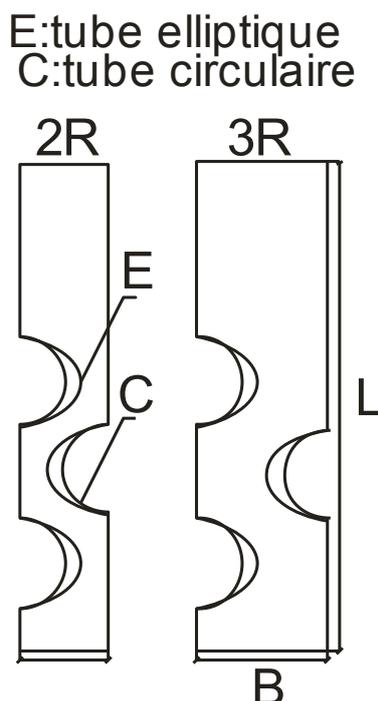


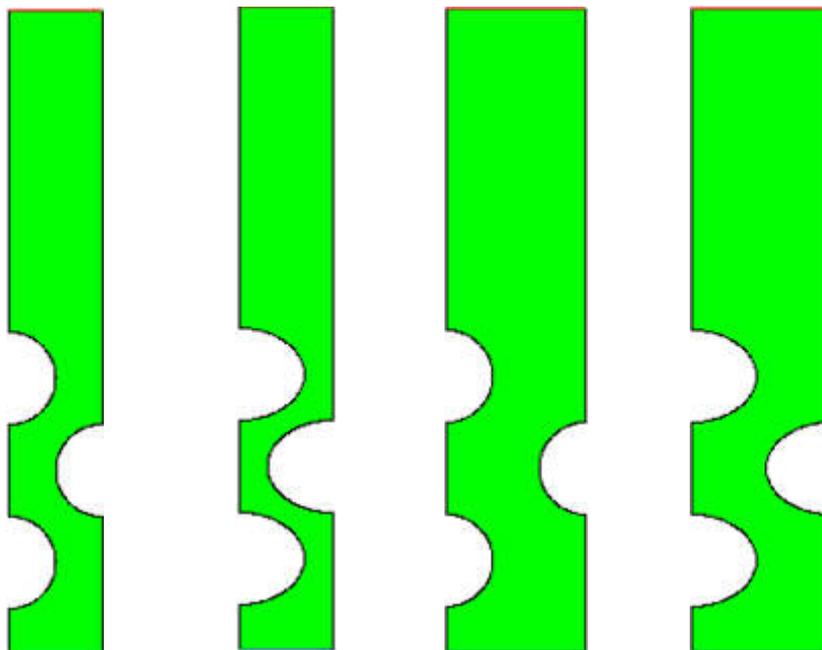
Figure. III 2- Représentation des formes et des géométries.

3.2. Maillage.

La notion de maillage est la première tâche dans une modélisation numérique (discrétisation du domaine de calcul), repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles, associés à des nœuds de discrétisation, qui sont les points des résolutions des équations discrètes. C'est-à-dire de passer d'un espace indéfini à un espace bien défini. Ces points peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leurs centres ou encore sur les faces,

selon la méthode de discrétisation utilisée. Il existe différents types de maillage qui correspondent à des mailles ou éléments de formes différentes. D'une part, il y a : **Des maillages structurés** (composés d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine.) , **ou non structuré** (qui comprennent des éléments de formes diverses, pouvant être complexes). Il est à signaler que le maillage joue un rôle important dans un calcul **CFD** car les résultats peuvent en dépendre, c'est pour cela qu'on va étudier la stabilité des résultats en changeant le maillage à chaque fois pour la même géométrie et voir s'il existe une convergence dans un profil de température ou de vitesse par exemple.

Dans le code de champs **Fluent**, la création de la géométrie ainsi que le maillage se font sous le progiciel « **Gambit** ». Ce mailleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées, ils existent trois types de maillages du point de vue de la forme de la cellule : maillage triangulaire, maillages quadratiques et mixte (triangulaire/quadrilatères). Des instabilités numériques peuvent être causées aussi par la forme triangulaire des cellules du maillage, ([HADZIABDIC et al., 2008](#)).



La forme **A**: C1-1330x190, **B**:E1-1330x190, **C**:C2-1330x285, **D**: E2-1330x95,

Figure III.3- Représentation des formes sous maillage en (m).

L'utilisation d'un maillage triangulaire induirait un surplus du nombre de cellules par rapport aux cellules quadrilatères, d'où le besoin de plus de ressources et de temps de calcul (FLUENT, 1995-2000-2006). Alors nous avons utilisé le maillage cartésien régulier quadratique qui est un maillage structuré composé d'éléments hexagonaux qui forment des lignes continues à travers le domaine, qui suivent au mieux le contour des surfaces définissant la géométrie. Nous avons choisi des cellules quadrilatérales par rapport aux cellules de forme triangulaire, pour des espacements entre les nœuds s'étendant de 10^{-4} à $4 \cdot 10^{-4}$ m, Figure III.3, le long de toutes les frontières qui entourent le domaine de calcul.

Tableau III.1- Détails du maillage.

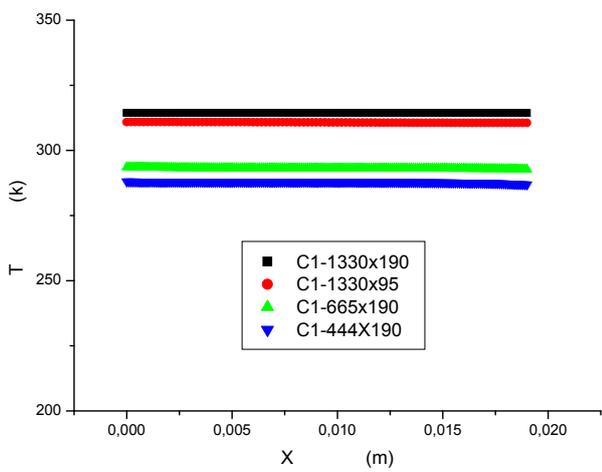
Codification du Maillage	Nombre des cellules quadrilatérales	Nombre de nœuds de la surface de tube	Nombre de nœuds à l'entrée ou sortie	Nombre de nœuds à l'intérieur du domaine	Nombre de nœuds du reste du domaine
C1-1330x190	209671	894	190	417660	2090
C1-1330x95	185344	894	95	369101	2090
C1-665x190	59064	447	190	117192	1045
C1-444X190	28940	297	190	57193	697
C2-1330x285	336209	894	285	670641	2090
C2-1330x143	275548	894	143	549461	2090
C2-665x285	97904	447	285	194777	1045
E1-1330x190	192933	1080	190	384091	2090
E1-1330x95	169842	1080	95	338004	2090
E1-1330x48	139123	1080	48	276613	2090
E2-1330x285	318765	1080	285	635660	2090
E2-1330x95	229481	1080	95	457282	2090
E2-1330x71	197696	1080	71	393736	2090

Le nombre de mailles et nœuds utilisés ainsi que tous les détails sont résumés dans le Tableau III.1 ci-dessus.

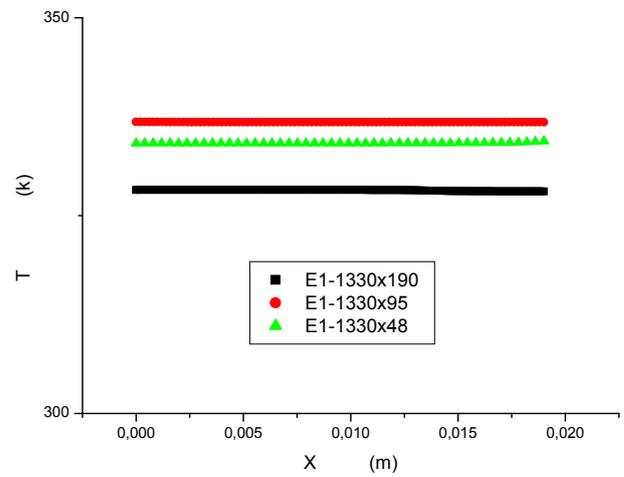
3.2.1. Etudes de la stabilité des résultats (Tests de l'effet du maillage sur la solution).

L'étude de l'effet du maillage sur la solution consiste à comparer des résultats numériques en utilisant différents nombres de nœuds ; pour chercher la stabilité des résultats, où nous avons modifié la taille des mailles dans le maillage de la géométrie, allant de grossier vers le suffisamment fin. Nous avons remarqué que le code de champs *Fluent* avec le modèle *RANS (k-ε)* à maille grossière est en mesure d'apporter rapidement une estimation de l'écoulement, aussi bien concernant sa structure que son intensité. De plus, les résultats obtenus par le code de champs *Fluent* avec le modèle *RANS (k-ε)*, avec maillage grossier ou suffisamment fin, sont en très bon accord, aussi bien que pour la grandeur de température que celle de la vitesse. Les figures ci-après (*Figure III. 4*), montrent des profils de température à la sortie du domaine de calcul, à la position $y= 0,133$ m, avec les différents maillages pour les différentes formes.

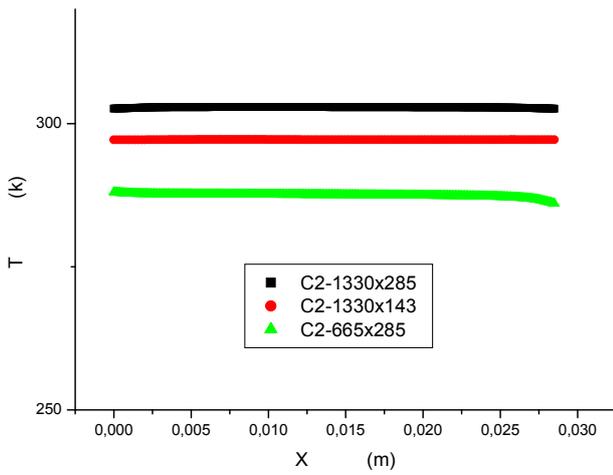
On a remarqué que la grandeur de vitesse de l'écoulement moyen est plus sensible aux maillages que la grandeur de température, qui caractérise l'énergie. En se référant aux profils de température ; des solutions presque identiques sont obtenues avec tous les maillages, mais les valeurs maximales des températures obtenues dans tous les cas doivent correspondre à des valeurs de vitesse plus proches aussi que possible, c'est pour cette raison qu'on a choisi les maillages suivants *C1-1330x190* pour la forme A, *E1-1330x190* pour la forme B, *C2-1330x285* pour la forme C, et *E2-1330x95* pour la forme D. (*Tableau III.2*). Par conséquent, ces maillages ont été utilisés pour les différentes simulations étudiées qui seront présentées ci-après. Cette comparaison entre les prédictions des profils de température, montre que le modèle *CFD RANS (k-ε)* peut apporter un niveau de détail suffisant, et ceci pour des temps de simulation restant certainement long, surtout dans le cas des maillages suffisamment fins.



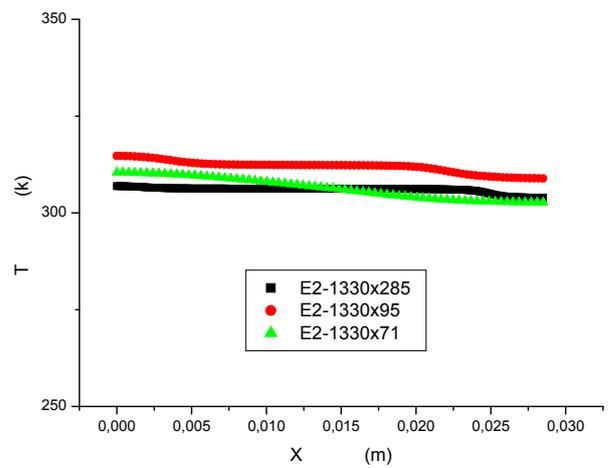
Forme A



Forme B



Forme C



Forme D

Figure III. 4- Etude de stabilité des résultats, profils de température la position $y = 0, 133$ m, avec les différents maillages pour les différentes formes.

Tableau III.2 -Etude de stabilité des résultats- Valeurs maximales des :
Vitesses m/s, et Températures K.

Type de la géométrie	Codification du Maillage	Valeurs maximales des :	
		Vitesses m/s	Températures K
La forme A	C1-1330x190	3,99797	314,406
	C1-1330x95	4,09189	310,864
	C1-665x190	2,62889	293,572
	C1-444x190	2,17218	288,039
La forme B	E1-1330x190	3,80508	328,242
	E1-1330x95	7,5438	336,837
	E1-1330x48	6,4038	334,401
La forme C	C2-1330x285	3,023	302,878
	C2-1330x143	8,50871	297,223
	C2-665x285	2,22688	288,024
La forme D	E2-1330x285	3,19391	306,877
	E2-1330x95	3,52166	314,689
	E2-1330x71	4,67824	310,415

3.3. Modèles de turbulence.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème : on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Ils existent également trois grandes catégories de modèles de turbulence qui sont des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques. Et qui sont très utilisés, à savoir : La simulation numérique directe

(**D.N.S.** : Direct Numerical Simulation), la simulation à grandes échelles (**L.E.S.** : Large Eddy Simulation) et les modèles moyennés de Reynolds (**RANSE** : Reynolds average Navier-Stocks Equations), ([REGARD,1996](#) ; [MARTHY,2001](#) ; [MORA,2003](#); [VERSTEEG,1995](#); [CAO,2006](#); [GOBEAU,2006](#)).

3.3.1. Critère de choix d'un modèle.

La multiplicité des modèles présentés est une indication qu'aucun d'eux ne présente une série absolue pour la qualité des résultats qui s'en déduisent. Le modèle le plus couramment utilisé est le système d'équations (**k-ε**) associé à l'hypothèse de type *Boussinesq*. La raison de ce choix est la plupart du temps sa facilité de mise en œuvre numérique. D'autre part, si les résultats obtenus ne sont pas toujours parfaits, ils sont rarement très fortement erronés. Le modèle complet est relativement peu utilisé à cause des difficultés numériques. De plus, l'amélioration, des résultats n'est pas toujours assurée. Actuellement, les meilleurs compromis semblent s'orienter vers l'utilisation des modèles algébriques.

Dans ce travail, nous avons opté pour le modèle (**k-ε**) *standard*, à deux équations de transport (avec les constants : $C_{1\epsilon}= 1.44$, $C_{2\epsilon}= 1.92$, $C_{\mu}= 0.09$, $\sigma_{\epsilon}=0.85$, $\sigma_k = 1$, and $\sigma_{\epsilon}= 1.3$), qui est le plus utilisé à cause de ses avantages, et qui donne, en général, de bons résultats dans les configurations simples puisque tous les travaux effectués à ce jour montrent que ce dernier permet d'obtenir des résultats très satisfaisants, ([COUSTEIX,1989](#)).

✓ Modèle de turbulence k- ε standard.

Le modèle **k-ε standard** est un modèle semi empirique, [LAUNDER et SPALDING](#). ([LAUNDER et al., 1974](#)). C'est un modèle à deux équations de transport de deux paramètres de turbulence. Le premier est l'énergie cinétique turbulente (**k**) qui caractérise l'intensité de la turbulence, le deuxième paramètre est (**ε**) le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

Le modèle *k-ε standard* a l'avantage d'être un bon compromis entre simplification et précision. L'utilisation de ce modèle est très répandue puisqu'il n'implique que la résolution de deux équations supplémentaires, l'une pour l'énergie cinétique turbulente où la trace du tenseur est égale à deux fois l'énergie cinétique de la turbulence, est défini par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad \text{ou} \quad k = \frac{1}{2} \rho \overline{(u'_i u'_i)} \quad (\text{III.1})$$

Si : $i = j$: c'est le tenseur normal.

Si : $i \neq j$: c'est la contrainte de cisaillement.

Les composantes de ce tenseur représentent des inconnues au plus pour un problème de turbulence, ce qui nécessite des hypothèses de fermetures, et l'autre pour le taux de la dissipation de cette énergie définie par la demi-trace du tenseur de dissipation :

$$\varepsilon = \overline{\frac{\nu}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (\text{III.2})$$

A l'aide d'une analyse d'ordre de grandeur cette expression se simplifie pour des Reynolds élevés, et on obtient :

$$\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)} \quad (\text{III.3})$$

L'énergie cinétique turbulente est essentiellement due aux grandes structures tourbillonnaires de l'écoulement. Celles-ci, par les effets non linéaires, s'étirent en réduisant leurs tailles et en accroissant les gradients de vitesse locaux, jusqu'à ce qu'elles atteignent de petites tailles (échelles de *Kolmogorov*) où elles se dissipent par les effets visqueux. Comme la dissipation se manifeste aux niveaux des petites échelles, on peut, à des (*Re*) élevés, supposer l'isotropie du tenseur de dissipation qui s'écrit ainsi :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (\text{III.4})$$

A partir de ces deux grandeurs caractéristiques de la turbulence, *k*, et *ε*, et à l'aide d'une analyse dimensionnelle, la viscosité turbulente peut s'exprimer comme suit :

$$v_t = C_\mu \frac{\bar{k}^2}{\bar{\varepsilon}} \quad (\text{III.5})$$

Le coefficient C_μ est pris égal au carré du paramètre de structure $(\overline{uv}/k)^2 \sim 0,09$.

Le système d'équations décrivant le domaine fluide est présenté ci-dessous.

$$\left\{ \begin{array}{l} v_t = C_\mu^d \bar{k}^2 / \bar{\varepsilon} \\ \overline{u_i u_j} = -v_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \bar{k} \delta_{ij} \\ \frac{\partial \bar{k}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} = C_\mu^d \frac{\bar{k}^2}{\bar{\varepsilon}} \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_k \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_j} \right] - \bar{\varepsilon} \\ \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_\mu^d \bar{k} \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{C_\mu^d \bar{k}^2}{\sigma_\varepsilon \bar{\varepsilon}} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \\ C_\mu^d = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.02 \\ \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \end{array} \right. \quad (\text{III.6})$$

• **Avantages et inconvénients de la méthode de fermeture à deux équations.**

- **Avantages.**

- Modèle largement répandu.
- Prise en compte de la variabilité spatiale de l'agitation turbulente.
- Relative simplicité de mise en œuvre
- Bonne prédiction des écoulements simples.

- **Inconvénients.**

- Dépendance locale et linéaire des tensions turbulentes et du champ moyen.
- Schématisation de l'équation pour $\bar{\varepsilon}$
- Peu adapté aux écoulements complexes.

Nous allons maintenant expliciter ci-dessous les deux équations \bar{k} et $\bar{\varepsilon}$ régissant ce modèle.

✚ **Equation de l'énergie cinétique turbulente.**

Elle est obtenue à partir de l'équation de tension de Reynolds écrite pour $i=j$, ainsi l'équation s'écrit finalement :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G - \varepsilon$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad \text{et} \quad G = -g \beta \overline{u_i \theta}$$
(III.7)

La production de la turbulence par cisaillement de l'écoulement moyen (P_k), la production par la force de flottabilité (G) et finalement la dissipation (ε).

✚ Equation de la dissipation.

La première étape de la modélisation est l'étude de l'ordre de grandeur des différents termes qui composent les équations de la turbulence. Dans cet écoulement on considère deux niveaux de tourbillons : Les gros tourbillons dont les dimensions caractéristiques sont de l'ordre du domaine géométrique et les tourbillons dissipatifs de Kolmogorov.

L'équation de la dissipation est plus difficile à obtenir. Elle est donnée par :

$$\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}$$
(III.8)

On dérive l'équation de transport des fluctuations de vitesse par rapport à (x) . On multiplie par $\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k}$ et on prend la moyenne de l'expression obtenue. L'équation résultante après quelques arrangements peut être mise sous la forme (en explicitant les termes du deuxième membre). L'équation intégrale de ε s'écrit :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = & \\
 \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{v} \frac{\partial k}{\partial x_k} - 2\nu \overline{\frac{\partial p}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_i}} - \overline{u_i \varepsilon'} \right) & \quad \text{Diffusion} \\
 -2\nu \overline{\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right)} & \quad \text{Production Par interactions avec} \\
 -2\nu u_k \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right)} & \quad \text{l'écoulement moyen} \tag{III.9} \\
 -2\nu g_i \beta \overline{\frac{\partial \theta}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} & \quad \text{Production due aux forces de volumes} \\
 -2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k}} & \quad \text{Interaction entre gradients de } u \\
 2\nu^2 \overline{\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j}} & \quad \text{Dissipation de } \varepsilon
 \end{aligned}$$

L'équation fait ainsi apparaître de nombreux termes qu'il faut estimer. Pour cette modélisation, il convient de réaliser tout d'abord, une étude d'ordre de grandeur et de ne modéliser que ceux des termes qui sont dominants. On globalise en général les deux contributions du terme de diffusion et on les modélise à l'aide du premier gradient :

$$-\overline{u_j \varepsilon'} - 2\nu \overline{\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} \frac{\partial p}{\partial x_k} \right)} = \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \tag{III.10}$$

Dans l'équation intégrale de ε , les termes d'interaction interne au mouvement d'agitation et de destruction visqueuse de la dissipation sont d'ordre plus élevé que les autres termes et sont de préférence modélisés ensemble pour éviter que l'équation ne dégénère. On suppose qu'ils correspondent globalement à une destruction de la dissipation. Cette destruction est contrôlée par la cascade d'énergie et se fait donc lors d'une constante de temps des grosses structures k/ε . On écrit ainsi :

$$-2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k}} + 2\nu^2 \overline{\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_j}} = -C_{2\varepsilon} \varepsilon \frac{\varepsilon}{k} \tag{III.11}$$

Par ailleurs, il reste à modéliser les termes de production par couplage avec le mouvement moyen et le champ de température. Pour le premier, on suppose que l'anisotropie de la dissipation est proportionnelle à celle du tenseur des contraintes turbulentes soit :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(C_{1\varepsilon} \frac{\overline{u_i u_j}}{k} + C_{1\varepsilon}' \delta_{ij} \right) \varepsilon \quad (\text{III.12})$$

Signalons que des études plus récentes en proche paroi ont démontré que l'anisotropie du tenseur de dissipation, peut être importante et même supérieure à celle du tenseur de Reynolds. Cependant avec l'hypothèse ci-dessus, on obtient :

$$-2\varepsilon_{ij} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} = C_{1\varepsilon} P_k \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{III.13})$$

Où P_k est le terme de production retrouvé aussi dans l'équation de k :

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \quad (\text{III.14})$$

Pour le terme de production par le champ de température un raisonnement analogue donne :

$$-2\nu g_i \beta \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = C_{3\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{III.15})$$

Où G_k est identique au terme de production dans l'équation de k par les forces de volumes.

Finalement, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} C_{1\varepsilon} (P_k + G) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \quad \text{et} \quad G_k = -g \beta \overline{u_i \theta} \quad (\text{III.16})$$

Les productions P_k et G_k sont identiques à celles trouvées pour l'équation de k mais majorées par la constante de temps des grandes structures : k/ε . (REGARD,1996 ; XU et al., 2000 ; GASPAR,2003 ; CHEONG et al. ,2003 ; HESCHL et al., 2005 ; VERSTEEG,1995 ; CAO, 2006 ; VERSTEEG, 2007).

4. Conditions aux limites.

Les conditions aux limites sont définies pour définir un problème qui résulte en une solution unique, et de prendre en compte les évènements qui sont extérieurs au domaine ou se produisent à la frontière du domaine mais qui influencent ce qui se passe dedans.

Ainsi, les conditions aux limites pour les calculs incluent les écoulements d'air, qui entrent ou sortent du domaine de calcul (ouvertures). Il peut même être d'ailleurs important d'identifier toute fuite susceptible de modifier le comportement de l'écoulement et d'influencer le mouvement d'air chaud au sein du domaine de calcul. Concernant les transferts de masse, quantité de mouvement et chaleur au niveau des parois, et pour spécifier les transferts de chaleur aux parois, en général, soit la température des parois, soit le flux de chaleur aux parois est fixé. Il est aussi parfois possible de fixer une température extérieure au domaine et un coefficient de transfert de chaleur du matériau qui constitue la paroi pour permettre une représentation plus réaliste. Les propriétés thermiques des matériaux ne sont toutefois pas toujours connues.

Concernant la structure de l'écoulement des parois du domaine, "**Fluent**" nous permet de choisir entre les deux options disponibles, à savoir, les "fonctions de paroi" (**Standard Wall functions**) ou le "traitement avancé de la paroi" (**Enhanced wall treatment**), il est à noter que si un modèle moyenné de turbulence est utilisé, des lois de paroi sont appliquées pour prendre en compte les effets de la turbulence près des parois qui ne sont pas résolus par le modèle. Au voisinage des parois l'hypothèse d'isotropie de la turbulence n'est plus valable. L'observation expérimentale montre l'existence au voisinage de la paroi d'une couche dans

laquelle l'effet de la viscosité moléculaire devient prépondérant devant celui de la turbulence : c'est la sous couche laminaire ou sous couche visqueuse. Dans cette sous couche, la contrainte de cisaillement totale se limite à la contrainte due à la viscosité, et le profil de vitesse est longitudinalement est linéaire. A mesure que la distance à la paroi augmente, les contraintes dues à la viscosité moléculaire deviennent négligeables devant celles liées à la turbulence. Les lois précédentes ne sont donc plus valables au voisinage des parois. Une solution de remplacement est adoptée : elle consiste à supposer que la mince couche de fluide en contact avec le mur est une zone d'équilibre local et à recourir à une loi dite « loi ou fonction de la paroi » qui donne le profil de la vitesse au voisinage du mur, (*REGARD, 1996*).

Reste à noter que, mal définir des conditions aux limites peut avoir un impact important sur la solution obtenue.

Dans notre travail, nous avons effectué une étude de quatre (04) modèles à échelle réelle d'une partie d'un radiateur à tubes dans lequel l'écoulement est supposé être bidimensionnel, avec les mêmes conditions aux limites, à savoir, à l'entrée du domaine, une condition de type "velocity inlet" a été envisagée et ; la vitesse d'air à l'entrée est de $U_{in} = 2 \text{ m/s}$, à une température constante et uniforme de $T_{in} = 273 \text{ K}$. La température de surface des murs extérieurs des tubes est constante et uniforme et maintenue à $T_p = 353 \text{ K}$. Où nous n'avons pas tenu compte des variations spatiales de la température sur les parois, dans un souci de simplification, et une condition de non glissement est imposée.

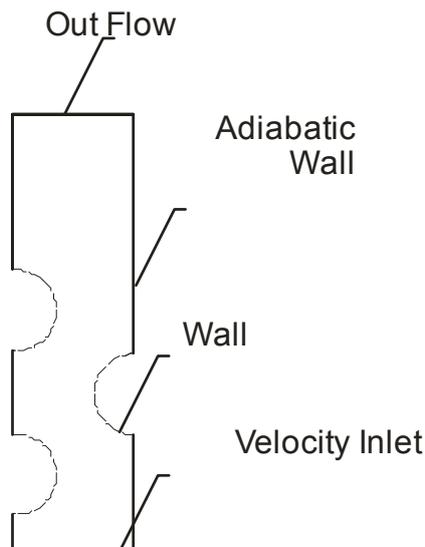


Figure III.5- Représentation des conditions aux limites.

Alors que les autres parois du domaine de calcul sont supposées adiabatiques. La « *loi ou fonction de la paroi* » est appliquée, et deux cas existent:

- 1- Si : $y^+ < 11.2$, alors : $U^+ = y^+$, et (p) se trouve dans la sous couche laminaire.
- 2- Si : $y^+ > 11.2$, alors : $U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+)$, et (p) se trouve dans la zone logarithmique.

avec: $\kappa = 0,42$ constante de Von Karman
 $E = 9.81$ pour les parois lisses

A la sortie du domaine, une condition de type "outlet" a été envisagée. Les types de frontières entourant le domaine d'étude numérique sont présentés sur la *Figure III-5*.

5. Méthodes numériques.

La dynamique des fluides est établie à partir des théorèmes généraux de la mécanique des systèmes matériels et des principes de la thermodynamique. L'analyse peut être conduite à deux échelles différentes : l'une, relative à un volume macroscopique de fluide, appelé volume de contrôle, convient à l'ingénieur qui recherche une solution globale et approchée ; l'autre analyse, qui s'applique à un volume élémentaire de fluide à l'intérieur du volume de

contrôle, conduit à des équations aux dérivées partielles qui ne peuvent être généralement intégrées que par un recours à des méthodes numériques. Les champs des grandeurs caractéristiques du fluide sont alors connus dans le volume de contrôle. La plupart des méthodes numériques utilisées pour la résolution des équations de **Navier-Stokes** peuvent être classées en différences finies, surfaces ou volumes finis, éléments finis et méthodes spectrales. Seulement les deux premières techniques sont largement répandues dans le domaine de l'énergétique. Le code de champs *Fluent* est basé sur l'une de ces méthodes qui est la méthode des **volumes finis**, (*Voir l'Annexe D*).

5.1. Choix de la formulation du solveur.

Dans notre travail, en démarrant *Fluent*, on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur :

- La formulation "*Segregated*", ou isolée (implicite) : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles. De ce fait, c'est la formulation que l'on a choisi d'utiliser pour notre problème.

- La formulation "*Coupled*", ou couplée soit implicite ou explicite : Cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (ex. flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en termes de besoins en ressources, mais convergera plus

lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements in stationnaires.

5.2. Schémas de discrétisation

Sous *Fluent*, les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les **termes convectifs** des équations gouvernantes, alors que les **termes visqueux** sont automatiquement discrétisés au **second ordre** pour plus de précision (*voir Annexe D*). Il reste que la discrétisation au **premier ordre** procure une meilleure convergence. Alors que le *"Second Order Upwind Scheme"* est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

5.3. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires : pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées, (*VERSTEEG, 1995*). La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée *"Staggered grid"* et l'emploi d'algorithmes tels que *"SIMPLE"* pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse.

La famille des algorithmes *"SIMPLE"* est essentiellement une procédure d'*estimation et correction* pour le calcul de la pression sur la "grille décalée" des composantes de la vitesse. *"Fluent"* propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse (seulement avec la formulation "isolé") :

- Les deux premières, très similaires, sont la méthode *"SIMPLE"* (*Semi-Implicit Method for a Pressure Linked Equations*) et la méthode *"SIMPLEC"* (*SIMPLE Consistent*). Cette dernière méthode se différencie de la première par le fait qu'on peut lui assigner un

facteur de relaxation (correction) de pression proche de 1, ce qui accélère la convergence dans la plupart des cas, mais peut conduire à des instabilités de la solution.

- Méthode "**PISO**" (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*): Cette méthode fait partie des algorithmes de la famille "**SIMPLE**". Elle est recommandée pour les écoulements in stationnaires ou pour les maillages contenant des cellules très obliques "*highly skewed*".

Pour notre cas, on se limitera à l'utilisation de la méthode "**SIMPLE**" qui est la plus robuste, offrant le plus de garanties pour la convergence de la solution.

5.3.1. Facteurs de relaxation

Afin de contrôler et réduire le changement produit durant chaque itération d'une variable de l'écoulement, "**Fluent**" permet d'agir sur les facteurs de relaxation. Le code de champs, offre les meilleures valeurs des facteurs de relaxation pour une large gamme d'écoulements. Néanmoins, si on voit qu'au cours du calcul les résidus commencent à s'amplifier, il est préférable de réduire ces derniers. Par contre, si on observe une convergence très lente mais sûre là, on pourra les augmenter prudemment, surtout le facteur de relaxation lié à l'équation de continuité.

6. Traitement des résultats.

Un post-processeur permet de traiter les données. Il permet au moins de visualiser les contours des variables et les vecteurs de vitesses dans des plans. Il peut aussi éventuellement, selon le post-processeur, permettre d'identifier les enveloppes correspondant à une valeur donnée d'une variable, évaluer la valeur moyenne de concentrations des composants d'air (si nécessaire) et la distribution de température dans un espace donné ; calculer la visibilité d'un occupant évoluant dans l'espace, extraire les valeurs de température des parois pour transmettre à un code d'analyse de résistance des structures. Chaque outil **CFD** a en principe son propre post-processeur, qui est plus ou moins sophistiqué. Il existe aussi des post-processeurs 'indépendants' qui peuvent traiter les fichiers de résultats de nombreux codes

CFD. Nous avons choisi parmi eux **Origine 6** pour traiter nos résultats.

Dans ce qui suit, on va présenter les résultats numériques obtenus avec le code **Fluent**, puis nous allons directement à étudier un **échangeur de chaleur (thermique)** placé derrière le radiateur, et finaliser par présenter une conception finale proposée du système de la «**Ventilation-Radiateur** ».

CHAPITRE IV

DISCUSSION DES RESULTATS, ECHANGEUR DE CHAEUR ET CONCEPTION FINALE

Dans ce chapitre, on présentera les résultats numériques obtenus avec le code de calcul **Fluent**. Une comparaison de la température de sortie du corps de chauffe, entre les différentes formes des tubes, avec des différents maillages est donnée à la fin de ce chapitre pour voir laquelle d'entre eux, représente une meilleure solution pour avoir des températures d'air élevées à la sortie du Radiateur.

Nous allons considérer un **échangeur de chaleur (thermique)** placé au niveau de l'ouverture murale juste derrière le radiateur.

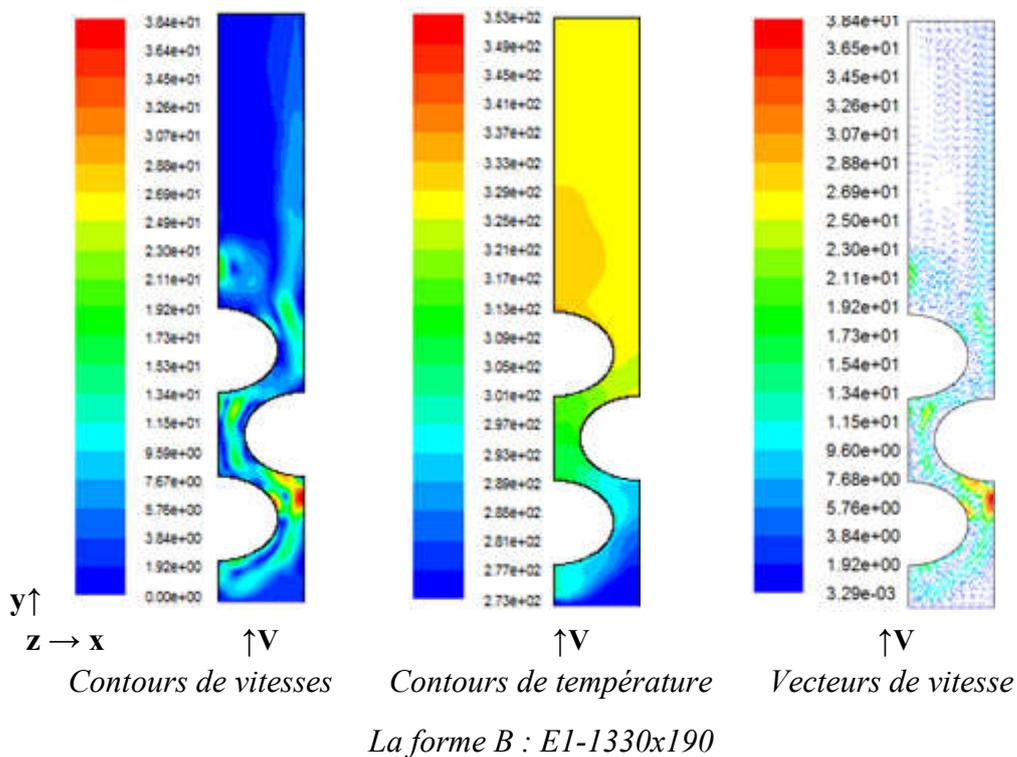
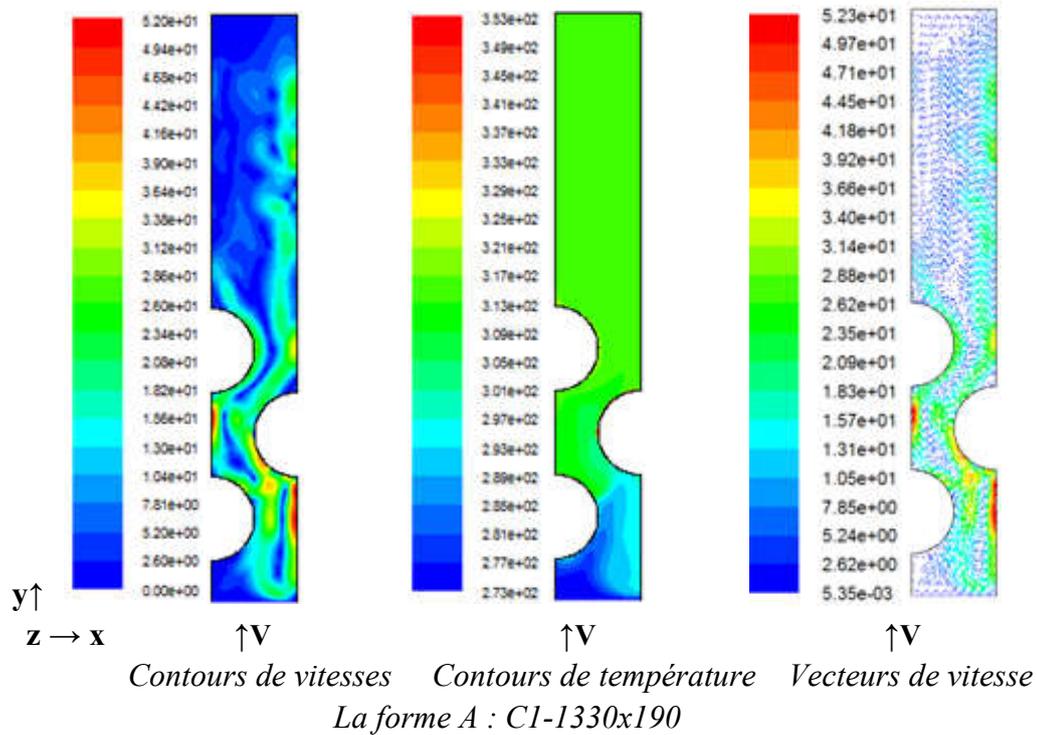
Un échangeur de chaleur, est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un ou plusieurs fluides. Le transfert de chaleur ou thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers. Généralement, le rayonnement intervient peu et sera de toute façon négligé dans ce qui suit. Evidemment les deux fluides sont de l'air dans notre cas.

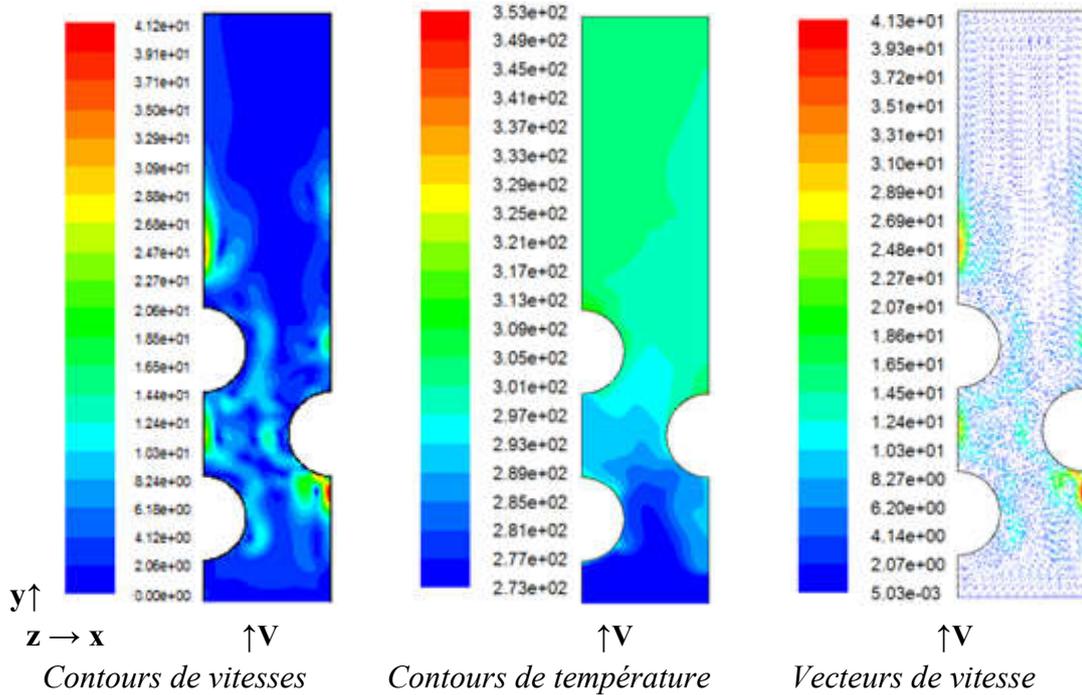
Dans cette partie, on va discuter la quantité d'énergie gagnée avec ce dernier (l'échangeur de chaleur), en vérifiant l'influence de la température de l'air extérieur (T_{air}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur d'une part et l'influence de la température de l'air extérieur à la sortie de l'échangeur (T_{2s}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur d'autre part.

A la fin de ce chapitre on présentera la conception finale proposée.

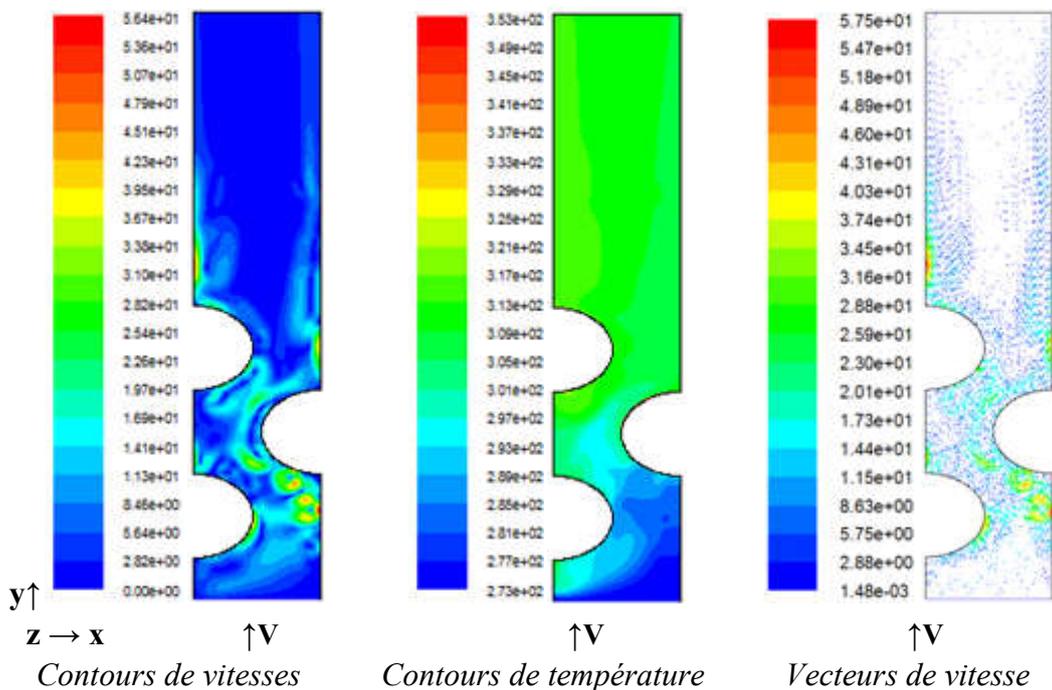
1. Résultats et discussion

Les résultats obtenus en termes de prédiction de l'allure de l'écoulement et des contours de température et de vitesse d'air à l'aide du code *FLUENT* avec le modèle de turbulence *RANS (k-ε)standard*, sont présentés ci-dessous.





La forme C : C2-1330x285



La forme D : E2-1330x95

Figure IV.1—Écoulements obtenus à l'aide du code de champs **Fluent** et le modèle de turbulence (**k-ε**) standard avec différents maillages.

1.1. Analyse des résultats.

1.1.1. Champ de vitesse.

Contrairement aux écoulements dans les cavités, la vitesse d'écoulement de l'air à l'intérieur du domaine près de l'ouverture d'entrée d'air est élevée et diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de cette dernière. La vitesse est minimale à l'entrée du domaine et atteint des valeurs maximales entre les tubes (ce phénomène est observé dans tous les résultats obtenus). On remarque un très grand nombre de **contours de vitesses** proche des tubes surtout pour les formes *C* et *D*.

1.1.2. Vecteurs de vitesse.

La *figure IV.1*, permet de montrer le type de résultats obtenus par le code de champs *Fluent*. Elle présente l'allure des écoulements obtenus à l'aide de ce modèle pour les quatre formes. Le jet d'air issu de l'entrée du domaine vient percuter directement et perpendiculairement le premier tube en face, puisqu'on observe un écoulement parallèle en amont du tube, puis le jet éclate dans différentes directions de l'espace pour donner lieu à une circulation désordonnée à l'intérieur du domaine et une naissance d'un écoulement turbulent, et l'air ne s'écoule pas suivant la géométrie du domaine, c'est pour cette raison, que l'écoulement est décentré au milieu et non circulaire. En aval des tubes, on n'observe pas d'écoulement parallèle aux frontières, du moins pour les formes *C* et *D*.

1.1.3. Champ de température.

L'écart de température important entre la température des murs des tubes et la température de l'air à l'entrée, fait apparaître plusieurs phénomènes ; c'est pour cela qu'on remarque un nombre important de contours de température proche des tubes, ce qui signifie une grande variation de température, cette situation est observée dans tous les résultats obtenus. Aussi un contour de couleur correspond à une température élevée à la sortie du

domaine signifie une grande variation de température à la sortie du domaine est observée dans le cas de *la forme B*. D'où dans les autres cas (*la forme A, C et D*), les variations de température sont relativement faibles à la sortie (*Voir figure IV.1*). Donc, l'amplitude des variations de la température la plus élevée est celle constatée dans la forme *B*.

1.2. Comparaison entre les différentes formes.

L'observation des profils de la température d'air à la position : $y = 0.133 \text{ m}$, (la sortie du domaine), le long de la longueur de l'entrée du domaine (pour les différentes formes), permet de voir l'influence de la géométrie sur la température d'air, et il est bien clair que la géométrie de forme *B* (**tube elliptique**), a la température la plus élevée. (*Voir figure IV.2*).

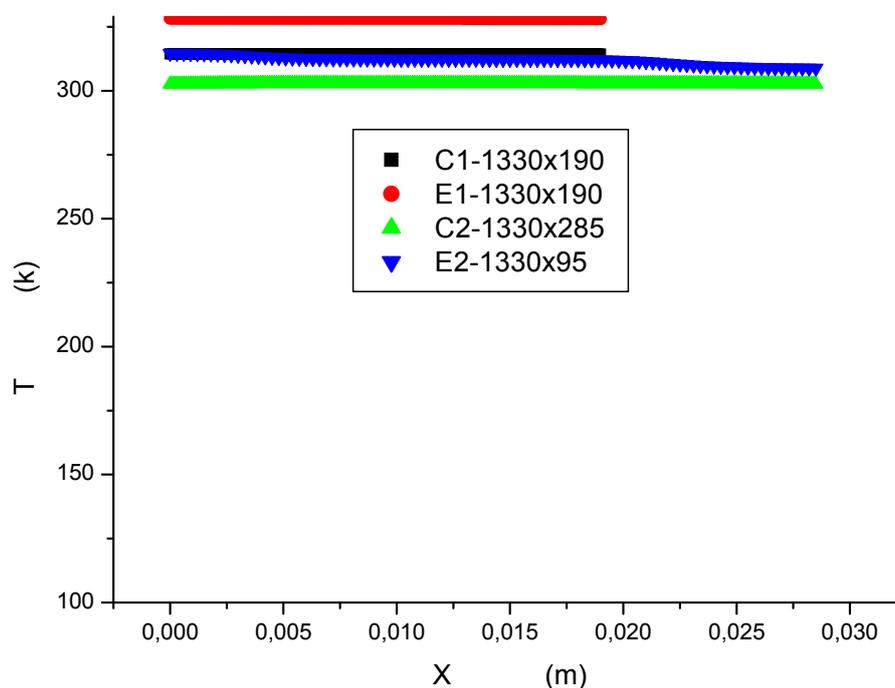


Figure IV.2- Comparaison de la température à la position $y = 0,133 \text{ m}$, pour les différentes formes, avec les différents maillages en (m).

Ce qui signifie que la forme **B**, est la meilleure solution pour avoir des températures d'air élevées à la sortie du Radiateur.

Alors on a pu conclure que la forme **B**, qui représente un radiateur à tubes elliptiques distants de $2R$ horizontalement et verticalement, est la meilleure géométrie qui assure un échange thermique maximal, et donne par conséquent une température d'air élevée à la sortie du radiateur qui va ensuite assurer le confort des occupants dans le local à chauffer avec moins de dépenses d'énergie.

2. Echangeur de chaleur et conception finale.

2.1. Considérations générales.

Considérons un échangeur à deux tubes concentriques à circulation à contre-courant (méthodique), les débits d'air sont séparés par une paroi métallique très bonne conductrice de chaleur. Les pertes thermiques sont supposées négligeables (le tube extérieur est bien calorifugé et $Q_f = Q_c$), et l'écoulement est permanent (dans un régime stationnaire). Appelons m_f et Cp_f respectivement le débit massique et la chaleur spécifique de l'air froid et m_c et Cp_c , respectivement le débit massique et la chaleur spécifique de l'air chaud. Nous supposons que les propriétés thermo-physiques sont constantes dans l'échangeur, *Figure IV.3*, l'air chaud utilisé du local passe dans le passage annulaire et l'air neuf froid passe par le tube central circulaire.

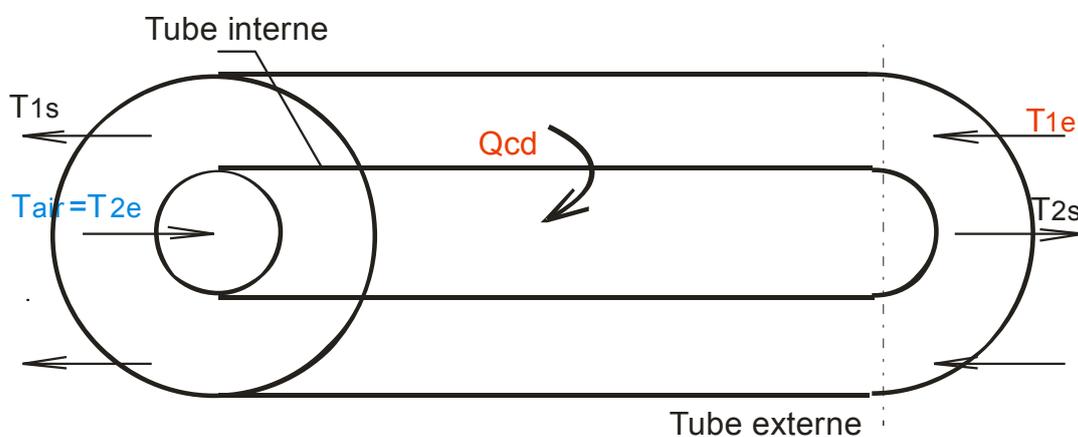


Figure IV.3 - Représentation des différents écoulements dans l'échangeur

Soit Q la puissance thermique échangée entre les deux fluides à travers la surface A_e , elle peut être calculée indifféremment en faisant un bilan enthalpique global sur l'un ou l'autre des fluides :

$$Q = mcC_{pc} (T_{1e} - T_{1s}) = mfC_{pf}(T_{2s} - T_{2e}) \quad (\text{IV.1})$$

Où :

$m_f C_{pf}$, et $mc C_{pc}$: sont les capacités thermiques (avec indice c pour l'air chaud et f pour l'air froid). Le fluide qui a la plus petite capacité thermique subit le changement de température la plus importante (il commande le transfert), alors si on suppose que la capacité thermique de l'air est la plus faible, on aura l'efficacité relative côté fluide froid :

$$E_c = (T_{2s} - T_{2e}) / (T_{1e} - T_{2e}), \quad 0 \leq E \leq 1 \quad (\text{IV.2})$$

L'efficacité qui est évidemment sans dimension, et il est à noter que, la définition de E_c ne prend en compte que trois des quatre températures concernées, on peut avoir alors la température à la sortie de l'échangeur, et refaire le calcul (écoulement d'air turbulent, ou laminaire, cas d'une plaque ou tube vertical) de la puissance thermique supposée cédée par l'air rejeté à l'extérieur et tracer le graphe de la différence de puissance thermique entre cette dernière et le cas sans échangeur de chaleur.

2.2. Quantité d'énergie économisée avec l'échangeur.

2.2.1. Influence de la température de l'air extérieur (T_{air}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur.

On voit bien dans la *Figure IV.4*, que la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur augmente avec la diminution de la température d'air à l'entrée de l'échangeur. Pratiquement c'est le cas étudié dès le début, par ce qu'on fait entrer de l'air froid à des basses températures de l'extérieure à l'intérieure du local par l'intermédiaire d'une ouverture menue d'un échangeur de chaleur au niveau du mur extérieur du local.

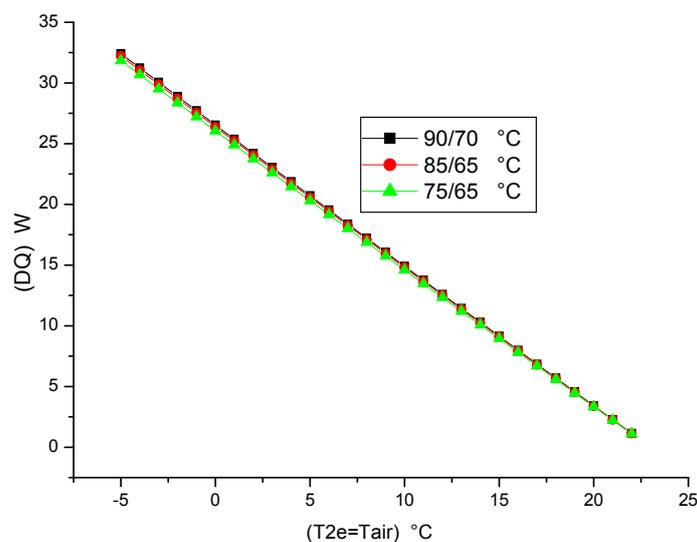


Figure IV.4 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction des températures d'air à l'entrée de l'échangeur.

2.2.2. Influence de la température de l'air extérieur à la sortie de l'échangeur (T_{2s}), sur la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur.

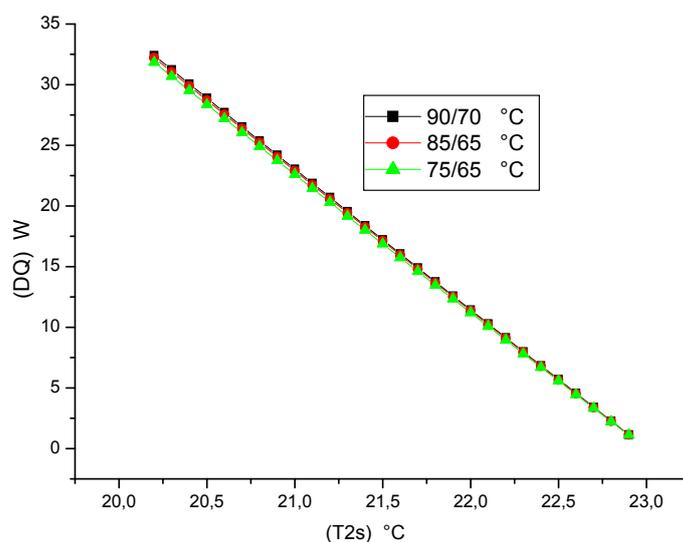


Figure IV.5 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction de la température d'air à la sortie de l'échangeur.

On voit aisément aussi dans la *Figure IV.5*, que la différence d'énergie entre les deux cas avec et sans échangeur augmente avec la diminution de la température d'air à la sortie de l'échangeur (T_{2s}). Aussi bien, pratiquement c'est le cas désiré, ceci signifie que l'échange thermique est maximal et sera assuré tant que la température de l'air à la sortie de l'échangeur (T_{2s}) est loin de la température interne du local, qui représente la température d'air à l'entrée de l'échangeur de l'autre côté (T_{1e}) (voir *Figure IV.3*) ; en même temps elle est supérieure à la température de l'air (T_{air}), pour assurer le chauffage de l'air ramené de l'extérieur est réchauffé par l'absorption d'une quantité de chaleur fournie par l'air ambiant chaud rejeté du local.

Alors, et après ces résultats, on peut voir bien clair, que la différence de la quantité d'énergie entre les deux cas, avec et sans échangeur chaleur augmente avec l'augmentation de la différence de température d'air neuf entre l'entrée et la sortie de l'échangeur c.à.d. avec l'augmentation sensible de la température d'air ramené de l'extérieur qui passe par l'échangeur de chaleur où il subit un réchauffement en absorbant une quantité de chaleur de l'air chaud rejeté à l'extérieur par le passage annulaire de l'échangeur de chaleur.

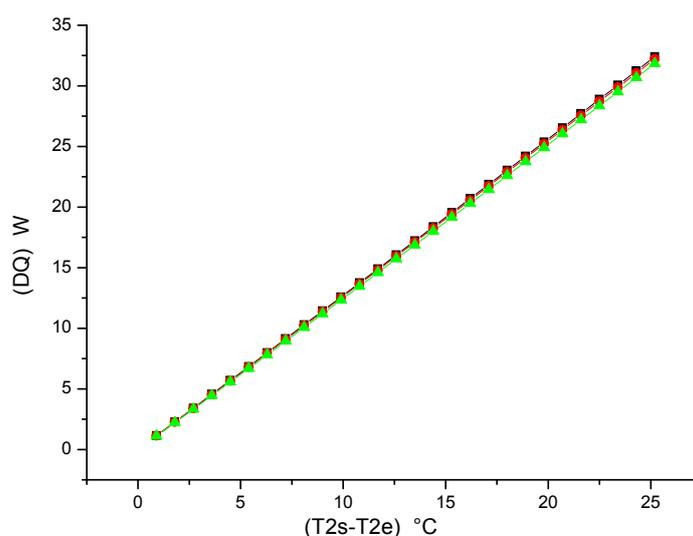


Figure IV.6 - Gain de flux de chaleur nécessaire pour le chauffage entre les deux cas avec et sans échangeur de chaleur en fonction de l'élévation de température de l'air frais.

Cette quantité d'énergie est le gain de l'installation en énergie (réduction de la consommation d'énergie nécessaire pour le chauffage). Ce qui rend l'installation économique, et performante. Ce qui influe directement sur la performance de l'installation.

3. Conception et principe du système de la ventilation du radiateur économique.

Dans le nouveau système on place un échangeur thermique au niveau de l'ouverture dans le mur derrière le radiateur (*Figure IV.7*), qui va assurer une absorption de quantité de chaleur de l'air chaud rejeté vers l'extérieur du local par l'air neuf et frais ramené de l'extérieur à basse température, où il subit un pré-échauffement. Cette quantité de chaleur échangée est celle qui fait la différence entre les deux systèmes de chauffage 'ventilation-radiateur' et 'ventilation-radiateur économique'. Après ce pré-échauffement, l'air est soufflé directement et perpendiculairement vers le radiateur menu des tubes elliptiques pour assurer un échange thermique maximal où il subit un réchauffement. A cet effet-là, le radiateur cède toute sa chaleur calorifique dans le local à chauffer et la très basse température possible à la sortie du radiateur (T_{out}) est assurée sans augmenter la consommation de la chaudière en combustible ou en électricité, ce qui caractérise ce nouveau système.

La quantité de chaleur gagnée peut être extraite de l'eau circulant dans le radiateur de chauffage qui est très importante dans notre nouveau système, et l'eau à la sortie du radiateur peut pratiquement atteindre une température similaire de l'air ambiant dans le local. Tout cela influe directement sur la performance et rend l'installation de chauffage économique, et performante. Afin d'assurer un écoulement correct de l'air frais ramené de l'extérieur transitant à l'intérieur du tube interne de l'échangeur, et l'air vicié rejeté du local s'écoulant par le passage annulaire de l'échangeur de chaleur qui joue le rôle d'une cheminée qui aspire l'air de l'intérieure du local et le rejette vers l'extérieur, ceci est assuré par la différence de la densité entre l'air interne du local et l'air externe de ce dernier.

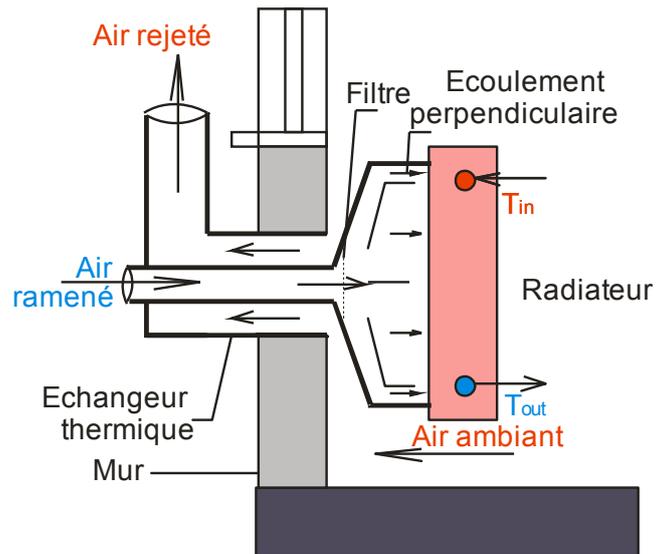


Figure IV.7 - Nouvelle conception économique du système de ventilation du radiateur.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Dans cette étude, nous avons amélioré l'efficacité des émetteurs de chaleur (radiateurs) dans les locaux d'habitation, et nous avons proposé un nouveau système économique du système de ventilation du radiateur, qui se base sur l'augmentation de l'échange thermique au niveau du radiateur placé dans le local à chauffer.

Dans le système de la **ventilation du radiateur** le corps de chauffe (*Radiateur*) est ventilé par de **l'air froid ramené de l'extérieur** pour pouvoir absorber toute la chaleur d'eau chaude circulant à l'intérieur du *Radiateur*, et sort avec une température (T_{out}) minimale, ainsi que pour créer la turbulence dans l'écoulement qui peut être suggestive, car dans cette étude, nous avons remarqué par analogie du système de ventilation de radiateur à une pompe à chaleur (*PAC*), que ceci **diminue** le coefficient de performance *COP* de la *PAC* et par conséquence **augmente la consommation de l'installation en énergie (combustion)** et rend l'installation de chauffage **coûteuse** et **pas économique**. Pour cette raison qu'on a cherché à augmenter **l'échange thermique** sans toucher à **la consommation d'énergie (combustion)**.

Et pour assurer **l'échange thermique optimal**, on a étudié comment augmenter le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), entre l'air ambiant et les surfaces extérieures du radiateur, et on a trouvé que :

- Le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la différence de température moyenne logarithmique, ce qui implique que (α_{con}), augmente avec la décroissance de la température de l'air ramené de l'extérieur à l'intérieur du local à chauffer, dans tous les cas de type de régime d'alimentation d'eau chaude. Alors, le coefficient d'échange par convection (α_{con}), atteint des valeurs maximales quand la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}) est importante. On conclut que, si on veut avoir un coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), élevé on doit ramener de l'air de l'extérieur à des basses températures au local. Mais ceci **augmente**

la consommation de l'installation en énergie (combustion).

- la chaleur qu'on doit fournir au local à chauffer (qui est par conséquent égale à la puissance thermique du radiateur placé dans ce local, qui doit l'offrir pour garder la température d'air interne proche ou égale à la température de confort), augmente avec la diminution de la température d'air ramené de l'extérieur. Pratiquement, ça veut dire, que la chaudière consomme une quantité de combustible en plus pour atteindre la température de confort désirée, ce qui rend l'installation non économique, et non performante. C.à.d. une **consommation d'énergie de plus**, ce qui influe directement à la performance (*COP*) de l'installation.

- Aussi, et par analogie avec une *PAC*, l'installation de chauffage doit avoir un *COP* très suffisant si on peut avoir une température à la sortie du Radiateur (T_{out}) très basse que possible, pratiquement ça veut dire que le radiateur a tout cédé de son énergie calorifique dans le local, ce qui augmente le rendement émissif de l'installation. Et le rendement augmente si on peut diminuer la température à l'entrée du Radiateur ($T_{in} = 75^{\circ}\text{C}$ au lieu de $T_{in} = 85^{\circ}\text{C}$), en fixant la température à la sortie ($T_{out} = 65^{\circ}\text{C}$).

- Aussi, on observe que si on diminue la température de la sortie de la source chaude, le *COP* augmente. Le même résultat est obtenu si on peut diminuer la température à l'entrée et à la sortie du radiateur en même temps. Pratiquement ça veut dire, qu'on a **économisé de l'énergie** et du coût du combustible, ce qui rend **l'installation économique**.

- Pour avoir un *COP* élevé d'une *PAC*, on doit diminuer l'écart entre la température de la source chaude et la température de la source froide ($T_c - T_f$). Par combinaison avec le système de chauffage, l'installation doit **consommer moins d'énergie** pour que la combustion et le coût d'exploitation diminuent, ce qui rend **l'installation économique**. Notant également que les températures de fonctionnement des chaudières actuelles sont généralement limitées à 75°C , et fonctionnent en basse et très

basse température car les logements sont maintenant très bien isolés et ne demandent donc plus des températures élevées.

- Du point de vue géométrique des tubes, le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus grand (pour tout les diamètres) dans le cas des plaques planes et des tubes de **forme elliptique** (et non circulaire).

- Du point de vue de la distance entre les axes des tubes construisant le radiateur, ainsi que ses forme, une étude numérique d'un domaine réduit de calcul a été réalisée en deux dimensions (**2D**), avec le code **FLUENT**, et le modèle de turbulence (**k-ε standard**), où on a appliqué « **la loi ou fonction de la paroi standard** », les résultats montrent que, les températures d'air sont maximales à la sortie du radiateur, quand les distances entre les tubes, soient horizontalement ou verticalement sont **minimales**.

A cet effet, nous avons proposé une autre technique qui est économique et pratique, où on place un **échangeur thermique** au niveau de l'ouverture dans le mur derrière le radiateur construit par des **tubes elliptiques** et non circulaires disposés en ligne, avec un **écoulement croisé**, distants de **2R mm** entre axes horizontalement et verticalement. Cet **échangeur thermique** va assurer une absorption de la quantité de chaleur de l'air chaud vicié sortant du local, par l'air froid frais ramené de l'extérieur à des basses températures, où il subit un pré-échauffement, cette quantité de chaleur échangée est celle qui fait la différence entre les deux système de chauffage ventilation-radiateur et **ventilation-radiateur économique**. Ce qui influe directement sur la performance de l'installation et rend **l'installation économique et performante**, c'est une **réduction de la consommation d'énergie** à la fin. Et pour assurer l'écoulement correct de l'air au niveau de l'échangeur, c'est-à-dire l'air ramené de l'extérieur s'écoule à l'intérieur du tube interne de l'échangeur et l'air rejeté du local s'écoule à l'intérieur du tube externe de l'échangeur, nous avons proposé une prolongation du tube de la partie externe de l'échangeur pour jouer le rôle d'une cheminée qui aspire l'air

de l'intérieur du local et le rejette à l'extérieur, ceci est assuré par une différence de densité entre l'air interne du local et l'air externe de ce dernier.

En perspective, et sur la base des résultats obtenus, ce travail peut être continué sur les fronts suivants :

□ Une prise en compte des échanges thermiques par rayonnements entre le radiateur et les façades du local.

□ Une étude numérique de la cheminée extérieure et aussi de l'échangeur thermique, ainsi que le radiateur soit avec plus de trois rangés ou même moins.

□ Des études montrant les effets de différents paramètres tels que la géométrie des tubes du corps de chauffe, l'inclinaison de l'écoulement d'air ramené de l'extérieur,

□ Étude des échanges et des écoulements si on place une plaque métallique au niveau de la surface extérieure du radiateur vers l'ambient du local pour créer un écoulement vertical de l'air juste après le réchauffement et voir l'influence sur le confort des occupants.

□ Une étude expérimentale d'un système de ventilation du radiateur économique avec cette nouvelle conception.

REFERENCES ET ANNEXES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

<i>(ALVIN et al., 2006)</i>	Alvin C.K. Lai, Fangzhi Chen. <i>Modeling particle deposition and distribution in a chamber with a two-equation Reynolds-averaged Navier–Stokes model</i> , School of Mechanical and Aerospace Engineering, Aerosol Science 37 (2006) 1770 – 1780, 2006.
<i>(ARSLANTURK, 2006)</i>	Arslanturk.C, Fozguc.A, <i>Optimization of a central-heating radiator</i> , Applied Energy 83 (2006) 1190e1197.
<i>(AIRAKSIENEN et al.2007)</i>	Airaksienen M., Jarnstrom H., Kovanen K., Viitanen H., Saarela K. <i>Ventilation and building related symptoms</i> .Proceedings of Clima 2007 Well Being Indoors, Finland, 2007, p. 110.
<i>(BODOIA et al., 1962)</i>	Bodoia.J.R, Osterle.J.F, <i>The development of free convection between heated vertical plates</i> , Transactions of ASME (1962) 40e44.
<i>(BAR-COHEN, 1979)</i>	Bar-Cohen.A, <i>Fin thickness for an optimized natural convection array of rectangularfins</i> , Journal of Heat Transfer 101 (1979) 564e566.
<i>(BAR-COHEN, 1984)</i>	Bar-Cohen.A, Rohsenow.W.M, <i>Thermally optimum spacing of vertical natural convection cooled parallel plates</i> , Journal of Heat Transfer 106 (1984) 116.
<i>(BEAUSOLEIL, 2001)</i>	beausoleil-Morrison. I, Clarke. J.A, Denev .J, Macdonald .I .A, Melikov .A, Stankov. P, <i>further developments in the conflation of CFD and building simulation</i> , building simulation, Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil 2001.
<i>(BECK et al. 2001).</i>	Beck.S.B.M, Blakey.S.G, Chung.M.C, <i>The effect of wall emissivity on radiator heat output</i> , Building Services Engineering Research and Technology 22 (3) (2001) 185–194
<i>(BECK, 2004)</i>	Beck.S.B.M, Grinsted.S.C, Blakey.S.G, Worden.K, <i>A novel design for panel radiators</i> , Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1291e1300.
<i>(CHURCHILL et al, 1973)</i>	Churchill, S.W., Ozoe, H. <i>Correlations for laminar forced convection with uniform heating inflow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube. J.Heat Transfer</i> , 18, 1973, 78-84.
<i>(CHURCHILL,1976)</i>	Churchill, S.W. <i>A comprehensive correlation equation for forced convection from a flat plate. AIChE J.</i> 22(2), 1976, 264.
<i>(CHURCHILL et al ,1977)</i>	Churchill, S.W. and Bernstein, M. A. <i>correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow. J. Heat Transfer</i> , 99, 1977, 300-306.
<i>(COUSTEIX, 1989)</i>	Cousteix.J, <i>turbulence et couche limite</i> . cepadues-editions. collection la cheveche.depot légal : septembre 1989 n°editeur : 233.
<i>(CHIANG et al., 2000)</i>	Chiang Che-Ming, Chi-Ming Lai, Po-Cheng Chou, Yen-Yi Li, <i>The influence of an architectural design alternative (transoms) on indoor air environment in conventional kitchen in Taiwan. building and environment</i> (2000) .vol35.Pages (579-585).2000.
<i>(CHEONG et al.2003)</i>	Cheong.K.W.D, Djunaedy.E, Chua.Y.L, Tham.K.W, Sekhar.S.C, Wong.N.H, Ullah.M.B, <i>Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics</i> , Building and Environment 38 (2003) 63 – 73, 117566 Singapore, 10 December 2001.
<i>(CHARBONNEAU et al., 2004)</i>	Charbonneau Jean-Yves, Schreiber Luc, Douville Serge, Lemaire Jérôme, Provençal Fanny, <i>Confort thermique à l'intérieur d'un établissement, Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec . Dépôt légal – Bibliothèque nationale du Québec, 2004, ISBN 2-550-42992-3.</i>
<i>(CONCALVES,2005)</i>	CONCALVES.E. <i>Résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO</i> .institut national polytechnique de Grenoble.(2005).
<i>(CAO, 2006)</i>	Guangyu.Cao, <i>indoor air flow prediction by means of computational fluid dynamics</i> , rapport scientifique; laboratoire de” heating, ventilating and air condition”; HELSINKI university of technology, (27/03/2006).

Références bibliographique

<i>(DEB et al., 1995)</i>	Deb.P, Biswas.G, Mitra.N.K, <i>Heat transfer and flow structure in laminar and turbulent flows in a rectangular channel with longitudinal vortices</i> , International Journal of Heat and Mass Transfer 38 (1995) 2427-2444.
<i>(DAUTIN, 1997)</i>	Dautin Sophie, <i>Réduction de modèles thermiques de bâtiments ; amélioration des techniques par modélisation des sollicitations météorologiques</i> , thèse pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de POITIERS.1997.
<i>(DGTRE , 1998)</i>	Direction générale des Technologies, de la Recherche et de l'Energie, DGTRE , 1998 . <i>Le chauffage central dans les habitations</i> , Ministère de la Région Wallonne, Centre Scientifique et Technique de la Construction (CSTC). Centre interdisciplinaire de formation de formateurs de l'Université de Liège. Dépôt légal : D/1998/5322/13
<i>(DROTZ, 2004)</i>	DROTZ.A. <i>Méthodes aux différences finies et aux volumes finis</i> . Laboratoire d'Ingénierie Numérique (2004).
<i>(DRURAY et al., 2008)</i>	Druray B. Crawley, Jon W. Hand, Michael Kummert, Brent T. Griffith, <i>Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs</i> , Building and Environment 43 (2008) 661–673,2008.
<i>(EYMARD, 1997)</i>	EYMARD.R. <i>Finite Volume Methods Handbook of Numerical Analysis</i> , LAMP, UMR, MARSIELLE(1997).
<i>(FREDERIKSEN et al., 1993)</i>	Frederiksen.S,Werner.S, "District Heating—Theory, Technique and Functionality" (in Swedish), Studentlitteratur, Lund, 1993
<i>(GRANRYD, 1964)</i>	Granryd. E, <i>Heat Transfer and Pressure Drop in Forced Convection through Fin Arrays</i> . Institutionen för Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm, 1964, (in Swedish).
<i>(GADGIL, 1980)</i>	GADGIL, A. J. (1980). <i>On convective heat transfer in building energy analysis</i> . Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley, USA.
<i>(GARDE, 2001)</i>	Garde François, <i>Habilité à Diriger des Recherches Validation de codes de simulation thermo- aéraulique du complexe bâtiment/systèmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments</i> . Pour l'obtention du grade de Docteur, Année 2001, Université de La Réunion.
<i>(GADGIL et al., 2003)</i>	Gadgil. A.J, Lobscheid.C, Abadie.M.O, Finlayson.E.U, <i>Indoor pollutant mixing time in an isothermal closed room: an investigation using CFD</i> , Atmospheric Environment, Volume 37, Issues 39-40, December 2003, Pages 5577-5586.
<i>(GASPAR , 2003)</i>	GASPAR. P.D. <i>Performance evaluation of CFD codes in building energy and environmental analysis</i> . Building simulation. Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands (2003).Pages (371-378).
<i>(GOBEAU, 2006)</i>	Gobeau.N. <i>Revue de modèles pour prédire les conséquences d'un incendie dans un milieu confiné</i> , Tache A09G3T4. Rapport d'étude .Verneuil-en-Halatte, Oise (2006).
<i>(GU et al., (2007)</i>	Gu.H, Evin.D, <i>Heat transfer enhancement in a circular tubes using helical swirl generator insert at the entrance</i> , International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 1297-1303.
<i>(GÖKHAN et al., 2001)</i>	Gökhan Sevilgen, Muhsin Kilic, <i>Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators</i> . Energy and Buildings, Volume 43, Issue 1, January 2011, Pages 137-146
<i>(HOLMBERG, 1984)</i>	Holmberg.S. <i>Methods to increase heat transfer from radiators</i> . (in Swedish), Tekniska meddelanden 1984:3.
<i>(HYUN et al., 2001)</i>	Hyun, C. Kleinstreuer, <i>Numerical simulation of mixed cv heat and masse transfer in a humain inhalation chamber</i> , International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 44, Issue 12, June 2001,Pages 2247-2260S.
<i>(HOLMBERG et al.2004)</i>	Holmberg.S, Molin.F, Myhren.J.A. <i>Space heating at low temperature difference between heating unit and ambient air</i> .9th International Conference on Air Distributions in Room, Coimbra, Portugal, September, 2004, pp. 162–163.
<i>(HESCHL et al., 2005)</i>	Heschl.Ch, Sanz.W, Klanatsky.P, and F. Madou, <i>Comparison of different turbulence models to compute wall affected room airflows</i> , CFD Forum 2005. Bad Nauheim, Deutschland.2005.
<i>(HUIZENGA et al., 2006)</i>	Huizenga.C, Abbaszadeh.S, Zagreus.L, Arens.E, <i>Air quality and thermal comfort in office buildings: results of a large indoor environmental quality survey</i> , in: <i>Proceedings of the Healthy Buildings</i> , vol. 3: Design and Operation of Healthy Buildings, Portugal, June, (2006), pp. 393–397

Références bibliographique

<i>(HERBIN, 2007)</i>	HERBIN.R. <i>Analyse numérique des équations aux dérivées partielles</i> . Université Aix Marseille 1 Master de mathématiques(2007).
<i>(HADZIABDIC et HANJALIC, 2008)</i>	Hadziabdic.M, Hanjalic.K, <i>Vortical structures and heat transfer in a round impinging jet</i> . J. Fluid Mech. 596, 2008, 221-260.
<i>(HASAN et al.2009)</i>	HasanA., KurnitskiJ., Jokiranta K.A, <i>combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating</i> . Energy and Buildings. 41, 5, 2009, 470-479
<i>(HESARAKI et al.2015)</i>	Hesaraki.A, Bourdakis.E, Ploskic.A, Holmberg.S, <i>Experimental study of energy performance in low-temperature hydronic heating systems</i> . Energy and Buildings,2015
<i>ELENBAAS, 1942</i>	Elenbaas.W, <i>Heat dissipation of parallel plates by free convection</i> , Physics 9 (1942) 1e28.
<i>(EIJDEMS et BOERSTRA 2000)</i>	Eijdem.H.H.E.W, Boerstra.A.C. <i>Low temperature heating systems: Impact on IAQ, Thermal Comfort and Energy Consumption</i> , Annex 37 Newsletter 1, 2000.
<i>(ELMUALIM et al. 2003)</i>	Elmualim.A.A, Awbi.H.B, Fullford.D, Wetterstad.L, <i>Performance evaluation of a wall mounted convector for pre-heating naturally ventilated spaces</i> . Int.Journal of Ventilation 2, 3, 2003, 213-222.
<i>(JAKOB, 1949).</i>	Jakob, H., <i>Heat Transfer</i> , John Wiley & Sons, London.
<i>(JUUSELA, 2003)</i>	Juusela.M.A. <i>Heating and cooling with focus on increased energy efficiencyand improved comfort</i> .Guidebook to IEA ECBCS Annex 37, Low Energy Systems for Heating and Cooling of Buildings, VTT Building and Transport, Espoo, 2003.
<i>(JOUVRAY et al., 2006)</i>	Jouvray, Tucker.P.G, Liu.Y, <i>On nonlinear RANS models when predicting more complex geometry room air flows</i> ,University of Wales Swansea Singleton Park, Swansea SA2 8PP, UK. 18 May 2006.
<i>(KAYS, 1964)</i>	Kays. W.M, London.A.L, <i>Compact Heat Exchangers</i> , second ed. Mc Graw-Hill, New York, 1964
<i>(KONG et al., 2007)</i>	Qiongxian Kong , Bingfeng Yu, <i>Numerical study on temperature stratification in a room with underfloor air distribution system</i> , Energy and Buildings 40 (2008) 495–502, 13 April 2007.
<i>(KERRIGAN et al.2010)</i>	Kerrigan.K, Jouhara.H, O'Donnell.G.E, Robinson .A.J, <i>Heat pipe-based radiator for low grade geothermal energy conversion in domestic space heating</i> , Simulat. Modell. Pract. Theory (2010), doi:10.1016/j.simpat.2010.05.020
<i>(LAUNDER et al., 1974).</i>	Launder.B.E,Spalding.D.B, <i>The numerical computation of turbulent flows</i> , Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3(2), 269–289.
<i>(LORENZETTI, 2001)</i>	Lorenzetti.David.M, <i>Computational aspects of nodal multizone air flow systems</i> , Lawrence Berkeley National Laboratory, CA 94720, USA. 30 Octobre 2001.
<i>(LORENZETTI, 2002)</i>	Lorenzetti.David.M, <i>Computational Aspects of Nodal Multi -zone Airflow Systems</i> , Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley CA 94720, Report LBNL-46949, Published in Building and Environment 37 (2002) 1083–1090.
<i>(LAURE et al., 2004)</i>	Laure -Marie, Philippe reulet, Pierre Millan, <i>Étude expérimentale des phénomènes de convection naturelle et mixte dans une enceinte fermée comportant une source de chaleur</i> . IVK,ULB,AFVL, 14-17 D.16.1, Septembre 2004, France.
<i>(LU et al., 2006)</i>	Lu.B, Jiang.P.X, <i>Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs</i> , Experimental Thermal and Fluid Science 30 (2006) 513e521.
<i>(MUNDT et al. 1999)</i>	Mundt.E,Gustavsson.M,Leksell.P, <i>Vent-convectore an experimental study</i> . Proceedings of Indoor Air 99, the 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, UK, 1999, vol. 5.
<i>(MARTHY, 2001)</i>	Marty.Ph. <i>Mécanique des fluides</i> , 3ème année IUP Génie des Systèmes Industriels de Grenoble (2001).
<i>(MORA, 2003)</i>	MORA laurent , <i>Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet</i> , these de doctorat (2003). université de la rochelle. France.
<i>(MYHREN et HOLMBERG 2006)</i>	Myhren. J.A, Holmberg .S, <i>Comfort temperatures and operative temperatures in an office with different heating methods</i> , in: Proceedings of the Healthy Buildings, vol. 2: Indoor Climate, Portugal, June 2006, pp. 47–52.

Références bibliographique

(MYHREN et HOLMBERG 2007A)	Myhren.J.A, Holmberg.S, <i>Energy savings and thermal comfort with ventilation-radiators - a dynamic heating and ventilation system</i> . Proceedings of Clima 07, Well-Being Indoors, Finland, 2007, p. 110.
(MYHREN et HOLMBERG 2007B)	Myhren.J.A,Holmberg.S, <i>Summer time cooling with ventilation-radiators. Proceedings of IAQVEC: Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, Japan, 2007, p. 236.</i>
(MYHREN et HOLMBERG 2008)	Myhren.J.A,Holmberg.S, <i>Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. Journal of Energy and Buildings 40,4, 2008, 524–536.</i>
(MYHREN et HOLMBERG 2009)	Myhren.J.A,Holmberg.S, <i>Considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators. Energy and Buildings 41, 2009, 92–100.</i>
(MYHREN et HOLMBERG 2011)	Myhren.J.A,Holmberg.S, <i>Improving the thermal performance of ventilation radiators – The role of internal convection fins. International Journal of Thermal Sciences, 50, 2, 2011, 115-123.</i>
(NIELSEN, 1974)	NIELSEN, P. V. (1974). <i>Flow in air-conditioned rooms. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.</i>
(NIELSEN et RESTIVO, 1978)	NIELSEN.P.V, RESTIVO.A, <i>The velocity characteristics of ventilated rooms. Journal of Fluids Engineering, 100, 291-298. (1978).</i>
OLESEN et al. (1980)	Olesen.B.W, Mortensen.E, Thorshauge.J, <i>Thermal comfort in a room heated by different methods</i> , Technical paper no. 2256, Los Angeles Meeting, ASHRAE Transactions 86, 1980
(PATANKAR, 1980)	PATANKAR. S.V, <i>Numerical heat transfer and fluid flow</i> . Hemisphere Publishing Corp. (1980).
(PARK et al., 2001)	Park Hee-Jin, Holland Dale, <i>The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study</i> , Building and Environment 36 (2001) 883–889, Minneapolis, MN 55437-1075, USA.
(PITARMA et al., 2003)	Pitarma.R.A, Ramos.J.E, Ferreira.M.E,Carvalho.M.G, <i>Computational and Experimental Reduced-Scale Modelling of Air-Conditioned Rooms</i> , Journal building simulation 2003, Eighth International IBPSA, Conference, Eindhoven, Netherlands, August 11-14, 2003.
(REGARD, 1996)	Regard Muriel, <i>contribution à l'étude des mouvements de l'air dans le bâtiment à l'aide de code de champs, application à la ventilation naturelle d'un local par un ou deux ouvertures</i> .thèse de doctorats (1996),institut national des sciences appliquées à Lyon. France.
(STEPHAN, 1959)	Stephan.K, <i>Heat transfer and pressure drop in undeveloped laminar flow in pipes and parallel plates</i> ,Chemie Ingenieur Technik 31 (1959) 773e778 (in German).
(SVIDT et al., 2001)	Svidt Kjeld, Bjerg Bjarne, Dorf Nielsen Thomas, <i>Initial studies on Virtual Reality Visualisation of 3D airflow in ventilated livestock buildings</i> , AVR II and CONVR2001,Conference at Chalmers, Gothenburg, Sweden, October 4 th-5th , 2001.
(SHATI et al., 2011)	Shati.A.K.A, Blakey S.G, BeckS. B.M, <i>The effect of surface roughness and emissivity on radiator output</i> . Energy and Buildings, 43, 2–3, 2011, 400-406.
(TANDA , 2004).	Tanda.G, <i>Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs</i> , International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 229e243.
(TIJING , et al., 2006),	Tijing.L.D,Pak.B.C, Baek. B.J, Lee. D.H, <i>A study on heat transfer enhancement using straight and twisted internal fins</i> , International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 719e726.
(VDI HEAT ATLAS, 1993).	VDI Heat Atlas, <i>VDI Verlag</i> , Düsseldorf, 1993
(VERSTEEG, 1995)	Versteeg.H.K, Malalasekera.W, <i>An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method</i> , Longman Scientific &Technical, (1995).
(VALLON, 1999)	Vallon née monika woloszyn, <i>modélisation hygro-thermo-aéraulique des bâtiments multizones. Proposition d'une stratégie de résolution du système couplé</i> . Thèse doctoral .institut national de sciences appliquées de lyon1999. France.
(VERSTEEG, 2007)	Versteeg. H,Malalasekra.W, <i>An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method</i> . Second Edition. Pearson Education Limited. Edinburgh Gate. Harlow. Essx CM20 2JE. England.

Références bibliographique

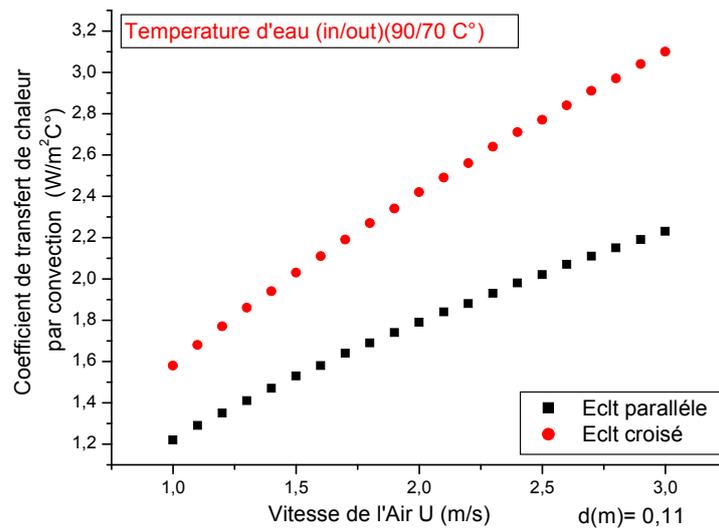
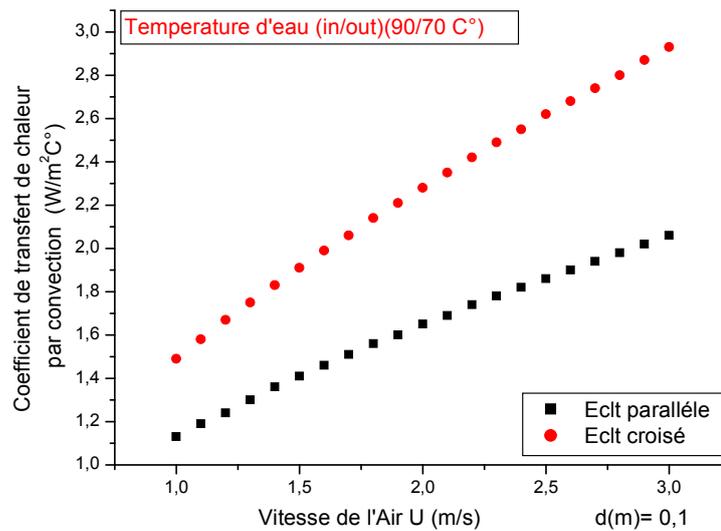
<i>(WILLIAM et al, 2007)</i>	William .F, Seppanen.O, <i>Providing Better indoor environmental quality brings economic benefits</i> , in: Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors, Finland, June, 2007, pp. 3–19 (abstracts).
<i>(XU et al., 2000)</i>	Xu.Weiran, Qingyan Chen, <i>Simulation of Mixed convection flow in a room with a two-layer turbulence model indoor air</i> , 2000.10, 306-314.
<i>(YEH, 1997)</i>	Yeh.R.H, Liaw.S.P, Chang.M, <i>Optimum spacings of longitudinal convective fin arrays</i> , Journal of Marine Science and Technology 5 (1) (1997) 47e53.
<i>(ZUKAUSKAS, 1987)</i>	Zukauskas. A, <i>Convective heat transfer in cross flow</i> . Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Kakaç, S., Shah, R.K., and Win Aung, Eds., Wiley-Interscience, New York, 1987.

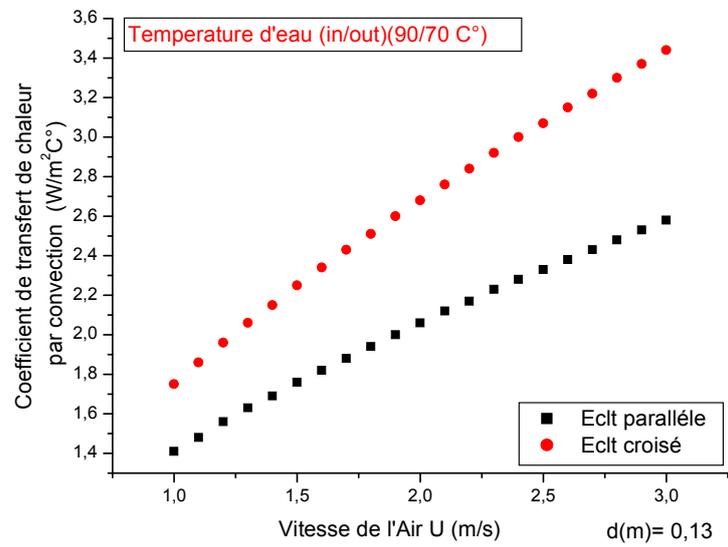
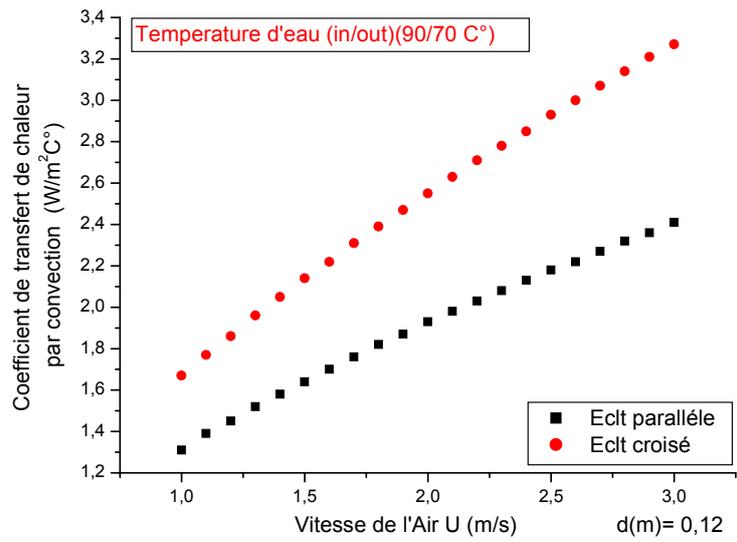
Référence technique:

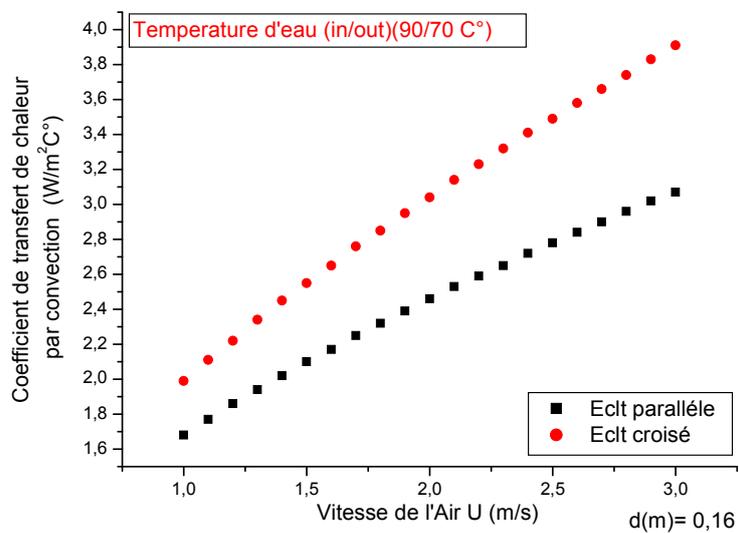
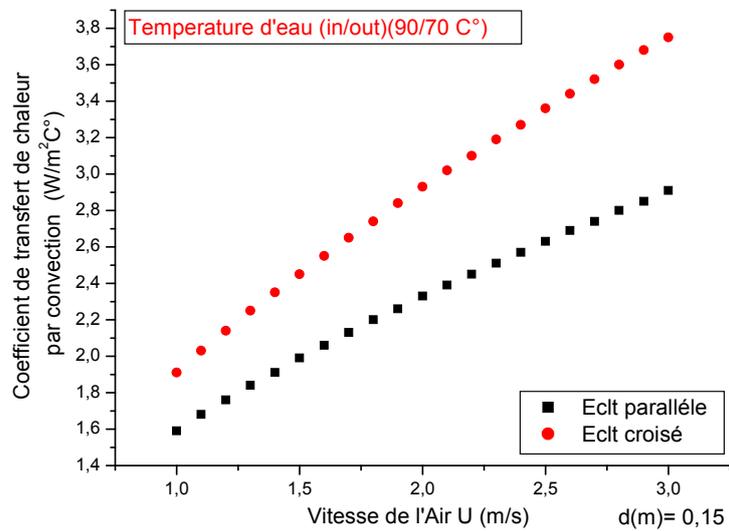
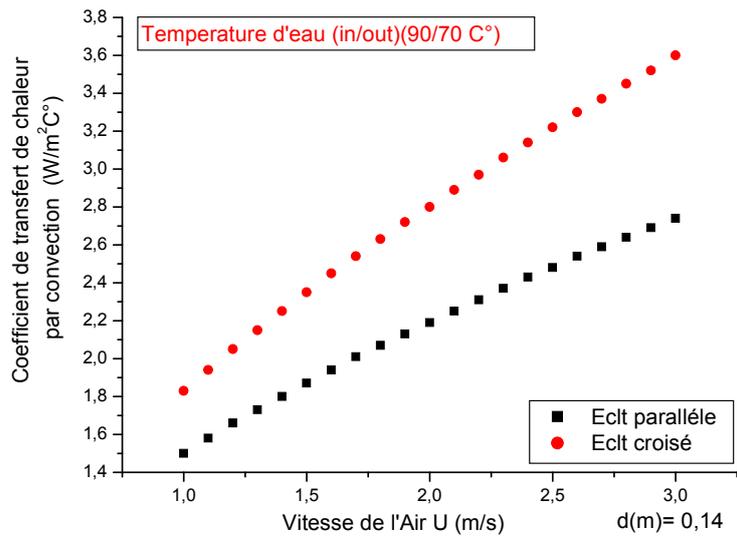
<i>(Fluent, 1995)</i>	<i>Fluent Incorporated. Fluent User's guide- Version 4.3. Fluent Inc., 1995.</i>
<i>(Fluent, 2000)</i>	<i>Fluent Incorporated. Documentation techniques des logiciel. Fluent (2000)</i>
<i>(Fluent, 2006)</i>	<i>Fluent Incorporated. Fluent 6.3.26 User's Guide, 2006.</i>

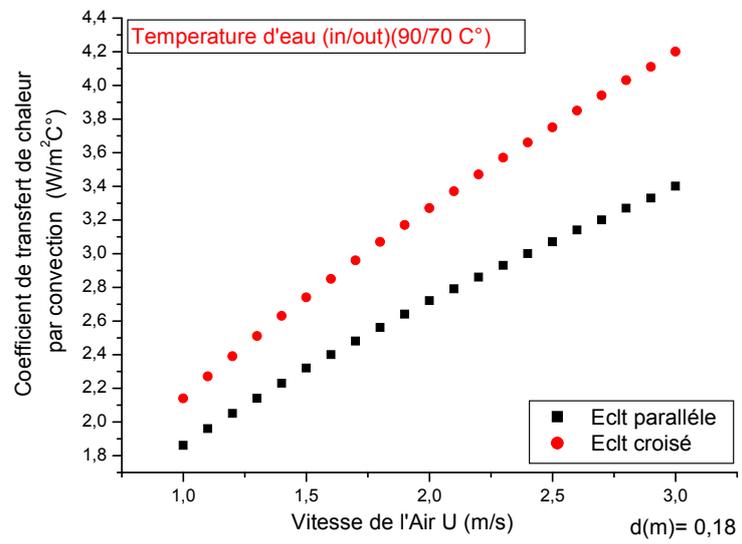
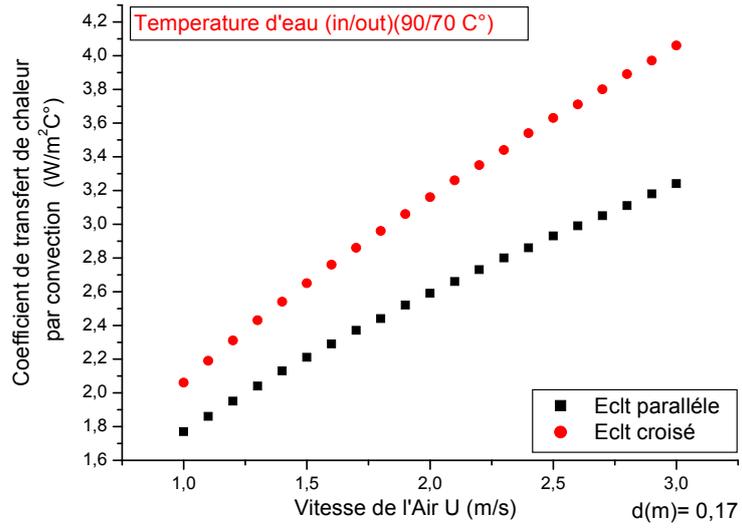
ANNEXE – A-

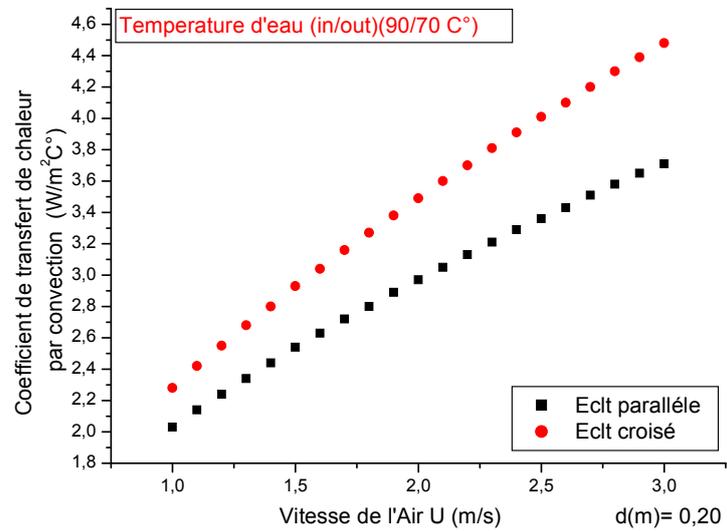
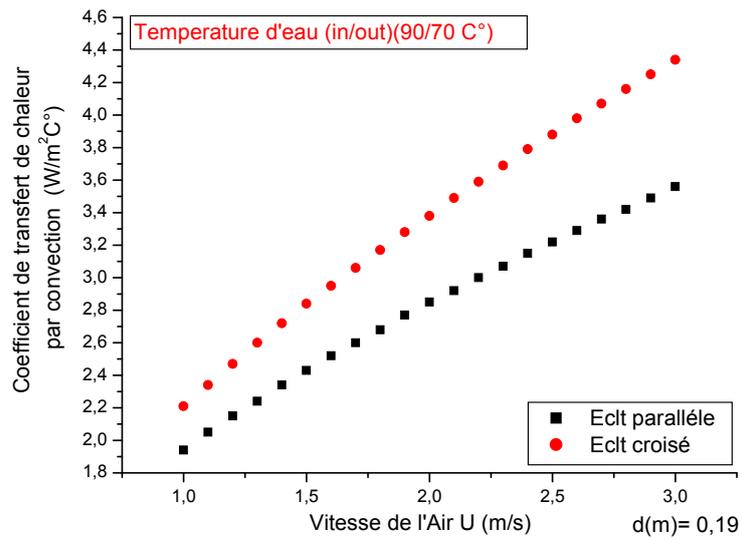
Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'une tube circulaire verticale de $h=0,6m$, dans les deux cas (écoulement parallèle et perpendiculaire au axe) dans des diamètres différents.





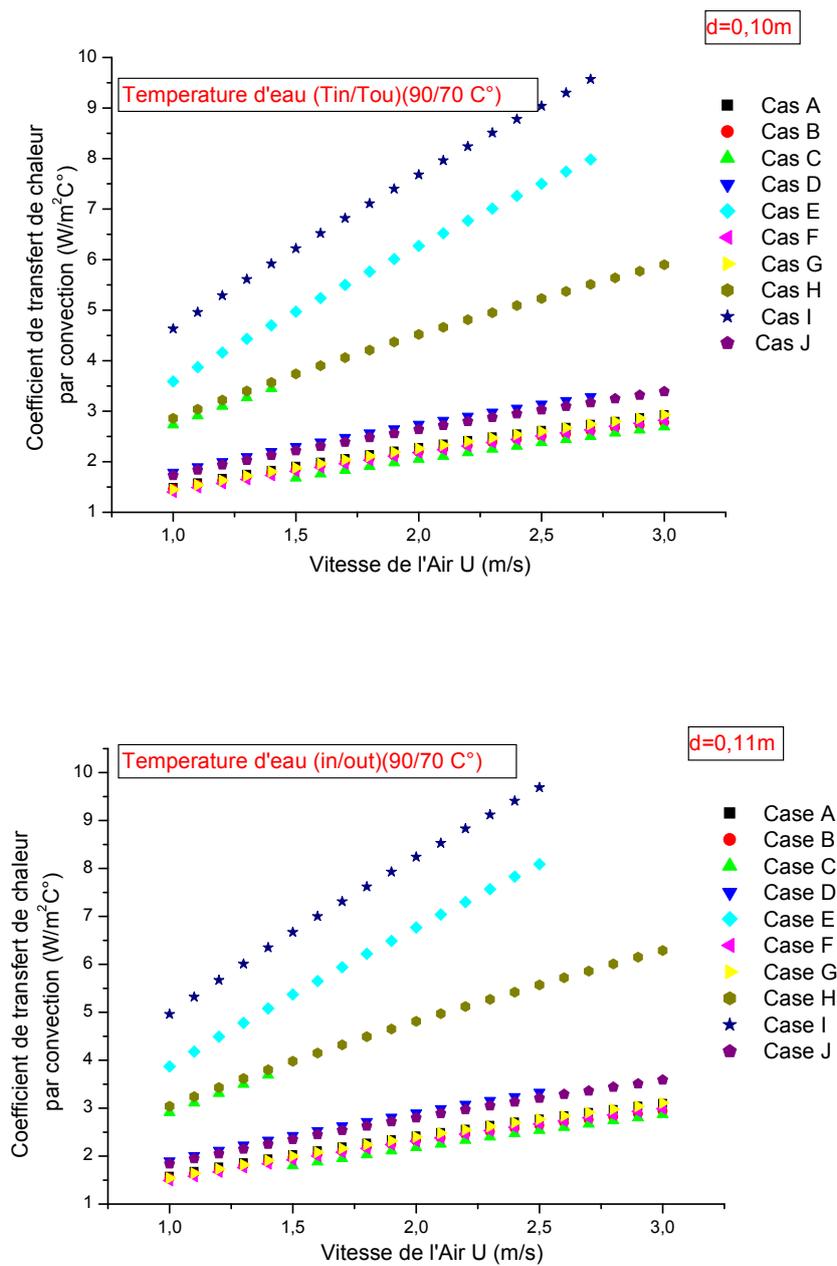


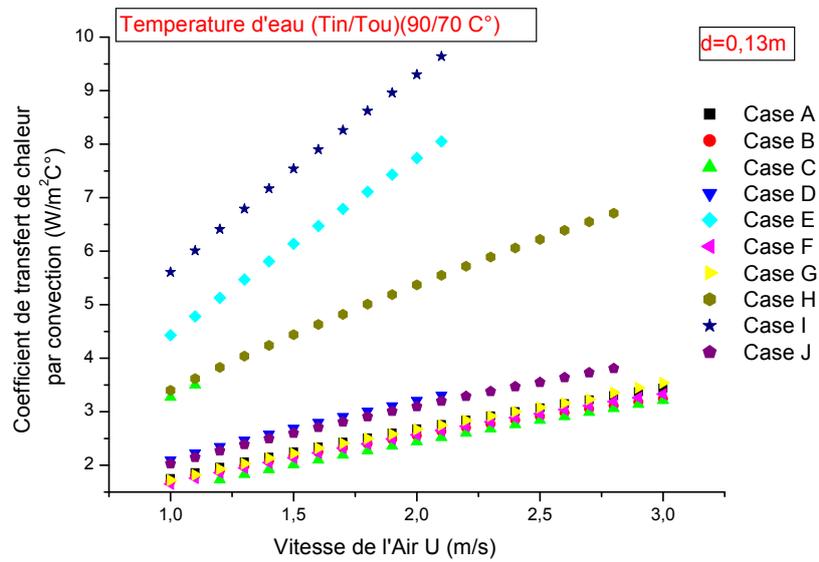
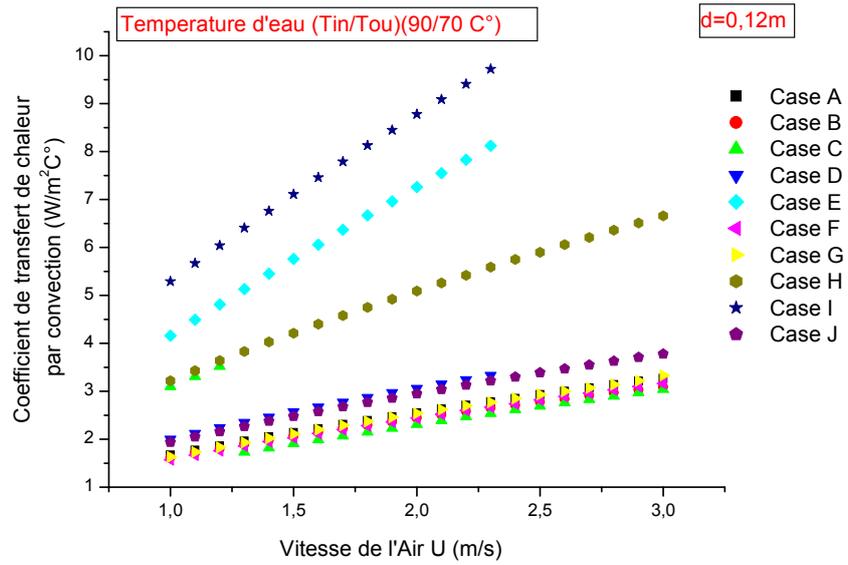


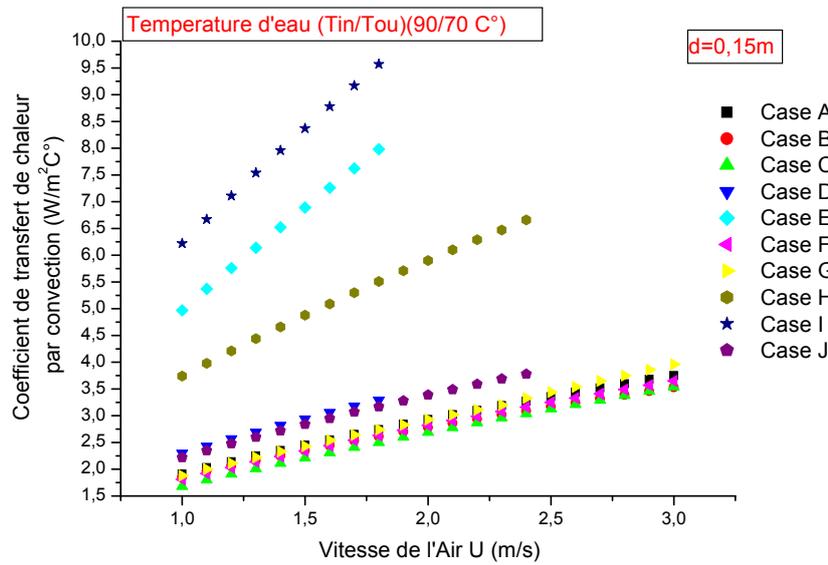
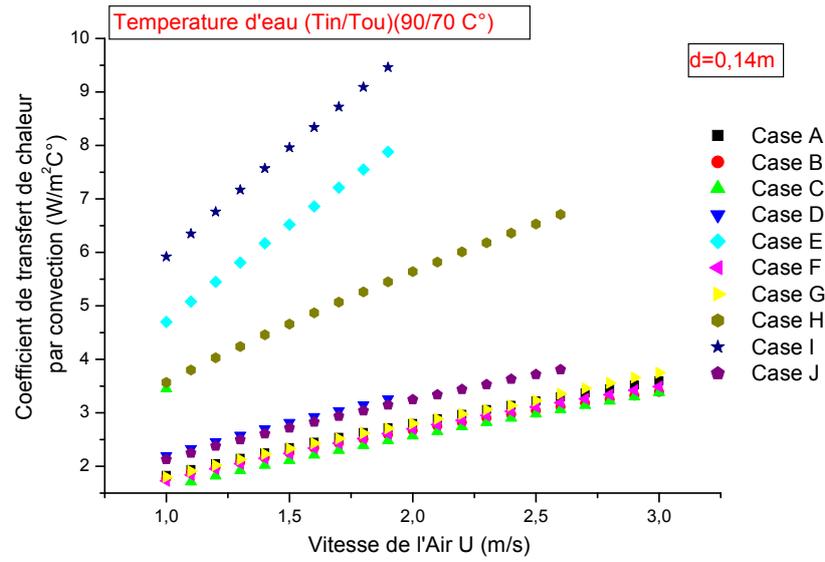


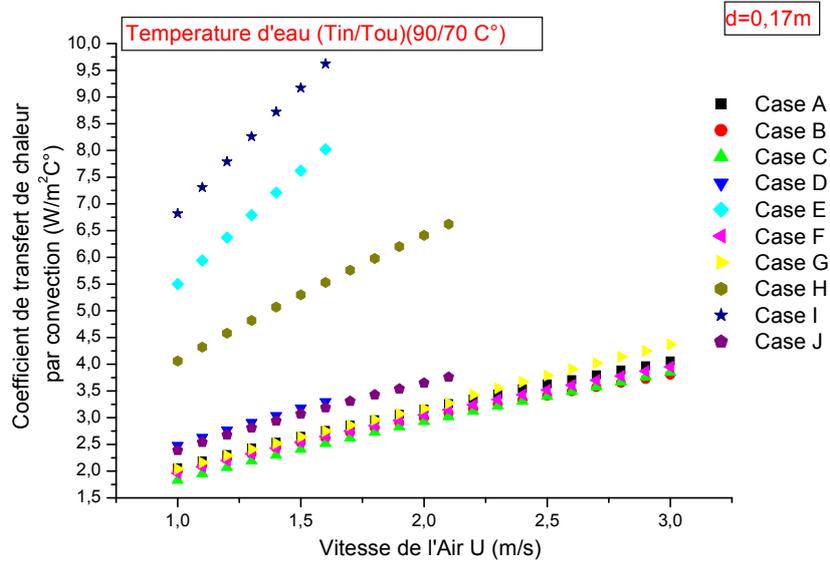
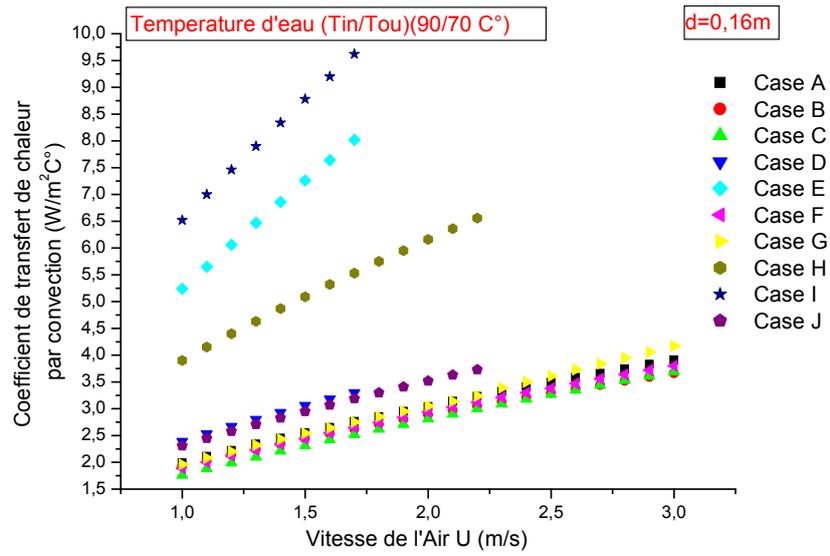
ANNEXE -B-

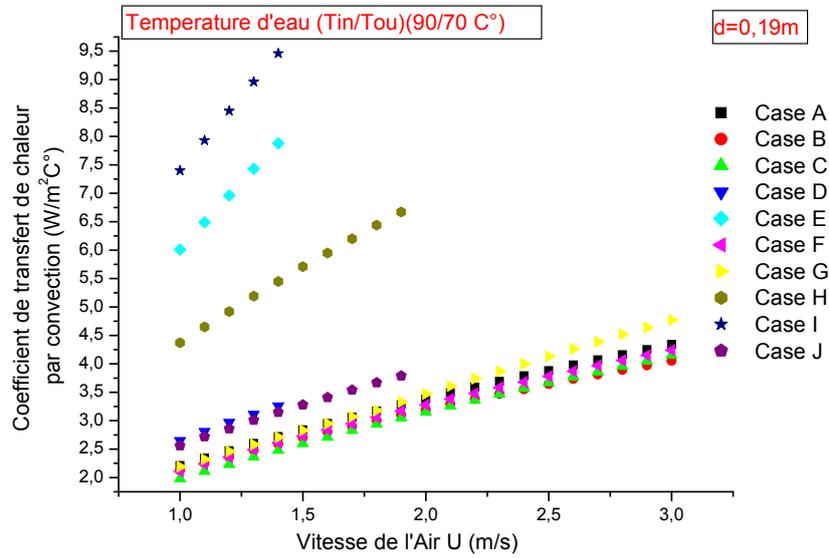
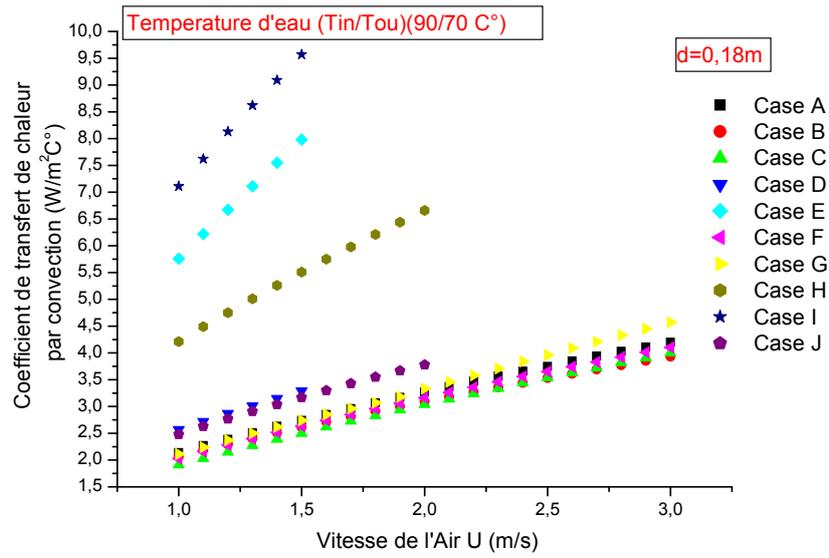
L'influence de la géométrie du tube sur le coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans les différents diamètres $d(m)$, avec un écoulement d'air perpendiculaire à l'axe.

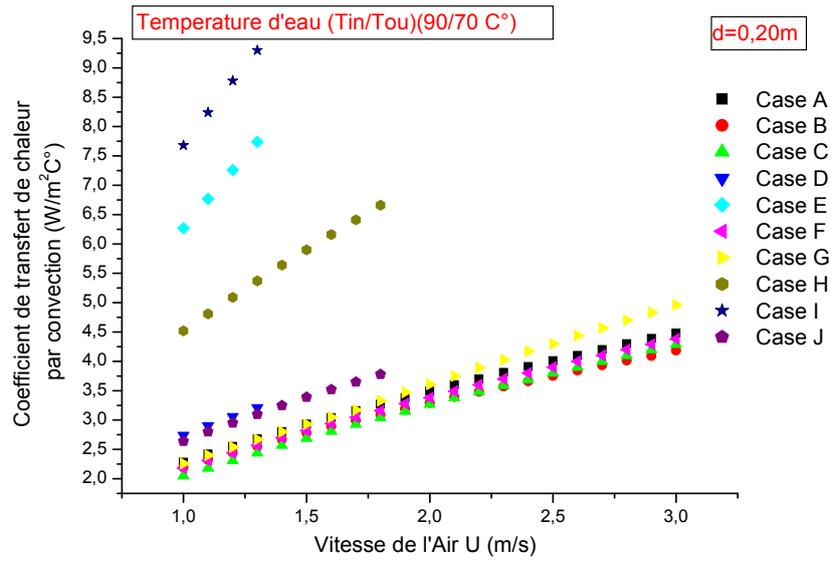






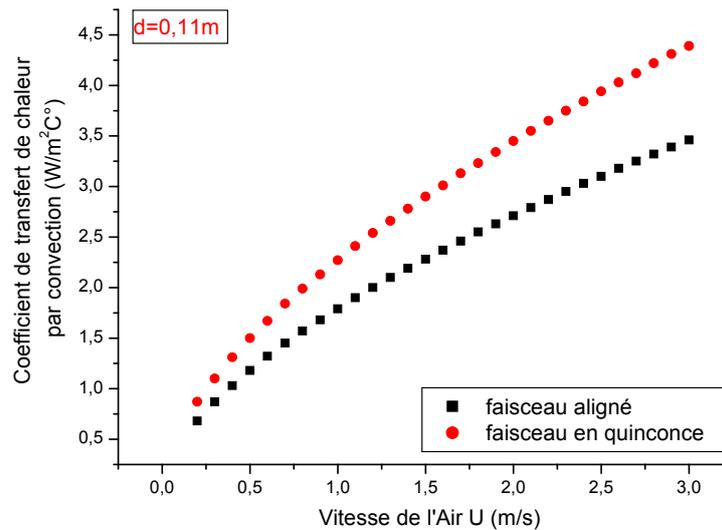
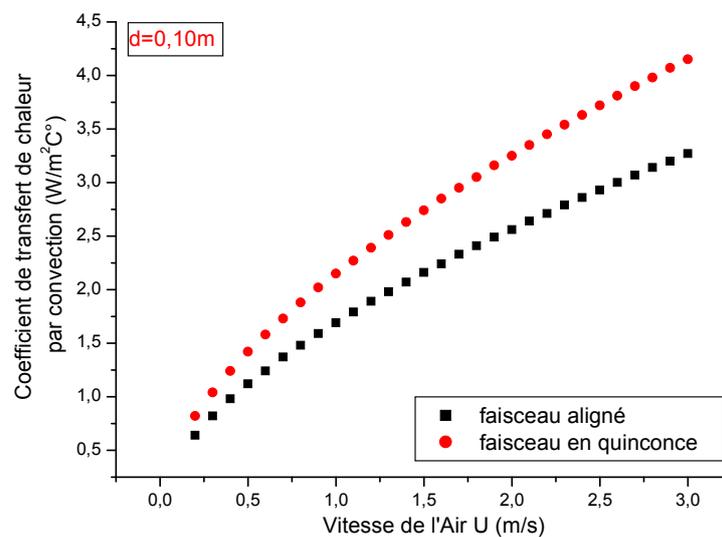


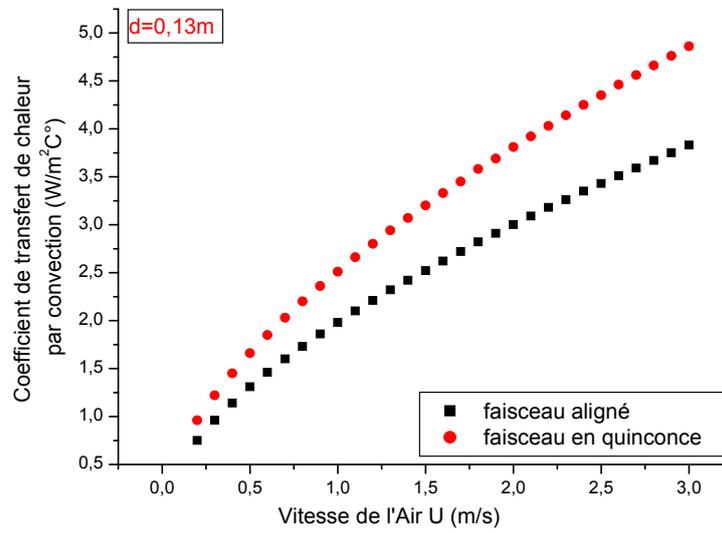
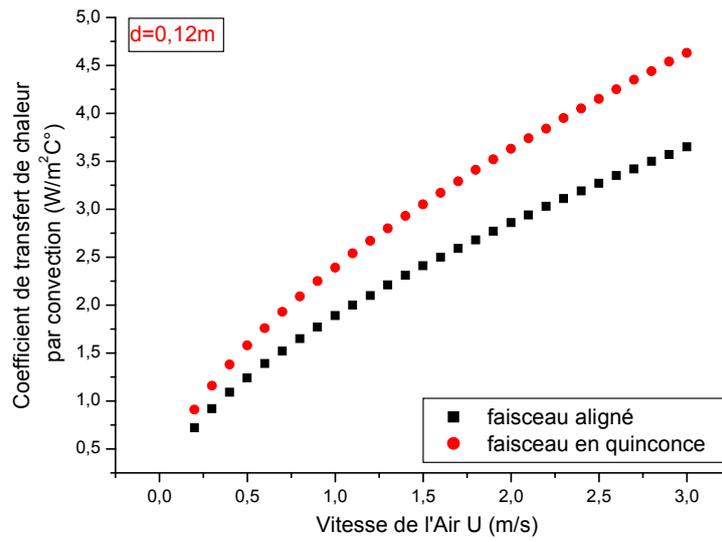


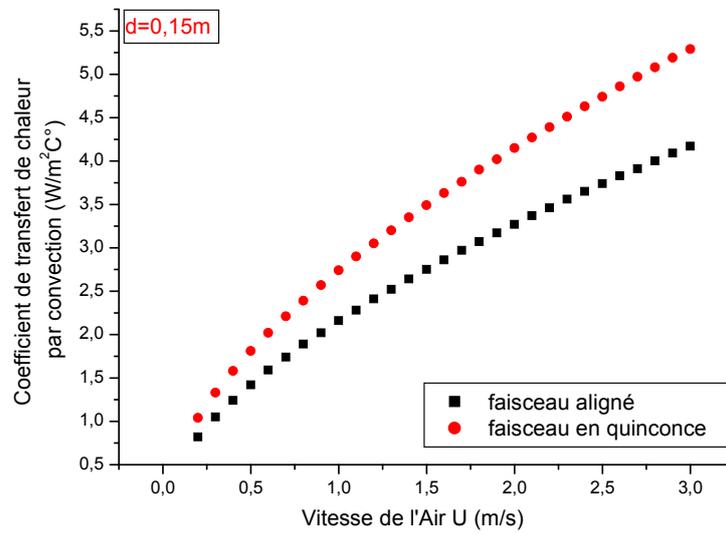
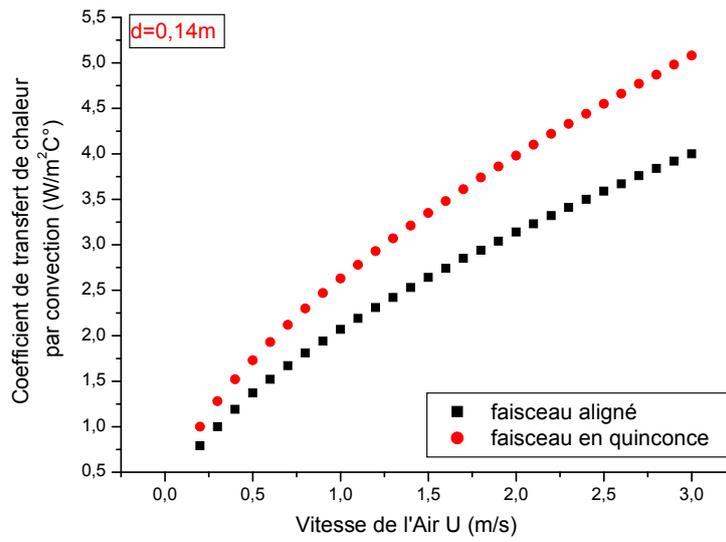


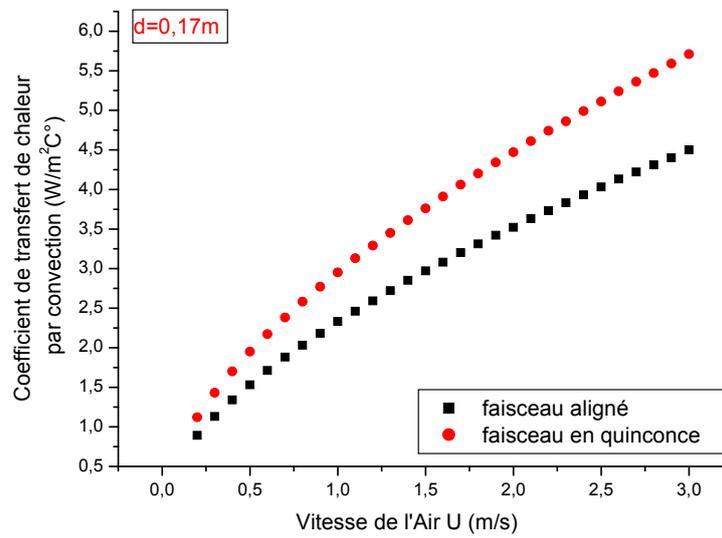
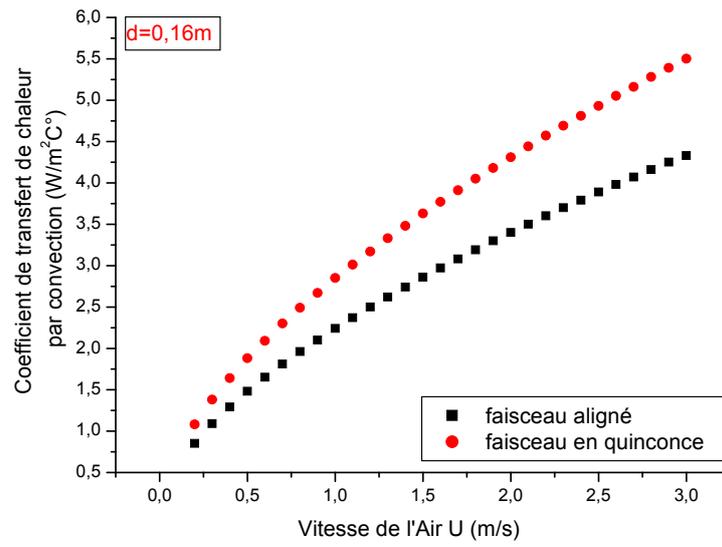
ANNEXE -C-

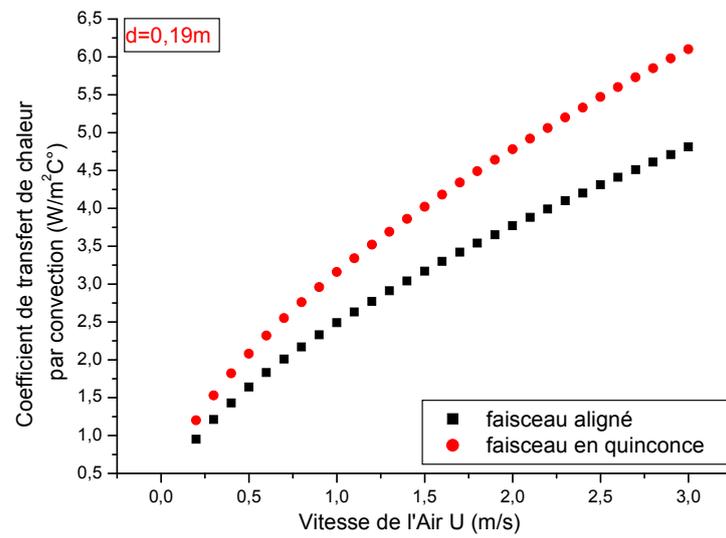
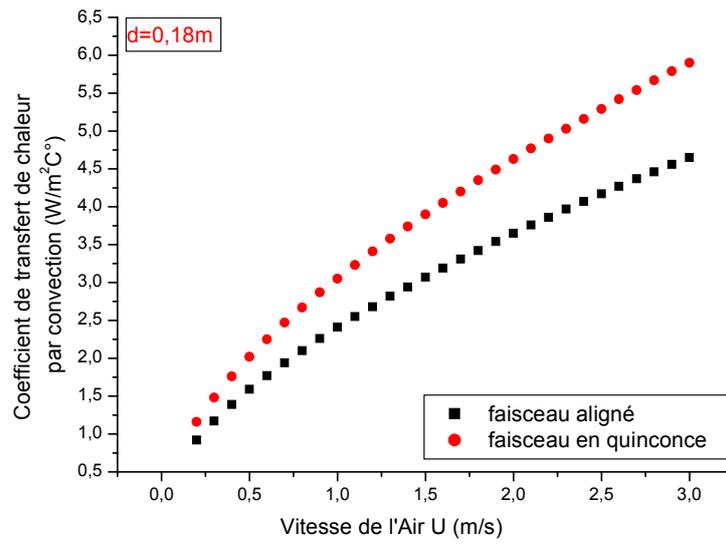
Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans le cas d'un faisceau aligné (A) et faisceau en quinconce (B), (cas d'écoulement perpendiculaire à l'axe et diamètre constant).

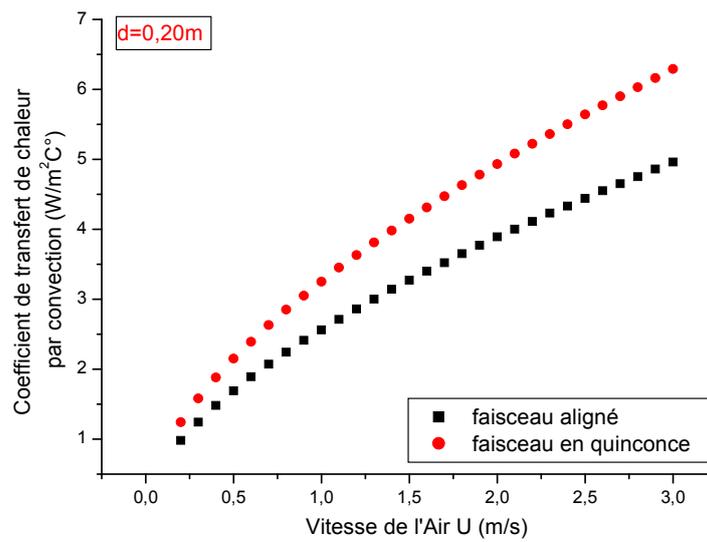












1. La méthode des volumes finis.

Rappelons que la formulation mathématique des lois de conservation régissant les phénomènes physiques comme les transferts de chaleur ou les écoulements des fluides, est généralement écrite sous forme **d'équations aux dérivées partielles du type conservatif**. (*PATANKAR, 1980 ; EYMARD, 1997; DROTZ, 2004 ; CONCALVES, 2005; HERBIN, 2006*).

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) - \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla_\phi) = S_\phi \quad (\text{D.1})$$

Chacune de ces équations met en jeu une quantité physique et des variables associées. L'équation aux dérivées partielles traduit un équilibre dans lequel plusieurs phénomènes interviennent. Nous distinguons:

- $\frac{\partial \rho \phi}{\partial t}$, le terme transitoire ou in stationnaire;
- $\nabla \cdot (\rho u \phi)$, le terme convectif;
- $\nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla_\phi)$, le terme diffusif;
- S_ϕ , Le terme source.

Le problème différentiel ainsi posé est par nature continu. L'expression de la solution à partir d'une formule analytique est en général impossible à mettre en évidence. Il est alors nécessaire de passer par une approximation du problème, c'est-à-dire de le remplacer par plusieurs problèmes discrets représentant localement le problème continu de façon approchée. Cette procédure, appelée **discrétisation ou approximation**, permet notamment une résolution numérique discrète des équations continues. Le problème ainsi posé revient à trouver les solutions de n équations sur des éléments Ω_n du domaine.

La solution générale ϕ sur le domaine est liée à la résolution des ϕ_n locaux. La résolution des équations de continuité, de **Navier-Stokes** et de l'énergie est faite au moyen de la méthode de conservation de volumes finis (**FINITE-VOLUME-METHODE - CAST**) décrite par *PERIC* et *SCHEUERER en 1987 (HERBIN 2006)*. Les éléments important

de cette méthode sont les suivants:

1. Discrétisation de la zone de calcul.
2. Discrétisation des équations de conservation,
3. Algorithmes de résolution des systèmes correspondants d'équations différentielles linéaires.

2. La discrétisation des équations conservatrices.

2.1. Considérations générales.

Considérons le domaine Ω qui forme le domaine de calcul, de sorte qu'il soit continu, et qui est composé des volumes élémentaires notés Ω_i de telle sorte que :

$$\Omega = \sum_{i=1}^n \Omega_i \quad (D.2)$$

A partir des équations de conservation, on veut calculer les valeurs de la variable ϕ au centre de chaque volume de contrôle défini par le maillage. L'intégration de l'équation de conservation sur tout le domaine est donnée par:

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega} \left[\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) + S_{\phi} \right] dv \quad (D.3)$$

Cette intégrale peut être écrite sous la forme d'une somme d'intégrales locales:

$$\int_{\Omega} f dv = \sum_{i=1}^n \int_{\Omega_i} f dv \quad (D.4)$$

La méthode consiste alors à intégrer l'équation de conservation, écrite sous sa forme conservative, sur chaque volume Ω_i :

$$\int_{\Omega_i} \left[\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \phi) \right] = \int_{\Omega_i} \left[\nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla_{\phi}) + S_{\phi} \right] dv \quad (D.5)$$

Dans le cadre des maillages cartésiens, les volumes de contrôle Ω_i sont représentés par la *Figure. D.1*. La méthode des volumes finis est équivalente à un bilan sur le volume de contrôle Ω_i . On assure alors la conservation sur chaque volume élémentaire et donc sur le domaine tout entier.

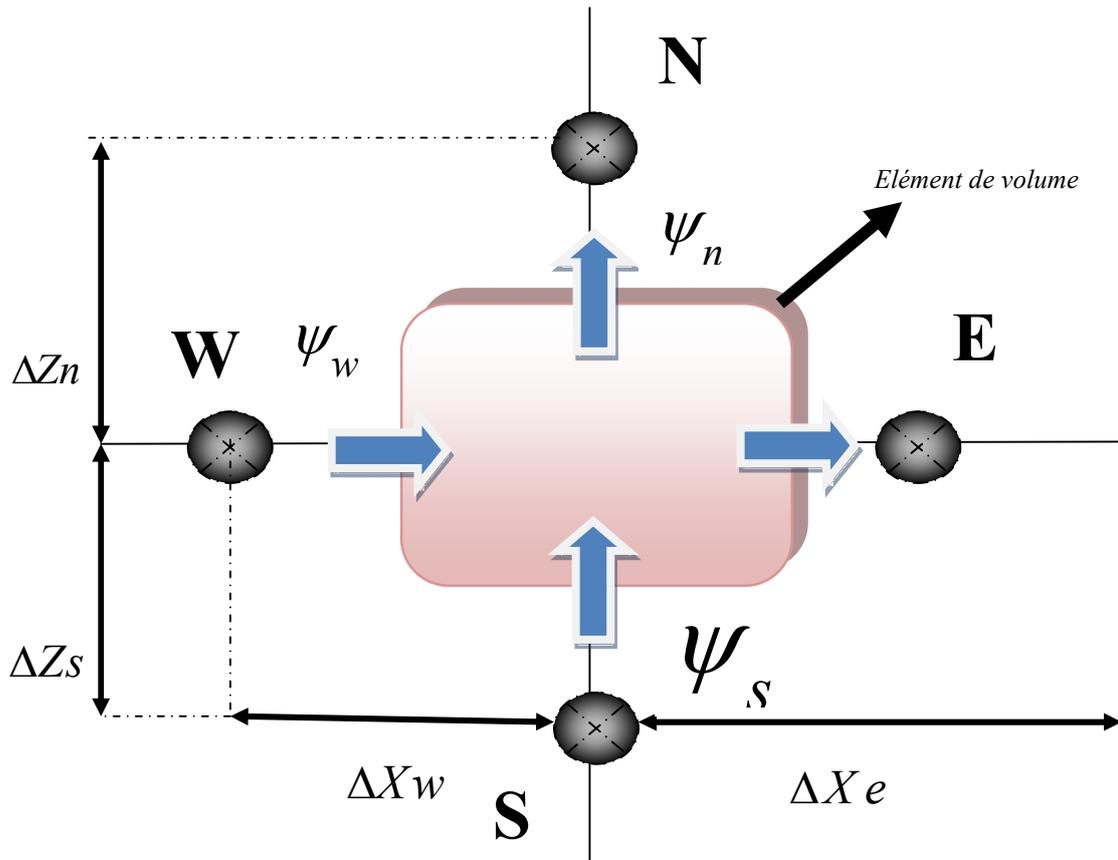


Figure. D.1- Volume de contrôle 2D

2.2. Discrétisation des termes convectifs et diffusifs.

La discrétisation de l'équation de conservation exprimée de façon intégrée sur chaque volume de contrôle nécessite d'explicitier chaque terme d'intégration. On note f^c le flux convectif $\rho \mathbf{u} \phi$ et f^d le flux diffusif $(\Gamma_\phi \nabla_\phi)$.

Le théorème de **Green-Ostrogradski** (ou théorème de la divergence) permet alors de décrire, avec $f(\phi) = f^c$ ou $f(\phi) = f^d$

$$\int_{\Omega_i} (\nabla f(\phi) \cdot \mathbf{v}_i) = \int_{\Gamma_i} (f(\phi) \cdot \mathbf{n}) ds = \Psi_e + \Psi_w + \Psi_s + \Psi_n \quad (\text{D.6})$$

Où \mathbf{n} est la normale sortante à l'interface du volume de contrôle. La discrétisation spatiale nécessite de connaître les flux $f(\phi)$, c'est-à-dire les valeurs ϕ de ou de son gradient sur chaque face du volume de contrôle. Chaque type deux est approximé par un schéma basé sur une méthode de différences finies pour les flux différentiels, ou sur des interpolations polynomiales d'ordre **premier ordre (First Order)** (1) ou **second ordre** (2), pour les flux

scalaires. Pour illustrer les schémas de discrétisation, nous prendrons les exemples du maillage 1D dans la figure. D.2.

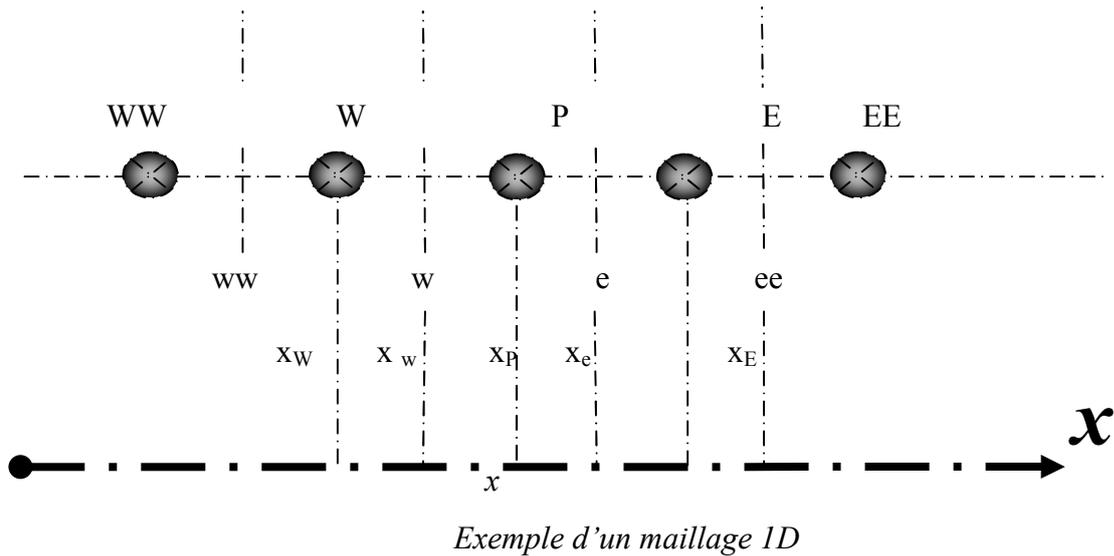


Figure. D.2- Illustration des schémas de discrétisation, exemples du maillage de 1D.

Schéma centré :

Dans le cas d'un flux scalaire, la variable ϕ_c à l'interface du volume de contrôle est évaluée linéairement par moyenne pondérée d'ordre (2) entre les nœuds amont et aval:

$$\phi_e = \alpha\phi_E + (1 - \alpha)\phi_P$$

Avec α le coefficient d'interpolation linéaire

$$\alpha = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P}$$

Dans le cas d'un flux différentiel, on utilise la méthode des différences finies. A l'aide d'un développement de Taylor d'une fonction f , on peut écrire un schéma d'ordre (2) pour f' :

$$f'(x) = \frac{f(x+h) - f(x-h)}{2h}$$

Si on applique à l'évolution du gradient de ϕ , on obtient alors :

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{x_E - x_P} \quad (D.7)$$

Remarque: La discrétisation des gradients dans le code de calcul est toujours du type schéma centré.

🚦 Schéma upwind ou simple amont :

Dans le cas d'un flux scalaire, la valeur de ϕ_e est remplacée par celle en amont de l'interface et dépend donc du sens de l'écoulement:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P & \text{si } u.n > 0 \\ \phi_E & \text{si } u.n < 0 \end{cases}$$

Schéma hybride

$$Pe = \frac{F}{D} = \frac{\rho u \Delta x}{\Gamma_\phi}$$

Son comportement est déterminé par l'intensité du nombre de Peclet. Celui-ci exprime le rapport entre les forces convectives et les forces diffusives:

- Dans le cas où $Pe \leq 2$ le schéma centré est utilisé
- Si $Pe > 2$ le schéma simple amont est utilisé

🚦 Schéma Quick (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics):

La variable ϕ_e est évaluée par une interpolation quadratique basée sur deux nœuds en amont (F et FF) et sur un nœud en aval (B) de l'interface.

$$\phi_e = \phi_F + \alpha_1 (\phi_{FF} + \phi_F) + \alpha_2 (\phi_F + \phi_b)$$

Les coefficients de l'interpolation α_1 et α_2 dépendent du sens de $u.n$ et sont alors donnés par :

$$\alpha_1 = \frac{(x_e - x_F)(x_e - x_{FF})}{(x_B - x_F)(x_B - x_{FF})}$$

$$\alpha_2 = \frac{(x_e - x_F)(x_b - x_e)}{(x_f - x_{FF})(x_B - x_{FF})}$$

Dans le cas où $u.n > 0$ on a :

$$\begin{aligned} \phi_e = \phi_p + \frac{(x_e - x_p)(x_e - x_E)}{(x_W - x_p)(x_W - x_E)}(\phi_W - \phi_p) + \\ \frac{(x_e - x_p)(x_W - x_e)}{(x_p - x_E)(x_W - x_E)}(\phi_p - \phi_E) \end{aligned} \quad (D.8)$$

Le schéma "**QUICK**", procure une meilleure précision que le schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (*Swirling*) avec un maillage régulier. Cependant, il ne s'applique pas à un maillage triangulaire.

Il existe aussi d'autres schémas de discrétisation, le schéma "**Power Law**" qui est plus précis que le "**First Order Upwind Scheme**" pour les écoulements à très bas nombres de *Reynolds*. Sinon, il procure en général le même degré de précision.

2.3. Discrétisation de terme source.

Dans la majorité des cas, on assimile le terme source à une valeur moyenne sur le volume de contrôle:

$$\int_{\Omega_p} (S_\phi) dv = S_{\phi_p} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (D.9)$$

2.4. Discrétisation de terme in stationnaire.

Pour l'intégration de ce terme particulier, on considère uniquement la variation en temps, en assimilant la variable ϕ à sa valeur au centre du volume de contrôle:

$$\int_{\Omega_p} \left(\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} \right) dv = \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial \rho_p \phi_p}{\partial t} \quad (D.10)$$

2.5. Le bilan (le système algébrique).

L'équation de conservation une fois discrétisée implicitement en temps, se transforment en système algébrique linéaire suivant :

$$a_p^{n+1} \phi_p^{n+1} = a_W^{n+1} \phi_W^{n+1} + a_E^{n+1} \phi_E^{n+1} + a_S^{n+1} \phi_S^{n+1} + a_N^{n+1} \phi_N^{n+1} + a_B^{n+1} \phi_B^{n+1} + a_F^{n+1} \phi_F^{n+1} + a_p^n \phi_p^n + b \quad (D.11)$$

ou

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b$$

a et b : coefficients de linéarisation, nb (Neighbors en anglais).

A l'exception des cellules adjacentes aux limites du domaine, les autres cellules ont un nombre de faces égale au nombre de cellules avoisinantes, les équations similaires peuvent être écrites pour chaque cellule de maillage.

Les coefficients dépendent fortement des schémas utilisés pour la discrétisation des différents termes de l'équation de conservation. En effet, les schémas numériques qui permettent de discrétiser les équations physiques sur le maillage peuvent avoir une influence sur les résultats. Le choix des schémas est un paramètre important; en général : Le schéma centré peut être instable, Le schéma **upwind** diffuse, Le schéma quick est oscillant. Quelque soit le schéma, l'erreur d'approximation sur la valeur diminue avec l'augmentation du nombre de nœuds.

Certains outils **CFD** laissent le choix du schéma numérique à l'utilisateur, en général jusqu'à l'ordre 2. Une discrétisation temporelle est aussi nécessaire si le problème est transitoire. Il s'agit de fixer un pas de temps qui soit compatible avec le maillage et avec les modèles physiques choisis et permette de résoudre les mécanismes physiques auquel on s'intéresse.

Le système algébrique obtenu après discrétisations est énorme et les équations sont fortement couplées. Des méthodes itératives sont alors utilisées pour obtenir une solution. Un nombre d'itérations pour résoudre les équations à chaque pas de temps doit être fixé ou alternativement, un critère indiquant la convergence de la solution doit être défini. Les paramètres qui peuvent être suivies pendant le calcul d'une solution pour juger de la convergence de la solution sont variables d'un outil **CFD** à un autre et il peut donc être plus ou moins facile de s'assurer de la convergence. Les schémas numériques qui permettent de discrétiser les équations physiques sur le maillage peuvent avoir une influence sur les résultats. Ainsi, un schéma numérique de premier ordre cause ce qu'on appelle de la diffusion numérique, c'est-à-dire qu'il produit un effet artificiel similaire au phénomène physique de diffusion. Le mélange se trouve surestimé ce qui conduit à des distributions de température et de concentrations des quantités d'air plus uniformes. Cet effet est d'autant plus important que la taille des mailles est grande. Des schémas numériques d'ordre plus élevé permettent d'éviter ce problème. Toutefois, ces schémas sont plus instables numériquement et il peut donc être difficile d'obtenir une solution. En général, plus l'ordre du schéma numérique est élevé, plus les résultats seront précis mais aussi plus le schéma sera instable numériquement ce qui peut rendre l'obtention d'une solution.

Numerical Investigation of a New Ventilation-radiator

Abdeldjoud Touahria, Cherif Bougriou*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, University of Batna 2, A. Boukhlof Street, 05000, Batna, Algeria

Corresponding Author Email: c.bougriou@univ-batna2.dz

<https://doi.org/10.18280/i2m.180406>

Received: 25 April 2019

Accepted: 9 July 2019

Keywords:

cross flow, CFD, COP, economical system, elliptic tubes, heating system, transfer coefficient by convection (α_{con}), ventilation-radiator

ABSTRACT

The current study focuses on the efficiency of heat emitters (radiators) in the premises. The purpose objective of this study is to investigate an optimal heat transfer between the ambient air and the walls of the radiator to make a birth to a new economic system of ventilation-radiator. A reduced computational domain was numerically studied in (2D) by CFD simulations with FLUENT and ($k-\epsilon$) standard model. Near-wall treatment, a standard Wall-function is applied. Through this study, it was found by an analogy of ventilation-radiator system with a heat pump HP that cold air supply decreases the COP of HP, and therefore increases the energy consumption of heating system (combustible or electricity) and makes it costly and uneconomical. Wherever, elliptical tubes ensure a very high of heat exchange coefficient by convection in cross flow and staggered arrangement tubes. That results in an important COP of installation, with reduced costs, which making the system economical and exploitation costs reasonable. According to the findings of this research, a new economic system of ventilation- radiator system is proposed, which is based on the increase of the heat transfer coefficient by convection (α_{con}), of the external surface of the radiator by placed elliptical tubes with a cross flow to the radiator, and a heat exchanger at an opening channel in the wall behind, that recover heat from the exhaust hot air discharged to outside, by the fresh air brought from outside. An extension of the external tube of the heat exchanger (used air) is proposed to ensure the correct flow of air brought from outside. The difference of quantity of energy with and without heat exchanger increases simultaneously with outside air temperature which passes through the heat exchanger where it undergoes a preheating by absorbing a quantity of heat from the discharged hot air to outside through the annular passage of the heat exchanger. This quantity of energy is the gain of installation (reduction of the energy consumption necessary for heating), and this heat flux recovered advantage our system over other heating systems. This directly affects the performance of the installation.

1. INTRODUCTION

1.1 Background and earlier studies

In the case of ventilation-radiators, the only publications known that touch on this subject are those of Myhren and Holmberg [1-5], but none of these publications treated optimization of convective heat transfer [6]. The focus is on thermal comfort and ventilation rates. The performance of a similar system was described by Elmualim et al. and Mundt et al. [7, 8]. Recently, studies have proposed ventilation as the only important factor in reducing the problems of enclosed areas such as allergy or asthma [9-11], which requires a parallel ventilation system of the heating system in winter periods. Myhren and Holmberg [5] proposed the ventilation of the radiator as a practical solution to this problem. The air in housing premises it must be renewed periodically for hygiene conditions. Thus, the air renewal is used in ventilation-radiator system into the ventilate radiator, which is a combination of ventilation and heating.

Myhren and Holmberg [4, 5] studies show that low-temperature heating systems create an internal climate more stable and uniform, with lower air velocities and weak temperature differences [10-12]. With these low temperature

systems, internal climate is assumed best to human health than that provided by the high temperature heating systems [13-15]. The study of Shati et al. [16] is very important concerned roughness and emissivity of the wall behind the radiator. The results indicate that heat transfer can be increased by 26 % when using a wall with saw-tooth fins with high emissivity, then with smooth shiny fins, this means that when using a wall behind the radiator with a roughness and emissivity important, this will increase the extraction of heat from the radiator, and the heat exchange is optimal [16].

1.2 Principle of ventilation-radiator system

The cold fresh air brought from outside to the room to be heated, enters through an opening channel at the outside wall behind the radiator. It is flowing directly to the radiator where it undergoes a preheating. The temperature difference between the outside air and the radiator is very important than in other heating systems which increasing the coefficient of heat transfer by convection (Heat transfer is optimal when it's coefficient by convection (α_{con}) between the air and the walls of the radiator is high, this can be achieved by increasing the inlet temperature of hot water of radiator (T_{in}) for all cases of type of hot water supply system), this makes

the radiator in the ventilation-radiator system more efficient than radiator having the same power in traditional systems. Consequently, a quantity of heat in addition, which can be absorbed or extracted from water circulating in the radiator, and the water at the outlet of the ventilated radiator can theoretically achieve a similar temperature of the ambient air in the room and can be lower it depends on mass flow of hot water flowing through the radiator (Figure 1-a).

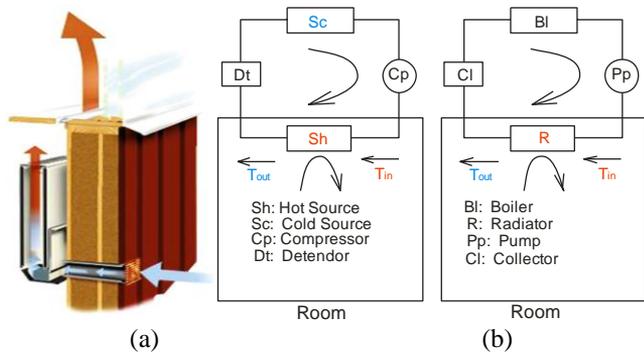


Figure 1. (a) Radiator-ventilation [1], and (b) Analogy between an HP and a conventional heating system

Practically it means, we will increase the fuel consumption boiler, which makes the installation uneconomical. In the local, heat that must be provided is therefore equal to the thermal power of the radiator; it increases simultaneously with the logarithmic mean temperature difference i.e. with decreasing the temperature of supply air coming from the outside, which implies a more consumption energy. What makes the system uneconomical. We can prove this by an analogy between HEAT PUMP (HP) and a HEATING SYSTEM.

1.3 Analogy between heat pump (HP) and a heating system

The heat pump (HP) is a refrigeration installation, whose the cycle is reversed, which is used to heat an enclosed space in the cold periods. It is made exactly with the same components of a refrigeration system, where the system studied; who's situated at the outlet of the compressor is the heat source, which is located inside the premises to be heated (condenser). The (HP) plays the same role as a heating system, which will allow us to make an analogy between the two systems under the same thermal efficiency for reasons of improved functional performances (Figure 1-b). To characterize the efficiency of a Heat Pump, it is considered, the coefficient of performance (COP).

For analogical reasons between a Heat Pump and a heating system, it is clear that the COP decreases with decreasing temperature of the cold source in all cases. Installation must consume more energy to fight against the quantity of cold caused by the intake of outside air, which increases the costs of installation. This reduces its coefficient of performance COP and therefore increases the installation consumption in fossil energies (combustion or electric) and makes heating installation expensive and not economical. We can judge that the ventilation-radiator system, where the radiator is ventilated by the cold air brought from outside is uneconomical.

To solve these defects, this paper establishes a new economic system of ventilation- radiator at two-panel with a

new technique, which is based on the increase of exchange heat at the radiator (placed in the room to be heated) by using a specific form of tubes, and in other hand preheating the fresh air brought from outside.

To this end, a heat exchanger is placed at an opening channel in the wall behind the radiator, that recover heat from the exhaust hot air discharged to outside, by the fresh air brought from outside. Where it undergoes a preheating by absorbing a quantity of heat from the discharged hot air to outside through the annular passage of the heat exchanger. This quantity of energy is the gain of installation (reduction of the energy consumption necessary for heating), and this heat flux recovered advantage our system over other heating systems. What makes the installation economic and performing. This directly affects the performance of the installation.

The question at this level is what is the best tube geometry to increase the heat exchange coefficient by convection, in our case of cross air flow? To answer this question, a study in (2D) is effected numerically with *Fluent*; on a partial part of domain (Radiator ventilated perpendicularly (cross flow)), in order principally to see in which case there may be an optimal heat exchange, reaching maximum temperatures in exit air of radiator; by varying the shape of tubes, circular or elliptical, then the distance between axes of these same tubes.

The findings shed new light on the elliptical tubes which ensure a very high of heat exchange coefficient by convection in cross flow and staggered arrangement tubes. Which means that it is the best solution to have highest temperatures air at the outlet of the radiator. That results in an important COP of installation, with reduced costs, which making the system economical and exploitation costs reasonable.

This paper is organized as follows: Section 2, introduces the study of the phenomena occurring in flows around the radiator inside rooms, resumed in the study of transfer of heat by thermal convection in its three forms, natural, forced and mixed, by radiation and conduction which can be found at the external surfaces of the radiator and the local walls. The system of equations governing the flow reflects the conservation of mass and the quantity of air movement inside the local (Navier-Stokes equations), and the conservation of its enthalpy (energy equations). Then, we will study the system (radiator-wall) time in changing supply air of living rooms, basing on the most dominant heat transfer mode. Then we will treat, by the dimensionless numbers, convection modes (natural, forced or mixed), and types flow (laminar or turbulent), on a flat vertical plate, or circular, in order to improve the efficiency of heat emitters (radiators) in the living quarters.

Section 3, a study of the influence of the temperature of the outside air (T_a) on the heat transfer coefficient by convection (α_{con}), and on the coefficient of performance (COP), then the influence of tube geometry on the heat transfer coefficient by convection (α_{con}) for a cross air flow. In its second part, a study in (2D) is effected numerically with *Fluent*; on a partial part of domain (Radiator ventilated perpendicularly (cross flow)), in order principally to see in which case there may be an optimal heat exchange, reaching maximum temperatures in exit air of radiator; by varying the shape of tubes, circular or elliptical, then the distance between axes of these same tubes.

Section 4, describes the final design of the economic ventilation-radiator system, after study the difference of the

quantity of energy with and without heat exchanger. This last, increases with the increase of the difference of fresh air temperature between the inlet and the outlet of the exchanger i.e. with the significant increase of air temperature from outside which passes through the heat exchanger where it undergoes a preheating by absorbing a quantity of heat from the discharged hot air to outside through the annular passage of the heat exchanger. To this end, we have proposed a new economic system of ventilation-radiator system at two-panel with a new technique (changing air), which replaces the cold air at low temperatures. This will make installation economic and efficient. This technique is essentially based on the intensification of heat transfer coefficient by convection (α_{out}) of the external wall of the radiator without ventilate the radiator with cold air brought from outside. It was noted, and by analogy between ventilation-radiator system and a heat pump HP, that this reduces its coefficient of performance COP and therefore increases the installation consumption in fossil energies (combustion or electric) and makes heating installation expensive and not economical. And finally a conclusion at end of this paper to resume all the work.

2. FLOW EQUATIONS

In this study the heat transfer process is provided primarily by thermal convection. Solving the problem starts with the phenomenon of fluid dynamics; therefore, the physical process expressed mathematically by a system of differential equations which includes the exchange of superficial heat equation (Newton equation) and the equations for the flow (equations Navier-Stokes, continuity and energy). A set of assumptions is retained in this study to simplify the mathematical modeling of the problem: continuous flows, uniform terrestrial gravitational field, which is the only field acting on the volume element, the fluid is air, and considered as Newtonian fluid, pure, monophasic and incompressible (or isochoric), where the mass volume is considered constant, and obey the ideal gas law, and its physical properties inside the room are calculated at the average temperature of the occupation zone, the flow regime is laminar or turbulent in a steady-state.

Under these conditions, the transport equations translating the principle of conservation of mass, momentum, and energy, governing such flows with these simplifications, can be written as follows conservative forms:

- Continuity equation:

$$\nabla \vec{V} = 0 \quad (1)$$

- Conservation of the movement equation:

$$\rho(\vec{V} \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \mu_f \nabla \vec{V} \quad (2)$$

Energy equation:

$$\rho C_p (\vec{V} \nabla T) = \lambda_f \Delta T \quad (3)$$

These equations (energy, continuity and Navier-Stokes) are the equations that govern fluid flow around the radiator. Solving these equations gives the distribution of fluid velocities and temperatures. This system is often too complicated to solve, and requires a resolution using a code

CFD. But we can estimate relationships between the terms of the Navier-Stokes equations in each of convection patterns to form dimensionless numbers, the use of these dimensionless parameters transforms and simplifies the Navier-Stokes equations, and discuss in each case the resolutions of the Navier-Stokes equations. Dimensionless numbers can give a general idea of the type of convection and flow dynamics mode.

2.1 Study of the system (Radiator-Wall)

The heat transfer into the room via the radiators may be effected by convection and/or radiation.

2.1.1 Transmission by convection

In the case of conventional radiators, convection is natural and the heat exchange is responsible for movement. The heat flux transmitted by convection to the external surface of the radiator to the ambient air is: $Q_{cv,r}$, is considered a heat flux produced by the passage of water through the radiator after losing the quantity of heat in the room to be heated by convection, by the passage of (T_{in}) to (T_{out}) (Figure 2). This heat flux can be calculated:

$$Q_{cv,r} = K_t A \Delta T_m \quad (4)$$

where, $1/K_t = 1/\alpha_{in} + \delta_t/\lambda_r + 1/\alpha_{out}$ and $\Delta T_m = (T_{in} - T_{out}) / \ln \left[(T_{in} - T_{air}) / (T_{out} - T_{air}) \right]$.

Most heating elements emit heat by convection and radiation. Radiators, however, combine both modes of transmission, while convection remains generally important [2]. It is the heat transfer coefficient by convection between the external surface of the radiator and the air α_{out} , that can express this phenomenon, although this latter can be written as:

$$\alpha_{out} = \alpha_{ray} + \alpha_{cv} \quad (5)$$

This latter quantity depends on the thermal characteristics of the flow (flow regime, convection type, etc.) and the thermophysical of the water circulating inside the radiator, and the geometry of the radiator. The heat transfer coefficient by convection can be written as:

$$\alpha_{cv} = Nu \lambda_a / h \quad (6)$$

2.1.2 Transmission by radiation

We consider that heat exchange by radiation is limited between the external surface of the radiator in front of the wall and the wall surface, and the quantity of heat flow by radiation is summarized in a single flux. Considering the **radiator-wall** system, which is as shown in Figure 2, the total energy balance can be written as the sum of energy by radiation, convection or conduction, then we can write:

$$Q_{tot} = Q_{cd} + Q_{cv} + Q_{ray} \quad (7)$$

For the air flowing between the radiator and the wall, the heat gained by the wall is:

$$Q_a = Q_{tot} - Q_{cd} \quad (8)$$

Knowing that the heat flux transmitted by conduction through the wall can be written:

$$Q_{cd} = \lambda_w A(T_{w1} - T_{w2})/\delta_w \quad (9)$$

If we adopt the heat flux provided by the passage of a flow (m) through the radiator is:

$$Q_{tot} = m Cp (T_{in} - T_{out}) \quad (10)$$

So, the total energy balance gained or won by the air based on the heat flux produced by the radiator, which is written as the sum of the last two equations:

$$Q_a = K_i A \Delta T_m = m Cp (T_{in} - T_{out}) - \lambda_w A(T_{w1} - T_{w2})/\delta_w \quad (11)$$

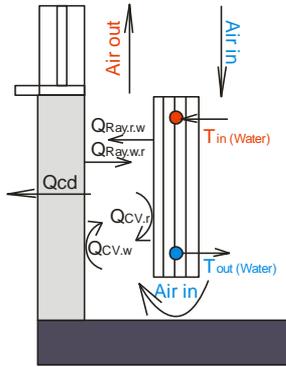


Figure 2. Thermal Balance system (Radiator-Wall)

2.2 Parallel flow to a flat surface or circular tube

In Eq. (6), the heat transfer coefficient by convection is a function of the dimensionless *Nusselt number* (Nu), which is given by experimental correlations. In the case of a vertical flat plate where convection is natural, the *Nusselt number* is given as a function of the *Rayleigh number* that is the product of two dimensionless numbers Grashoff and Prandtl [5] as follows:

$$Nu = 1.10 (Gr Pr)^{0.17} \text{ for } 10 < Ra < 10^4 \quad (12)$$

$$Nu = 1.48 (Gr Pr)^{0.24} \text{ for } 10^4 < Ra < 10^8 \quad (13)$$

$$Nu = 1.16 (Gr Pr)^{0.32} \text{ for } 10^8 < Ra < 10^{12} \quad (14)$$

where, Grashoff number is:

$$Gr = g \beta (T_{sur} - T_{air}) L_w^3 / \nu^2 \quad (15)$$

In the case where the convection is forced or mixed, the *Nusselt number* is given as a function of the *Reynolds number* which allows us to say that the flow is turbulent or laminar:

$$Re = V L_w / \nu \quad (16)$$

The *Nusselt number* is given in this case as follows:

$$Nu = 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} \text{ (Mixed convection)} \quad (17)$$

$$Nu = 0.0296 Re^{4/5} Pr^{1/3} \text{ (Forced convection)} \quad (18)$$

The above equations are applicable when $0.6 < Pr < 60$.

2.3 Forced flow around an obstacle

The external air flow is perpendicular to the axis of circular tube which is an obstacle to flow, it is the case –A– of our study (Table 1), an experimental correlation has been proposed for this type of problem by *Hilpert* in 1993 [17-21]:

$$Nu = 0.43 + 0.53 Re^{1/2} Pr^{0.31} \text{ for } Re \in [1; 4000] \quad (19)$$

$$Nu = 0.43 + 0.193 Re^{0.618} Pr^{0.31} \text{ for } Re \in [4000; 40000] \quad (20)$$

$$Nu = 0.43 + 0.265 Re^{0.805} Pr^{0.31} \text{ for } Re \in [40000; 400000] \quad (21)$$

If we consider a series of non-circular obstacles of different geometries and external diameter (d). The convection coefficient (α_{out}), is an average value for all tube. This coefficient is given by the general formula:

$$Nu_d = C Re^m Pr^{0.35} \quad (22)$$

where, the variables m and C are recapitulated in Table 1, [22].

Table 1. Numerical values of variables c and m for the formula (22)

Case	Geometries	Red	c	m
		Equations 19-20-21		
a	→ ○ d	5 10 ³ to 10 ⁵	0.250	0.588
b	→ ◇ d	2.5 10 ³ to 8 10 ³	0.180	0.699
c	→ □ d	5 10 ³ to 10 ⁵	0.104	0.675
d	→ ○ d	2.5 10 ³ to 1.5 10 ⁴	0.250	0.612
e	→ ○ d	3 10 ³ to 1.5 10 ⁴	0.096	0.804
f	→ ○ d	5 10 ³ to 10 ⁵	0.156	0.683
g	→ ○ d	5 10 ³ to 1.95 10 ⁴	0.162	0.683
		1.95 10 ⁴ to 10 ⁵	0.039	0.782
h	→ d	3 10 ³ to 2 10 ⁴	0.264	0.66
i	→ d	4 10 ³ to 1.5 10 ⁴	0.232	0.731
j	→ △ d	3 10 ³ to 2 10 ⁴	0.246	0.61

2.4 Thermal coefficient of performance (COP).

To characterize the efficiency of a heat pump, it is considered, the heating coefficient of performance as the quotient of the heat generated (heat generated) by the work done (energy input to the system). If we consider that (T_h) is the hot reservoir temperature or heat source and (T_c) is the cold temperature or cold source reservoir, we can write the *COP* as:

$$COP = Q/W = T_h / (T_h - T_c) \quad (23)$$

3. INFLUENCE OF THE TEMPERATURE OF THE OUTSIDE AIR (T_a) ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT BY CONVECTION (α_{con})

The heat transfer coefficient by convection (α_{con}) increases with increasing the difference mean logarithmic temperature, which is as shown in Figure 3.

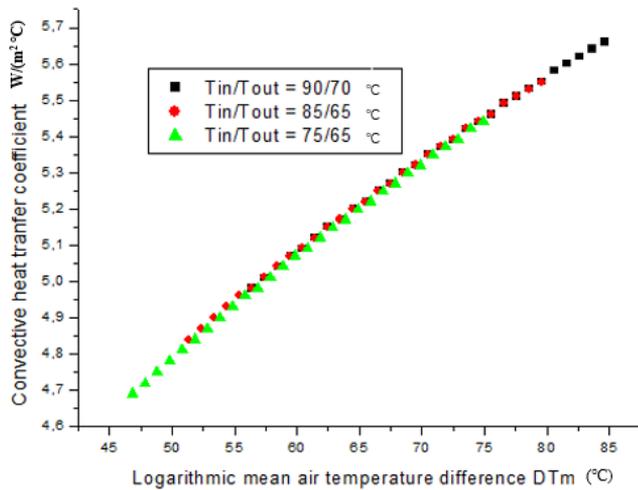


Figure 3. Variation of the heat transfer coefficient by convection α_{con} with the difference of logarithmic mean temperature

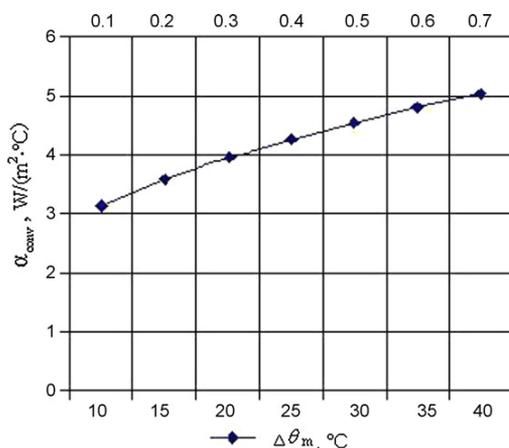


Figure 4. Variation of the heat transfer coefficient by convection α_{con} with the mean temperature difference. Case of a vertical plate flat of $L_w = 0.6m$ [5]

This implies that (α_{con}) increases with decreasing the temperature of air brought from outside to inside the room for all cases of type of hot water supply system. The heat

transfer coefficient by convection (α_{con}), reaching maximum values when the hot water supply system is: 90 °C/70 °C, then (85 °C/65 °C), and finally (75 °C/65 °C), i.e. (α_{con}), increases with the increase of the hot water inlet temperature to the radiator (T_{in}). The results are consistent with the results obtained by *Myhren and Holmberg (2009)*, which are shown in Figure 4.

Figure 5 shows that the heat that must be provided to the local is therefore equal to the thermal power of the radiator, it increases simultaneously with the logarithmic mean temperature difference i.e. with decreasing the temperature of supply air coming from the outside, which implies a more consumption energy.

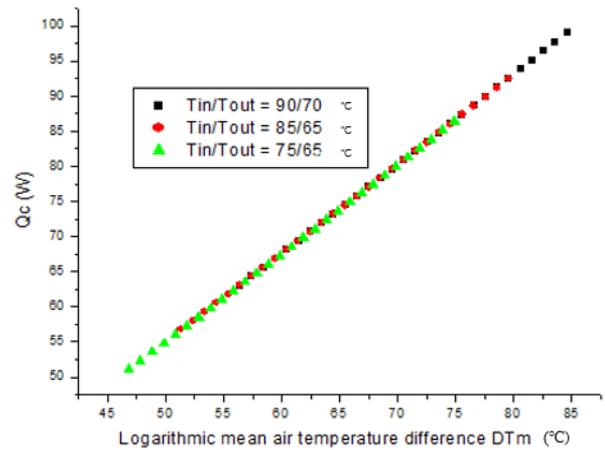


Figure 5. Change in the thermal power of the radiator with the logarithmic mean temperature difference

What makes the system uneconomical. This directly affects the performance of the installation. For analogical reasons between a Heat Pump and a heating system, it is clear that the *COP* decreases with decreasing temperature of the cold source in all cases. Installation must consume more energy to fight against the quantity of cold caused by the intake of outside air, which increases the costs of installation and makes it very expensive.

4. INFLUENCE OF THE OUTSIDE AIR TEMPERATURE (T_{air}) ON THE COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP)

The *COP* increases with decreasing of back temperature to the heat source. Also, by analogy with the heating system, the installation must have a very adequate or optimal *COP* if we reduced the outlet temperature of the radiator (T_{out}) as possible. Practically, it means that the radiator has transferred all its heat energy in the room, which increasing the emissive efficiency of the installation. The efficiency increases if we can decrease the temperature at the inlet of the radiator at ($T_{in}=75$ °C instead of 85 °C), by setting the outlet temperature at ($T_{out}=65$ °C). We also found that if the output temperature of the hot source is reduced, the *COP* increases. The same result is obtained if we can decrease the temperature at the inlet and at the outlet of the radiator in the same time. Practically, it means that we have economized energy and fuel costs, which makes the system economic.

As shown in Figure 6, the same previous remarks are true, we also note that the coefficient of performance of the *HP*, decreases with increasing difference temperature between the

hot source and the cold source ($T_h - T_c$), it means to have a high *COP*, we must decrease the difference temperature between the heat source and the cold one ($T_h - T_c$). By combination with the heating system, the installation must consume less energy for combustion and reduce exploitation costs, to make an economic system. Noting also that, work temperatures of existing boilers are generally limited to 75°C , in low and very low temperature since housing is now very well insulated and therefore don't necessities for high temperatures. From these results, it can be concluded that to improve the performance of a heating system, the heat exchange quantity between the external surfaces of radiator and the ambient air into the room to be heated must be maximally elevated. This may be obtained if we increase the inlet hot water temperature to the radiator (T_{in}) as a result the heat transfer coefficient by convection (α_{con}). Practically it means, we will increase the fuel consumption boiler, which makes the installation uneconomical and directly affects the performance of the installation. A radiator outlet temperature (T_{out}) very low as possible helps the radiator to cede all its calorific heat in the room. Finally, as seen in Figure 6, the best *COP* in all cases is the last one ($T_{in}/T_{out}=75^\circ\text{C}/40^\circ\text{C}$) which is decreased the temperature of the outlet of the hot source up to $T_h=57.5^\circ\text{C}$, where the *COP* is equal to $6,8 > 5$ (very adequate).

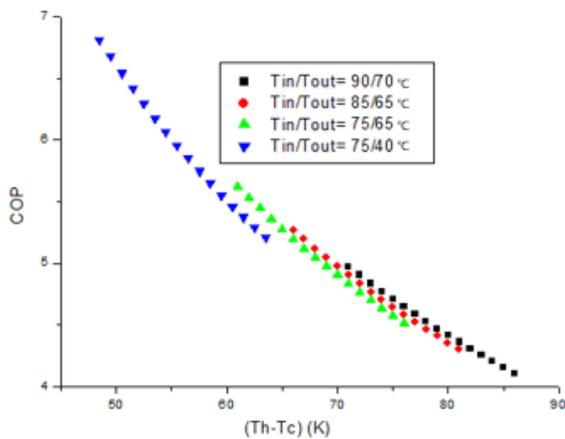


Figure 6. Variation of the coefficient of performance of a heat pump versus the temperature difference between the hot source and the cold source ($T_h - T_c$)

The present study is an attempt to answer the following question; what is the best tube geometry to increase the heat exchange coefficient by convection, in our case, of cross air flow?

5. INFLUENCE OF TUBE GEOMETRY ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT BY CONVECTION (α_{con}) FOR A CROSS AIR FLOW

As shown in Figure 7, that the heat transfer coefficient by convection (α_{con}) is higher respectively in case: *i*, then *e*, *h*, *c*, *d*, *j*, *a*, *b*, *g*, and *f*, (see Table.1). But we must never forget that the circular tube is absolutely the best in the internal fluid flows, knowing that in our case the hot water circulates inside the tubes and plays a major role in the transfer of heat. This is why we have selected geometry “E”, where the tube assumes an elliptical and not circular form, because the pressure inside the elliptical tube is very moderate.

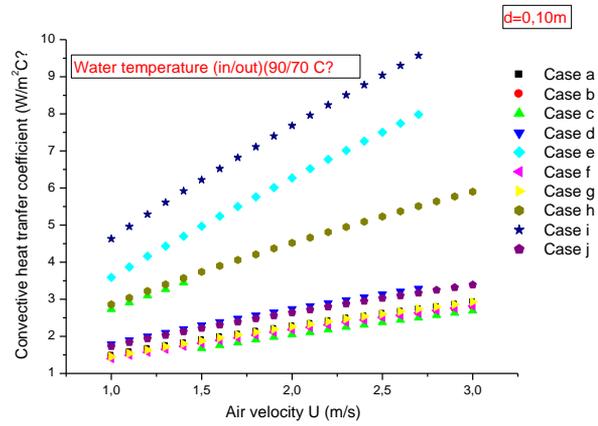


Figure 7. Comparison of convective heat transfer coefficient α_{con} for different tube geometries in case of a crossflow

6. APPLICATION OF CODE CFD FLUENT

In this part, we chose the code *Fluent* (marketed by *Fluent Incorporated version 6.3*); this last answer to our computing needs.

6.1 Study objectives

We will study in (2D), a radiator ventilated perpendicularly (cross flow). Consisting of three (03) parallel rows of steel tubes, which are arranged in staggered form. In this study, we want to achieve the following goals:

- (1) Realization of a numerical simulation (2D) of air movement between tubes of radiator by detailing predictions profiles of temperature and velocity vectors. And see in which case there may be an optimal heat exchange, reaching maximum temperature in exit air of radiator; by varying the shape of tubes, circular or elliptical, then the distance between axes of the same tubes.
- (2) Application of *CFD Fluent, (k-ε) standard* model, with different meshes to study the stability of results in relation to density of the grid.
- (3) Judging the aptitude of *CFD Fluent*, to describe the movement of air between axes of the radiator tubes.

6.2 Geometry

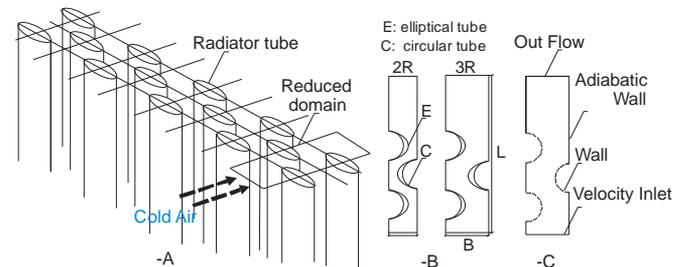


Figure 8. Reduced calculation domain (A), Form geometries (B) and boundary conditions (C)

In terms of material, shape and appearance, the radiator is made up of three (03) parallel rows of steel tubes, immersed in a fluid flow which is air directed perpendicularly to their axis. The tubes are arranged in staggered rows (triangular), remote by an equal step longitudinal and transversal ($B = 2R$)

in first time, with a shape of circular then elliptical tube, where the ellipses eccentricity $e = 0.7$, in second time the longitudinal step ($B=3R$), with the same transversal step ($2R$), for the same two forms of tubes. A simplification may be achieved by reducing the total geometry of the domain, to reduce the time of calculation (Figure 8-A).

6.3 Geometry reduction

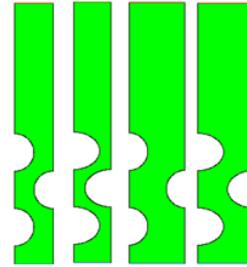
Symmetry is noticed between the axes of tubes which makes the study of all the radiator reduced in a study of a partial domain as it is shown in Figure 8-B, for raisons to reduce calculation time. The reduced computational domain was numerically studied in two dimensions (**2D**) with FLUENT and the turbulence model ($k-\epsilon$ standard, in using four types of geometries, characterized by the type of tube of radiator: circular (**C**) or elliptical (**E**) and longitudinal (1: means equal at $2R$, 2: equal at $3R$), or transversal pitch of tubes. Near-wall treatment, a standard wall-function is applied, and two cases are existing: $U^+ = y^+$ (Cellule center p existing in the laminar sub layer), or, $U^+ = \frac{1}{K} \ln(Ey^+)$ (Cellule center p existing in the logarithmic zone), with $K = 0,42$ Von Karman constant and $E = 9,81$.

For each geometry form we varying mesh by edges: **B** and **L**, (see Figure 8-B), to check for stability results (see: study of stability of results), where we have: C1-1330x190, C1-1330x95, C1-665x190, C1-444X190, C2-1330x285, C2-1330x143, C2-665x285, E1-1330x190, E1-1330x95, E1-1330x48, E2-1330x285, E2-1330x95, E2-1330x71. The mesh is detailed below.

6.4 Meshes

In the code **Fluent**, creating geometry and mesh are made under the package «**Gambit**». They are three types of meshes from the perspective of the cell shape: triangular mesh, quadratic mesh, and mixed (triangle/quads).

Numerical instabilities can be also caused by the triangular shape of the mesh cells [23]. Using a triangular mesh induce a surplus in the number of cells compared with quadrilateral cells, hence the need for more resources and computing time [24-26]. So, we chose quadrilateral cells compared to triangular cells, for spacing between the nodes ranging from 10^{-4} m, to $4 \cdot 10^{-4}$ m along all borders surrounding the computational domain, Figure 9.



Form A: C1-1330x190, B: E1-1330x190, C: C2-1330x285, D: E2-1330x95

Figure 9. Representation of meshed forms

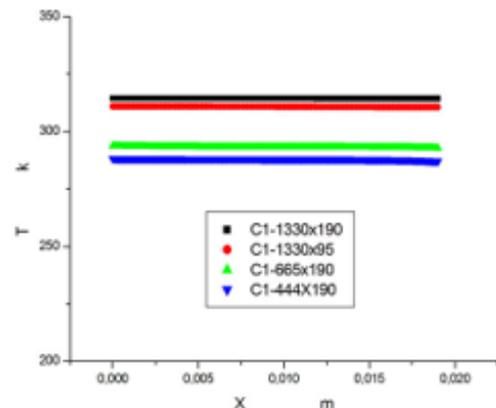
The number of meshes and nodes used as well as any details are summarized in Table 2.

Table 2. Mesh details

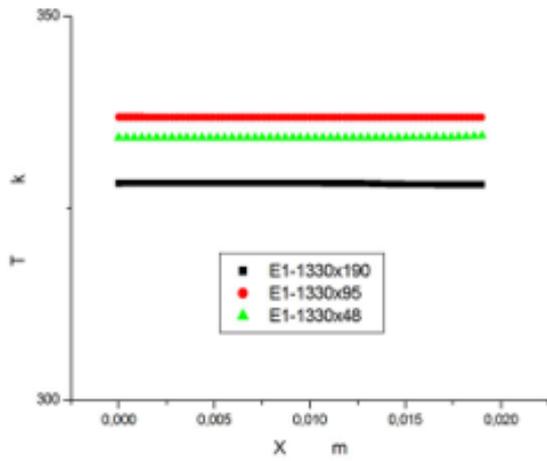
Mesh codification	Quadrilateral cells number	Number of nodes in the tube surface	Input or output nodes number	Interior domain nodes number	Number of nodes in the rest of domain
C1-1330x190	209671	894	190	417660	2090
C1-1330x95	185344	894	95	369101	2090
C1-665x190	59064	447	190	117192	1045
C1-444X190	28940	297	190	57193	697
C2-1330x285	336209	894	285	670641	2090
C2-1330x143	275548	894	143	549461	2090
C2-665x285	97904	447	285	194777	1045
E1-1330x190	192933	1080	190	384091	2090
E1-1330x95	169842	1080	95	338004	2090
E1-1330x48	139123	1080	48	276613	2090
E2-1330x285	318765	1080	285	635660	2090
E2-1330x95	229481	1080	95	457282	2090
E2-1330x71	197696	1080	71	393736	2090

6.5 Stability studies of results (Tests of effect of the mesh on solution)

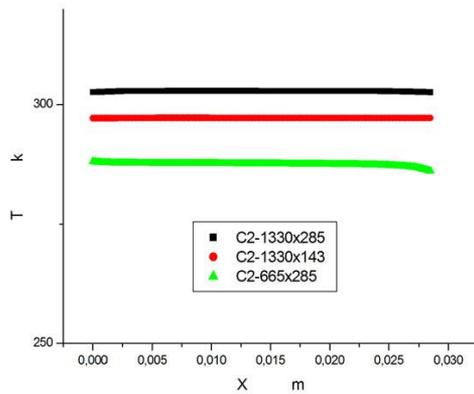
The study of the effect of mesh on solutions is to compare numerical results using different numbers of nodes; to seek the stability of the results, where we changed the mesh size in the mesh geometry. We noticed that the code **Fluent** with ($k-\epsilon$ standard model, with important size mesh is able to provide quickly an estimation of the flow, both about its structure than intensity. In addition, the results obtained by the code **Fluent** with ($k-\epsilon$ standard model, with important size mesh or enough fine, are in very good agreement, as well as for the magnitude of temperature as that of velocity.



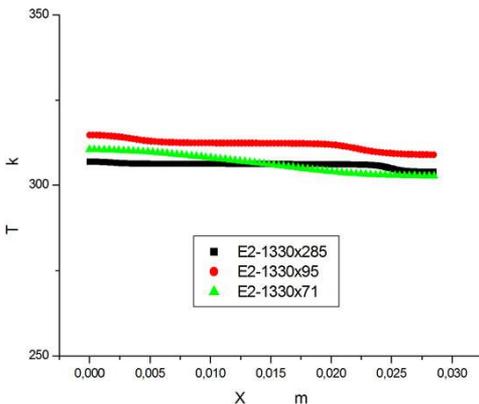
Form (A)



Form (B)



Form (C)



Form (D)

Figure 10. Stability study of Results, temperature profiles in the position $y = 0.133$ m, with different meshes for different forms

Figures 10 shows the temperature profiles at the outlet of the computational domain, at position $y = 0.133$ m, with different meshes (m) for different forms. It was noted that the magnitude of velocity of mean flow is more sensitive to mesh than the magnitude of temperature, which characterizes the energy. With reference to temperature profiles; almost identical solutions are obtained with all the meshes, but the

maximum temperature values obtained in all cases must be corresponded at velocity values closer as possible, that's why we chose the following meshes: $C1-1330 \times 190$ for form **A**, $E1-1330 \times 190$ to form **B**, $C2-1330 \times 285$ for form **C**, and $E2-1330 \times 95$ for form **D**. (Table 3). Therefore, these meshes were used for the different simulations studied which will be presented below.

Table 3. Results of the stability study - maximum values of velocity (m/s) and temperature (K)

Type of geometry	Mesh Codification (In meters)	Maximum values of:	
		Velocities m/s	Temperatures K
A	C1-1330x190	3,99797	314,406
	C1-1330x95	4,09189	310,864
	C1-665x190	2,62889	293,572
	C1-444x190	2,17218	288,039
B	E1-1330x190	3,80508	328,242
	E1-1330x95	7,5438	336,837
	E1-1330x48	6,4038	334,401
C	C2-1330x285	3,0230	302,878
	C2-1330x143	8,50871	297,223
	C2-665x285	2,22688	288,024
D	E2-1330x285	3,19391	306,877
	E2-1330x95	3,52166	314,689
	E2-1330x71	4,67824	310,415

This comparison between the predictions of temperature profiles shows that the code *CFD (k-ε) standard model* can provide a sufficient level of detail and this for simulation time remaining definitely long, especially in the case of sufficiently fine meshes.

6.6 Boundary conditions

In our work, a study of four (04) full-scale models of a partial portion of a tube radiator is effected, which the flow is assumed to be two-dimensional, with the same boundary conditions, in the entrance domain, a type of condition "velocity inlet" and *(k-ε) standard model* of turbulence with empirical constants: $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $C_{\mu} = 0.09$ (Launder and Spalding, 1974), turbulent Prandtl number $\sigma_{\epsilon} = 0.85$, turbulent Prandtl numbers associated at k and ϵ respectively $\sigma_k = 1$, and $\sigma_{\epsilon} = 1.3$, are considered; the air velocity at the entrance is $U_{in} = 2$ m/s, at a constant and uniform temperature $T_{in} = 273$ K. The surface temperature of the external walls of the tubes are constant and uniform and maintained at $T_p = 353$ K. Where we have not considered the spatial variations of temperature on the walls, for reasons of simplification. While the other walls of the domain are supposed adiabatic. On exit of the domain, a condition type "outlet" was considered. Types of borders surrounding the numerical domain study are shown in Figure 8-C.

7. TREATMENT OF RESULTS

The results obtained in terms of predicting of the flow and temperatures profiles and air velocities using the code *FLUENT* with *(k-ε) standard model*, are presented in Figures 11.

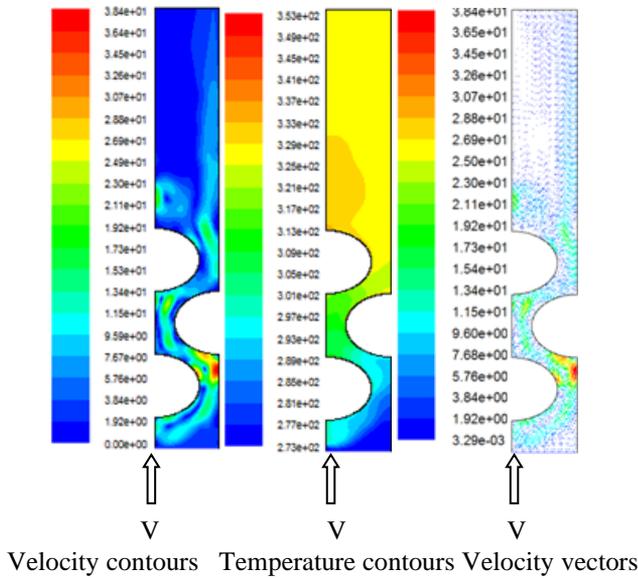


Figure 11. Velocity contours, temperature contours in the case of form B: E1-1330x190

7.1 Velocity profiles

Unlike into the cavities flows, the air flow velocity inside the domain near the air inlet is high and decreases as one moves away from this last. The velocity is minimum at the entrance of domain and reached maximum values between the tubes (this phenomenon is observed in all the results). We noticed a large number of velocity contours near tubes which means that several phenomena exist around it especially for forms C and D.

7.2 Velocity vectors

Figure 11 shows the type of results obtained by the code *Fluent*. It presents the appearance of flows obtained using this model to the fourth meshes. The inlet air jet strikes directly and perpendicularly the first tube opposite, since it is observed a parallel flow upstream of the tube, then the jet breaks out in different directions in space to give rise to a disorderly circulation inside the domain and a birth of a turbulent flow, and air does not follow the geometry of the domain, for this reason the flow is off in the middle and not circular. Downstream of the tubes, air does not follow the geometry of the domain too (not a parallel flow) at least for forms C and D.

7.3 Temperature profiles

The large temperature difference between walls tube and air at the entrance reveals several phenomena; that's why we noticed a significant number of temperature contours near the tubes, which means a large temperature variation, this situation is observed in all results. A red contour corresponds to a high temperature at the output of domain means a great temperature variation in this last, this, is observed for form B. Hence, in other cases (forms A, C and D), temperature variations are relatively low at the outlet, Figure 11. So, the range of variation of the highest temperature is that observed for form B. Globally, we see that all simulations underestimate recirculation.

7.4 Comparison of different forms

The observation of the air temperature profiles along the horizontal line at the exit of the domain at position $y=0.133\text{m}$, to the different forms, the influence of geometry on the air temperature, and it is clear that the geometry of form B (elliptical tube) has the highest temperature along the horizontal line $y=0.133\text{ m}$, which means that the form B, is the best solution to have highest temperatures air at the outlet of the radiator, (Figure 12).

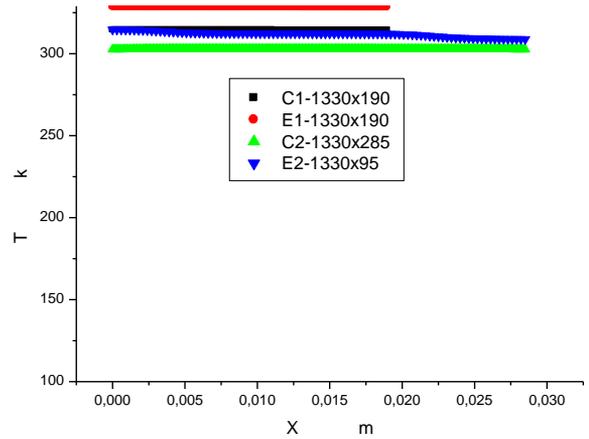


Figure 12. Comparison of temperature at $y = 0.133\text{ m}$, for different forms and different meshes

7.5 Heat exchange and final design

Consider a countercurrent heat exchanger with two concentric tubes (methodic), the air flows are separated by a very good heat-conducting metal wall. The heat losses are assumed to be negligible (the external tube is well insulated and $Q_h = Q_c$), and the heat flow is in steady-state. Call m_c and Cp_c respectively the mass flow and specific heat capacity of the cold air, and m_h and Cp_h , respectively mass flow and the specific heat capacity of hot air.

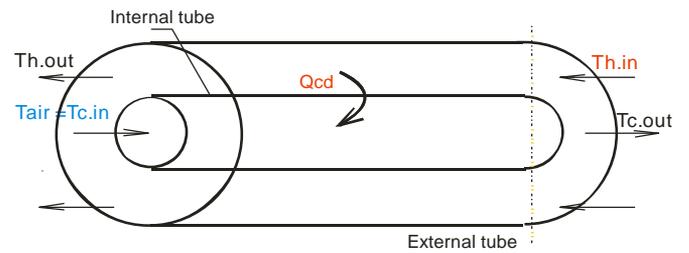


Figure 13. Representation of different flows in the heat exchanger

Assuming that the thermophysical properties are constant in the heat exchanger, which is as shown in figure 13. The used hot air in the premise pass into the annular passage and cold fresh air passes through the circular central tube. Q is the thermal power exchanged between the two fluids through the surface A_e , it can be calculated either by a global enthalpy balance of fluids:

$$Q = m_h C_{p_h} (T_{h.in} - T_{h.out}) = m_c C_{p_c} (T_{c.out} - T_{c.in}) \quad (24)$$

where, $m_h C_{p_h}$ and $m_c C_{p_c}$ are the thermal capacity (with subscript h for the hot air and c to cold air). The fluid that has the smallest heat capacity undergoes the most significant temperature changes (it controls the transfer), so if we assume that the heat capacity of cold air is the lower, there will be effective on cold fluid side:

$$E_c = (T_{c.out} - T_{c.in}) / (T_{h.in} - T_{c.in}), 0 \leq E_c \leq 1 \quad (25)$$

which of course is dimensionless, and it should be noted that the definition of E_c takes into account three of the four relevant temperatures, we can have then the temperature at the outlet of the heat exchanger, and recalculate (turbulent flow of air or laminar, plate or vertical tube case) the thermal power supposedly transferred by the air discharged to the outside and draw the graph of the difference in thermal power between the last one and the case without heat exchanger.

7.6 The energy saved with the exchanger

The difference of the quantity of energy with and without heat exchanger increases with the increase of the difference of fresh air temperature between the inlet and the outlet of the exchanger i.e. With the significant increase of air temperature from outside which passes through the heat exchanger where it undergoes a preheating by absorbing a quantity of heat from the discharged hot air to outside through the annular passage of the heat exchanger, which is as shown in Figure 14.

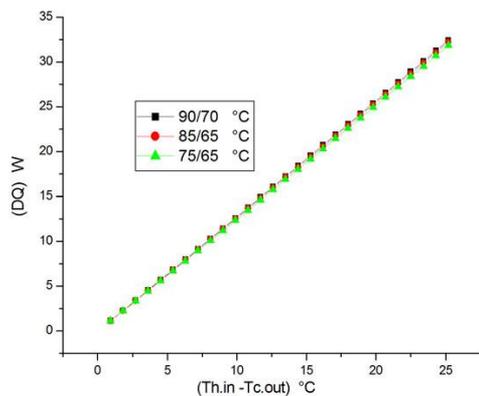


Figure 14. Heat flux saved for heating premise, with and without a heat exchanger according to the temperature rise of fresh air

This quantity of energy is the gain of installation (reduction of the energy consumption necessary for heating). What makes the installation economic and performing. This directly affects the performance of the installation.

8. FINAL DESIGN AND PRINCIPLE OF ECONOMIC VENTILATION-RADIATOR SYSTEM

In the new system is placed a heat exchanger at the opening channel in the wall behind the radiator (Figure 15), which will ensure an absorption of quantity of heat from discharged hot air to outside the room, by the new fresh air brought from outside at low temperatures, where it undergoes a pre-heating, the quantity of heat exchanged is the one that

makes the difference between the ventilation-radiator and the economic ventilation-radiator, after this preheating, air is flowing directly and perpendicular to elliptical tubes of the radiator for ensure a maximum heat exchange, where it undergoes a heating. To that effect, the radiator cedes all its calorific heat in the room and the very lowest possible temperature at the exit of the radiator, (T_{out}). It is achieved without increasing the boiler consumption of fuel or electricity, which characterizes this new system.

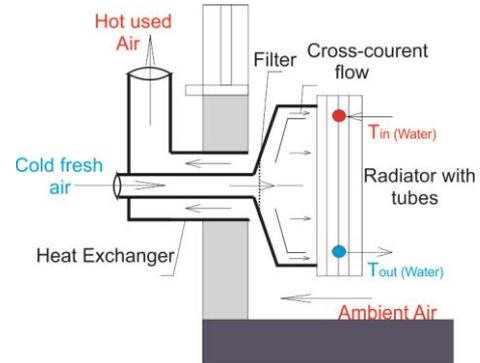


Figure 15. New economic design of ventilation-radiator system

The quantity of heat gained can be extracted from the water circulating in the radiator which is very important in our new system, and water in the exit of radiator can practically achieve a similar temperature of the ambient air in the room. All this affects directly on performance and makes the heating system economic, and efficient. To ensure a correct flow of fresh air brought from the outside passing within the inner tube of the heat exchanger, and the exhaust air discharged from the room flowing through the annular passage of the heat exchanger which acts as a chimney that flowing air from the interior of the local and rejects to outside, this is ensured by the difference in density between the air inside the room and the air outside this last.

9. CONCLUSIONS

The current study focuses on the efficiency of heat emitters (radiators) in the premises. Heat transfer is optimal when it's coefficient by convection (α_{con}) between the air and the walls of the radiator is high, this can be achieved by increasing the inlet temperature of hot water of radiator (T_{in}) for all cases of type of hot water supply system. Practically it means, we will increase the fuel consumption boiler, which makes the installation uneconomical. In the local, heat that must be provided is therefore equal to the thermal power of the radiator; it increases simultaneously with the logarithmic mean temperature difference i.e. with decreasing the temperature of supply air coming from the outside, which implies a more consumption energy. What makes the system uneconomical. For analogical reasons between a Heat Pump and a heating system, it is clear that the COP decreases with decreasing temperature of the cold source in all cases. Installation must consume more energy to fight against the quantity of cold caused by the intake of outside air, which increases the costs of installation and makes it very expensive. This directly affect sits performance. The efficiency increases if we can decrease the temperature at the inlet of the radiator at ($T_{in}=75$ °C instead of 85 °C), by setting the outlet

temperature at ($T_{out}=65\text{ }^{\circ}\text{C}$). We also found that if the output temperature of the hot source is reduced, the *COP* increases. The same result is obtained and the installation has an optimal coefficient of performance for minimum water temperature at the extremities of the radiator (departing and returning hot water). Practically, it means that we have economized energy and fuel costs, which makes the system economic. Additionally, the installation must have a very adequate or optimal *COP* if we reduced the outlet temperature of the radiator (T_{out}) as possible; practically it means that the radiator has transferred all its heat energy in the room. Therefore, to have a high *COP*, we must decrease the difference temperature between the heat source and the cold source ($T_h - T_c$). The installation must consume less energy for combustion and reduce exploitation costs, to make an economic system. The question now is what is the best tube geometry to increase the heat exchange coefficient by convection, in our case of cross air flow? To answer this question, a study in (2D) is effected numerically with *Fluent*; on a partial part of domain (Radiator ventilated perpendicularly (cross flow)), in order principally to see in which case there may be an optimal heat exchange, reaching maximum temperatures in exit air of radiator; by varying the shape of tubes, circular or elliptical, then the distance between axes of these same tubes. We noticed a large number of velocity contours near tubes which means that several phenomena exist around it especially for forms C and D. The inlet air jet strikes directly and perpendicularly the first tube opposite, since it is observed a parallel flow upstream of the tube, then the jet breaks out in different directions in space to give rise to a disorderly circulation inside the domain and a birth of a turbulent flow. The large temperature difference between walls tube and air at the entrance reveals several phenomena; that's why we noticed a significant number of temperature contours near the tubes, which means a large temperature variation, this situation is observed in all results. A red contour corresponds to a high temperature at the output of domain means a great temperature variation in this last, this, is observed for *form B*. Hence, in other cases (*forms A, C and D*), temperature variations are relatively low at the outlet. We can say that the geometry of *form B* (elliptical tube) has the highest temperature along the horizontal line $y=0.133\text{ m}$, which means that the *form B*, is the best solution to have highest temperatures air at the outlet of the radiator, and the elliptical tubes ensure a very high of heat exchange coefficient by convection in cross flow and staggered arrangement tubes. That results in an important *COP* of installation, with reduced costs, which making the system economical and exploitation costs reasonable.

Accordingly, we have proposed a new economic system of the ventilation-radiator system, which is based on the increase of exchange heat at the radiator placed in the room to be heated. The ventilation-radiator system, where the radiator is ventilated by the cold air brought from outside is uneconomical. To this end, we proposed another technique, which is placing a heat exchanger at an opening channel in the wall behind the radiator, that recover heat from the exhaust hot air discharged to outside, by the fresh air brought from outside. The difference of quantity of energy with and without heat exchanger increases with the increase of air temperature from outside which passes through the heat exchanger where it undergoes a preheating by absorbing a quantity of heat from the discharged hot air to outside through the annular passage of the heat exchanger. This

quantity of energy is the gain of installation (reduction of the energy consumption necessary for heating), and this heat flux recovered advantage our system over other heating systems. What makes the installation economic and performing. This directly affects the performance of the installation.

In perspective, and based on the results obtained, this work can be continued on the following fronts:

- Consideration of heat exchange by radiation between the radiator and the facades of the room.
- A study of the outdoor chimney and heat exchanger, as well as the radiator with more than two rows.
- Studies showing the effects of different parameters such as the geometry of the tubes of the heating body, the inclination of the air flow brought back from the outside.
- Study of exchanges and flows if a metal plate is placed at the outer surface of the radiator towards the ambient of the room to create a vertical flow of air just after the heating and to see the influence on the comfort of the occupants.
- An experimental study of an economical radiator-ventilation system with this new design.

REFERENCES

- [1] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2006). Comfort temperatures and operative temperatures in an office with different heating methods. In: Proceedings of the Healthy Buildings, Indoor Climate, Portugal, pp. 47-52.
- [2] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2007). Energy savings and thermal comfort with ventilation-radiators - a dynamic heating and ventilation system. Proceedings of Clima 07, Well-Being Indoors, Finland, p. 110.
- [3] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2007). Summer time cooling with ventilation-radiators. Proceedings of IAQVEC: Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, Japan, p. 236.
- [4] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2008). Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. Journal of Energy and Buildings, 40(4): 524-536. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.04.011>
- [5] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2009). Considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators. Energy and Buildings, 41: 92-100. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.014>
- [6] Myhren, J.A., Holmberg, S. (2011). Improving the thermal performance of ventilation radiators – The role of internal convection fins. International Journal of Thermal Sciences, 50(2): 115-123. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.10.011>
- [7] Elmualim, A.A., Awbi, H.B., Fullford, D., Wetterstad, L. (2003). Performance evaluation of a wall mounted convector for pre-heating naturally ventilated spaces. Int. Journal of Ventilation, 2(3): 213-222. <https://doi.org/10.1080/14733315.2003.11683666>
- [8] Mundt, E., Gustavsson, M., Leksell, P. (1999). Vent-convectore an experimental study. Proceedings of Indoor Air 99. The 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, UK, Vol. 5.
- [9] Holmberg S. (1984). Methods to increase heat transfer from radiators. (In Swedish), Tekniska Meddelanden, 1984: 3.
- [10] Juusela, M.A. (2003). Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort. Guidebook to IEA ECBCS Annex 37. Low Energy

Systems for Heating and Cooling of Buildings, VTT Building and Transport, Espoo.

- [11] Airaksinen, M., Jarnstrom, H., Kovanen, K., Viitanen, H., Saarela, K. (2007). Ventilation and building related symptoms. Proceedings of Clima 2007 Well Being Indoors, Finland, p. 110.
- [12] Eijndems H.H.E.W., Boerstra A.C. (2000). Low temperature heating systems: Impact on IAQ, thermal comfort and energy consumption. Annex 37 Newsletter 1.
- [13] Holmberg, S., Molin, F., Myhren, J.A. (2012). Space heating at low temperature difference between heating unit and ambient air. 9th International Conference on Air Distributions in Room, Coimbra, Portugal, pp. 162-163. <https://doi.org/urn:nbn:se:kth:diva-80002>
- [14] Hasan, A., Kurnitski, J., Jokiranta, K. (2009). A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating. Energy and Buildings, 41(5): 470-479. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.11.016>
- [15] Hesarakı, A., Bourdakı, E., Ploskic, A., Holmberg, S. (2015). Experimental study of energy performance in low-temperature hydronic heating systems. Energy and Buildings, 109: 108-114. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.09.064>
- [16] Shati, K.A., Blakey, S.G., Beck, S.B.M. (2011). The effect of surface roughness and emissivity on radiator output. Energy and Buildings, 43(2-3): 400-406. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.10.002>
- [17] Churchill, S.W., Ozoe, H. (1973). Correlations for laminar forced convection with uniform heating inflow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube. J. Heat Transfer, 95(1): 78-84. <https://doi.org/10.1115/1.3450009>
- [18] Morgan, V.T. (1975). The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders. Advances in Heat Transfer, 11: 199-264. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70075-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70075-3)
- [19] Churchill, S.W. (1976). A comprehensive correlation equation for forced convection from a flat plate. AIChE J. 22(2): 264. <https://doi.org/10.1002/aic.690220207>
- [20] Churchill, S.W., Bernstein, M. (1977). A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow. J. Heat Transfer, 99(2): 300-306. <https://doi.org/10.1115/1.3450685>
- [21] Zukauskas, A. (1987). Convective heat transfer in cross flow. Hand Book of Single-Phase Convective Heat Transfer, Kakaç, S., Shah, R.K., and Win Aung, Eds., Wiley-Interscience, New York.
- [22] Kays, W.M., Crawford, M.E. (1993). Convective Heat and Mass Transfer. 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [23] Hadziabdic, M., Hanjalic, K. (2008). Vortical structures and heat transfer in a round impinging jet. J. Fluid Mech. 596: 221-260.
- [24] Fluent. (1995). Fluent Incorporated. Fluent User's guide- Version 4.3. Fluent Inc.
- [25] Fluent. (2000). Fluent Incorporated. Documentation techniques des logiciels. Fluent.
- [26] Fluent. (2006). Fluent, Inc., Fluent 6.3.26 User's Guide.

NOMENCLATURE

A Heat exchange surface of radiator (m^2).

A_e	Heat exchange surface of exchanger (m^2).
C_p	Specific heat at constant pressure ($J\ kg^{-1}.K^{-1}$).
E_c	Heat capacity of cold air.
G	Gravitational acceleration ($m.s^{-2}$).
k	Turbulent kinetic energy ($m^2.s^{-2}$).
K_t	Overall heat transfer coefficient ($W.m^{-2}.K^{-1}$).
L	Characteristic length of the geometry (m).
L_{per}	Perimeter (m).
M	Flow rate of hot water ($kg.s^{-1}$).
p	Pressure (Pa).
Q	Heat flux (W).
T	Temperature (K)
U^+	Dimensionless velocity
V	Flow velocity ($m.s^{-1}$)
W	Mechanical work absorbed by the compressor (J).
y^+	Dimensionless distance between wall and the first adjacent cellule center (p)

Greek symbols

α	Heat transfer coefficient by convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$).
β	Expansion coefficient at constant pressure (K^{-1}).
ΔT_m	Logarithmic mean temperature difference (K).
δ	Thickness (m).
λ	Thermal conductivity ($W.m^{-1}.K^{-1}$).
μ	Dynamic viscosity ($kg.m^{-1}.s^{-1}$).
ρ	Density ($kg.m^{-3}$).
ε	Rate of turbulent energy dissipation ($m^2.s$)
ν	Kinematic viscosity ($m^2.s$)

Subscripts

a	Air.
C	Circular tube.
c	Cold reservoir or cold source.
cd	Thermal conduction.
cv	Thermal convection.
E	Elliptical tube.
f	Fluid.
in	Inlet of the radiator.
h	Hot reservoir or hot source.
out	Radiator outlet.
r	Radiator.
R	Radius tube.
ray	Radiation.
s	Surface.
tot	Total.
t	Tube.
w	Wall.
1	Front of the radiator.
2	External face of the wall.

Dimensionless number

Gr	Grashoff number.
Nu	Nusselt number.
Pr	Prandtl number.
Ra	Rayleigh number.
Re	Reynolds number.