

Etude des mouvements du fluide autour d'un radiateur de chauffage placé dans un local. (Amélioration de l'efficacité des émetteurs de chaleur dans les locaux d'habitation).

Abdeldjoud Touahria^{1*}, Chérif Bougriou²

^{1,2} Laboratoire de Génie mécanique

^{1,2} Département de Génie Mécanique, Faculté de Technologie, Université de Batna,
rue A. Boukhrouf, 05000, Batna, Algérie
E-mail : touahriaabdeldjoud@gmail.com

Résumé - Dans ce présent travail une étude a été effectuée, pour améliorer l'efficacité des émetteurs de chaleur (*radiateur*) dans les locaux d'habitation. Un nouveau système économique du système de la ventilation de radiateur est proposé, où il se base sur l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), des surfaces externes du radiateur, sans ventiler le corps de chauffe par de l'air froid ramené de l'extérieur, car on a vu, et par combinaison du système de la ventilation de radiateur avec une PAC que, ceci diminue le COP de la PAC, et par conséquent, augmente la consommation de l'installation en énergies (combustion) et rend l'installation de chauffage coûteuse et non économique. À cet effet, une autre technique est proposée, qui remplace l'air froid à des basses températures (dans le système de la ventilation de radiateur) par un ventilateur placé derrière le corps de chauffe.

Mots Clés: radiateur, système de la ventilation de radiateur, coefficient (α_{con}), COP, PAC, la turbulence.

Nomenclature

Kt: Coefficient total 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/m² K).

A : Surface d'échange thermique du radiateur (m²),

ΔT_m : Température moyenne entre la surface d'échange du radiateur et l'air ambiant du local (K). (C°)

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

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

T_{air} : Température d'air ambiant du local (K). (C°).

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

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

$Q_{cv.w}$: La chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du mur,
 Q_{cd} : La quantité de chaleur transmise par conduction à travers le mur.

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). (C°)

m : Débit massique de l'eau chaude (Kg/s).
 C_p : Capacité spécifique thermique (kcal/kgC°)(W.s/kg C°),

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

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

h : hauteur caractéristique du corps de chauffe (m), Nu : nombre de Nusselt.

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

T_{air} : Température d'air loin de la surface (°C),

h : longueur caractéristique de la géométrie (m),

U : vitesse du fluide (m/s),

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

L_{per} : Le Périmètre (m).

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

W : travail mécanique absorbé par le compresseur (Énergie apportée au système).

T_c : La température du réservoir chaud ou source chaude (K),

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

g : Accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$

Symboles grecs

λ_{air} : Conductivité de l'air (0,025 w/m K). (kcal/mhc°),

λ_w : Conductivité du mur (w/m K).

λ_r : Conductivité du radiateur (surface) (w/mK);

δ : Épaisseur du mur extérieur d'échange thermique du radiateur (m2) ;

α_{in} : Coefficient d'échange thermique par convection interne entre l'eau circulant et la surface interne des tubes du radiateur (w/m2 K).(kcal/m2hc°)

α_{out} : Coefficient d'échange thermique par convection externe entre la surface externe des tubes du radiateur et l'air ambiant (w/ m2K). (Kcal/m2hc°)

β : Coefficient de dilatation à pression constante ($\beta = 3,73 \cdot 10^{-3} (1/^\circ C)$),

ν : viscosité cinématique du fluide ($\nu = 1,83 \cdot 10^{-5} (m^2/s)$).

Nombres adimensionnels

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

Gr : Nombre adimensionnel de Grashof

Nu : Nombre adimensionnel de Nusselt

Re : Nombre adimensionnel de Reynolds

Ra : Nombre adimensionnel de Rayleigh

Indices et exposants

w mur

r Radiateur

1. Introduction

L'étude des phénomènes intervenant dans les écoulements 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, et conduction qu'on peut le trouver au niveau des surfaces externes du radiateur et des murs du local. Le système d'équation gouvernant l'écoulement 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 champ CFD. Mais on peut estimer des rapports entre les termes des équations de Navier-Stokes dans chacun des modes de convection pour former des nombres adimensionnels, l'utilisation de ces grandeurs adimensionnelles transforme et simplifie les équations de Navier-Stokes, et permet de discuter selon le cas, les résolutions des équations de Navier-Stokes. Dans chacun de cas les nombres adimensionnels peuvent donner une idée générale du type de la convection et le mode d'écoulement.

Dans ce travail, 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 les types d'écoulements (laminaires, ou turbulents), sur une plaque plane verticale, ou circulaire, et la même chose pour quelques écoulements autour d'obstacles de géométrie différentes, pour but d'améliorer l'efficacité des émetteurs de chaleur (*radiateur*) dans les locaux d'habitation. À cet effet, nous avons proposé un nouveau système économique du système de la ventilation de radiateur avec une nouvelle technique, qui remplace l'air froid à des basses températures (dans le système de la ventilation de radiateur) par un ventilateur placé derrière le corps de chauffe. Cette technique se

base sur l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), des surfaces externes du radiateur, sans ventiler le corps de chauffe par de l'air froid ramené de l'extérieur, car on a vu, et par combinaison du système de la ventilation de radiateur avec une PAC que, ceci diminue le COP de la PAC, et par conséquent, augmente la consommation de l'installation en énergies (combustion) et rend l'installation de chauffage coûteuse et non économique.

2. Ventilation du radiateur

2.1. Combinaison entre une (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 de les 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 se situe 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. (Figure 1-Gauche).

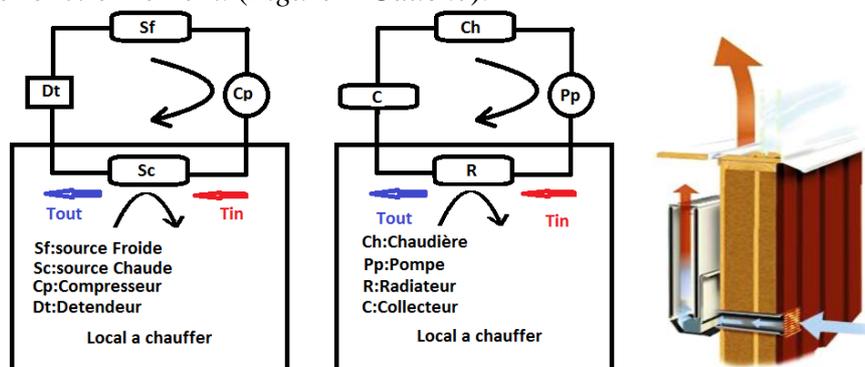


Figure 1 : Gauche : Combinaison entre une PAC et un système de chauffage classique.
Droite : Sketch du système de la ventilation du radiateur.

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

1.1.1 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, 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 extraire de l'eau circulant dans le radiateur, et l'eau à la sortie du radiateur ventilé peut théoriquement atteindre une température similaire de l'air ambiant dans le local et peut être inférieure ça dépend du débit d'eau circulant dans le radiateur. (Figure 1- Droite). [1].

3. Mise en équations de l'écoulement

Dans cette étude le processus de transfert de chaleur est assuré principalement par la convection. Les équations gouvernantes l'écoulement sont : l'équation de continuité, l'équation de l'énergie, et les équations de *Navier Stokes* dans le cas d'un régime permanent, où la densité (ρ) vérifie

l'hypothèse de boussinesq et l'air est considéré comme un fluide newtonien, incompressible (ou isochore), et obéir la loi de gaz parfait, où la masse volumique est considérée constante.

3.1. 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/ou par rayonnement.

3.1.1. Transmission par convection.

Pour le cas des radiateurs dans le cas classique, la convection est naturelle (libre) et l'échange de chaleur est responsable du mouvement. La chaleur transmise par convection au niveau de la surface extérieure du radiateur vers l'air ambiant est : $Q_{cv,r}$, est considérée comme une puissance produite par le passage d'eau à travers le radiateur après avoir perdu la quantité de chaleur dans le local chauffé par convection, en passant de (T_{in}) à (T_{out}) . (Figure. 2). Cette quantité de chaleur peut être calculée avec la formule suivante :

$$P = Q_{cv,r} = Kt.A.\Delta T_m \quad (1)$$

$$\text{Où: } 1/Kt = 1/\alpha_{in} + \delta/\lambda_r + 1/\alpha_{out}, \quad \text{Et: } \Delta T_m = (T_{in} - T_{out}) / \ln(T_{in} - T_{air} / T_{out} - T_{air})$$

La plupart des corps de chauffe émettent la chaleur par convection et par rayonnement. Les radiateurs, en revanche, associent les deux modes de transmission, bien que la convection reste en général plus importante. [2]. 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 :

$$\alpha_{out} = \alpha_{Ray} + \alpha_{Cv} \quad (2)$$

dans une proportion qui dépend des caractéristiques physiques de l'écoulement (régime d'écoulement, type de convection ...), et des paramètres physiques de l'eau circulant à l'intérieur du radiateur, ainsi que de la géométrie du corps de chauffe eu même. Le coefficient d'échange thermique par convection peut s'écrire comme :

$$\alpha_{out} = Nu.\lambda_{air} / h \quad (3)$$

3.1.2. Transmission par rayonnement.

On va considérer que l'échange thermique par rayonnement est 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. Si on considère le système **radiateur- mur** (voir Figure.2). Le bilan énergétique total s'écrit comme étant la somme des énergies soit par rayonnement, convection, ou conduction, alors on peut écrire :

$$Q_{tot} = Q_{cd} + Q_{cv} + Q_{Ray} \quad (4)$$

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

$$Q_{air} = Q_{tot} - Q_{cd} \quad (5)$$

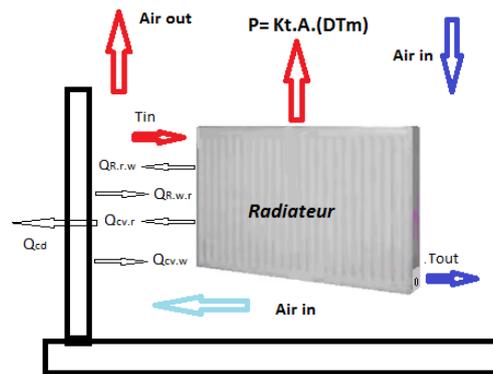


Figure 2 : Balance thermique du système (Radiateur-Mur).

Sachant que la quantité de chaleur transmise par conduction à travers le mur peut s'écrire :

$$Q_{cd} = \lambda_w A / L_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (6)$$

Si on adopte que la quantité de chaleur fournie par le passage d'un débit (m), à travers le radiateur est :

$$Q_{tot} = m \cdot Cp \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (7)$$

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

$$Q_{air} = Kt.A.\Delta Tm = m \cdot Cp \cdot (T_{in} - T_{out}) - \lambda_w A / L_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (8)$$

3.2. Écoulement parallèle à une surface plane ou circulaire.

Dans l'équation (3), le coefficient d'échange thermique par convection est une fonction du nombre adimensionnel de *Nusselt* (Nu), qui est donné par des corrélations expérimentales. Dans le cas d'une plaque plane verticale où la convection est naturelle, *Nusselt* est donné en fonction du nombre de *Rayleigh* qui est le produit des deux nombres adimensionnels *Grashof* et *Prandtl*, [1]. Comme suit :

$$Nu = 1.10 \cdot (Gr.Pr)^{0.17} \quad \text{quand : } 10 < Ra < 10^4 \quad (9)$$

$$Nu = 1.48 \cdot (Gr.Pr)^{0.24} \quad \text{quand : } 10^4 < Ra < 10^8 \quad (10)$$

$$Nu = 1.16 \cdot (Gr.Pr)^{0.32} \quad \text{quand : } 10^8 < Ra < 10^{12} \quad (11)$$

Où, *Grashof* est:

$$Gr = g \cdot \beta \cdot (T_{sur} - T_{air}) \cdot h^3 / \nu^2 \quad (12)$$

Dans le cas où la convection est forcée ou mixte, *Nusselt* est donné en fonction du nombre de *Reynolds* qui nous permet de dire que l'écoulement est turbulent ou laminaire.

$$Re = U \cdot L / \nu \quad (13)$$

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

$$Nu = 0.332 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{Cas de la convection mixte}) \quad (14)$$

$$Nu = 0.0296 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{Cas de la convection forcée}) \quad (15)$$

Ces équations ci-dessus sont applicables quand : $0,6 < Pr < 60$. Dans le cas 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 :

$$Nu = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}, \quad 0,5 < Pr < 10 \quad (\text{écoulement laminaire}) \quad (16)$$

$$Nu = 0.035 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}, \quad 0,6 < Pr < 60 \quad (\text{écoulement turbulent}) \quad (17)$$

3.3.Ecoulement forcé autour d'un obstacle.

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- dans notre étude, une corrélation expérimentale a été proposée pour ce type de problème par *Hilpert en 1993*. [3], [4], [5], Elle s'écrit:

$$Nu = 0,43 + 0.53.Re^{1/2} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [1; 4000] \quad (18)$$

$$Nu = 0,43 + 0.193.Re^{0.618} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [4000; 40000] \quad (19)$$

$$Nu = 0,43 + 0.265.Re^{0.805} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [40000; 400000] \quad (20)$$

Et la corrélation de *davis*, [6], [7] :

$$Nu = 0.86. Re_d^{0.43} .Pr^{0.3} \quad , \text{ quand : } Red \in [0,2; 200] \quad (21)$$

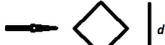
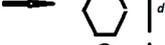
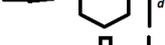
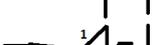
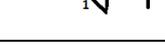
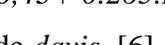
Et la corrélation issue des travaux de *Reiher, Hilpert, Griffiths et Awbery* [6], [7] :

$$Nu = 0.26. Re_d^{0.6} .Pr^{0.3} \quad , \text{ quand : } Red \in [1000; 100000] \quad (22)$$

$$Nu = 0,43 + 0.53.Re^{1/2} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [1; 4000] \quad (23)$$

$$Nu = 0,43 + 0.193.Re^{0.618} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [4000; 40000] \quad (24)$$

Tableau 1 : Tableau résume les variables C et m de la formule (28).

Cas	Géométries	Red	C	m
A		Les équations : 33, 34, 35,36, et 37.		
B		5.10 ³ à 10 ⁵	0,25	0,588
C		2,5.10 ³ à 8.10 ³	0,180	0,699
		5.10 ³ à 10 ⁵	0,104	0,675
D		2,5.10 ³ à 1,5.10 ⁴	0,25	0,612
E		3.10 ³ à 1,5.10 ⁴	0,096	0,804
F		5.10 ³ à 10 ⁵	0,156	0,683
G		5.10 ³ à 1,95.10 ⁴	0,162	0,683
H		1,95.10 ⁴ à 10 ⁵	0,0395	0,782
		3.10 ³ à 2.10 ⁴	0,264	0,66
I		4.10 ³ à 1,5.10 ⁴	0,232	0,731
J		3.10 ³ à 2.10 ⁴	0,246	0,61

$$Nu = 0,43 + 0.265.Re^{0.805} .Pr^{0.31} \quad , \text{ quand : } Re \in [40000; 400000] \quad (25)$$

Et la corrélation de *davis*, [6], [7] :

$$Nu = 0.86. Re_d^{0.43} .Pr^{0.3} \quad , \text{ quand : } Red \in [0,2; 200] \quad (26)$$

Et la corrélation issue des travaux de *Reiher, Hilpert, Griffiths et Awbery* [6], [7] :

$$Nu = 0.26. Re_d^{0.6} .Pr^{0.3} \quad , \text{ quand : } Red \in [1000; 100000] \quad (27)$$

On considère une série d'obstacle non circulaire de différentes géométries et de diamètre extérieur (d). Le coefficient de convection α_{out} , est la moyenne pour l'ensemble du tube. Ce coefficient est donné selon le cas par la formule générale, simplifiée :

$$Nu_d = C.Re^m .Pr^{0.35} \quad (28)$$

Où, les variables C et m sont résumées dans le tableau ci-dessus. [8].

3.4. 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). 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 :

$$COP = Q/W = T_c / (T_c - T_f) \quad (29)$$

3.5. Influence de la température d'air extérieur (T_{air}), sur le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}).

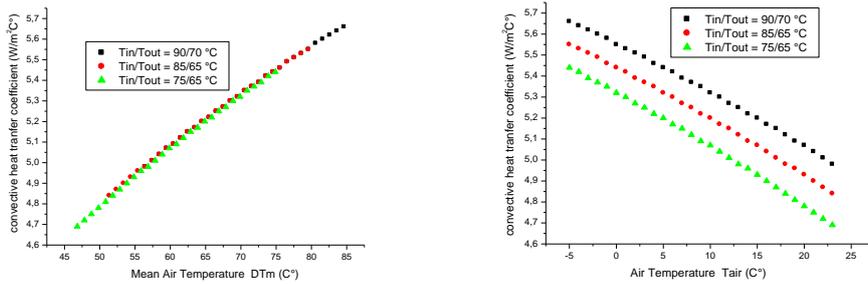


Figure 3 : Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la température moyenne, cas d'un tube circulaire verticale de $h=0.6m$

On voit bien clair dans ce graphe, que (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la température moyenne, ce qui implique que (α_{con}), augmente avec la décroissance de la température d'air ramené de l'extérieur à l'intérieur du local ; dans tous les cas de type de régime d'alimentation d'eau ; mais reste à dire que (α_{con}), atteint des valeurs maximales quand le régime est de $90/70^\circ C$, puis $(85/65^\circ C)$, et enfin $(75/65^\circ C)$, c.à.d. (α_{con}), augmente avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}

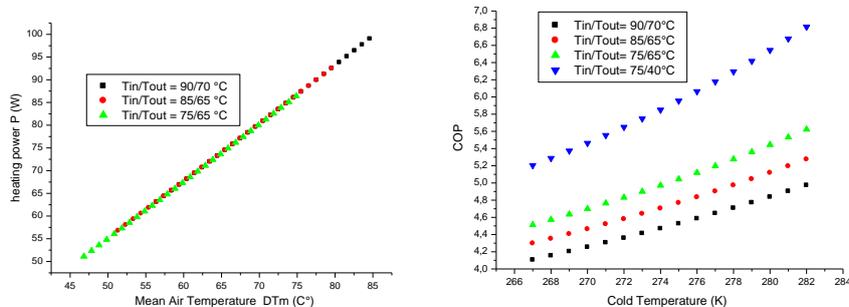


Figure 4 : Gauche - Variation du pouvoir calorifique du radiateur avec la température moyenne, (régime d'alimentation d'eau chaude $90/70, 85/65$ ou $75/65^\circ C$). Droite - Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la température de la source froide.

La (Figure.4-Gauche), montre que la chaleur qu'on doit fournir au local à chauffer qui est par conséquence égale au pouvoir calorifique du radiateur augmente avec l'augmentation de la température moyenne c.à.d. avec la diminution de la température d'air ramené de l'extérieur, alors : une consommation d'énergie de plus. Ce qui rend l'installation non économique, et non performante. Ce qui influe directement à la performance de l'installation. Pour des raisons de combinaison entre une PAC et un système de chauffage. Il est bien clair (Voir Figure.4-Droite), que le COP , se diminue avec la diminution de la température de la source froide dans tous les cas. Et l'installation doit consommer plus d'énergie pour lutter contre la quantité de froid, causé par de

l'air de l'extérieur, ce qui fait augmenter les dépenses de l'installation et rendre le coût d'exploitation très élevé.

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

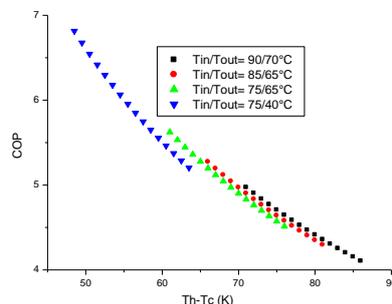


Figure 5 : Variation du coefficient de performance d'une PAC en fonction de la différence de température entre la source chaude et la source froide ($T_h - T_c$) (dont les températures d'entrée et de sortie de la source chaude : 90/70, 85/65, 75/65, et 75/40 °C)

On voit bien aussi, que le COP augmente avec la diminution de la température à la sortie de la source chaude. Aussi, et par combinaison 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 cédée sont énergie calorifique dans le local, ce qui augmente le rendement émissif de l'installation. -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 si on peut diminuer la température à l'entrée et à la sortie du Radiateur le maximum. Pratiquement ça veut dire, qu'on a économisé de l'énergie et du coût du combustible, ce qui rend l'installation économique. Comme nous voyons dans la (figure .5), 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 ($T_h - T_c$), 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 ($T_h - T_c$). Par combinaison avec le système de chauffage l'installation doit consommer moins d'énergie pour que la combustion et le coût d'exploitation vas diminuer, ce qui rend l'installation économique. Notant également que les températures de fonctionnement des chaudières actuelles, généralement limitées à 75°C , qui fonctionnent en basse et très basse température car les logements sont maintenant très bien isolés et ne demande donc plus des températures élevées. Alors et 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 assure : -L'augmentation de la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}). Où le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}) va augmenter. Mais pratiquement ça veut dire, qu'on va augmenter la consommation de chaudière au combustible, ce qui rend l'installation pas économique, et influe directement sur la performance de l'installation. -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. Sans ramener de l'air de l'extérieur à des températures basses pour que l'installation de chauffage ne doive pas consommer plus d'énergie, ce qui fait augmenter les dépenses de l'installation et rendre le coût d'exploitation très élevé.- Une diminution de la température à l'entrée et à la sortie du Radiateur le maximum, en même temps pour avoir un COP très suffisant ou bien, optimal.-Après ses résultats et d'après le principe du

système de la ventilation du radiateur, on peut proposer un modèle d'un nouveau système qui est le système de la ventilation du radiateur économique, qu'on va l'étudier ci après. Finalement, Comme nous voyons dans ce graphe, que le meilleur COP dans tout les cas est le dernier où on a diminué la température de la sortie de la source chaude jusqu'à $57,5^{\circ}C$, où on voit que le COP est égal à $6,8 > 5$ (très suffisant).

3.6.1. Principe du système de la ventilation du radiateur économique.

Dans le nouveau système on place un ventilateur à des vitesses variables, derrière le radiateur menu d'un système de régulation local, qui va aspirer de l'air du local loin du radiateur à des températures basses et le souffler directement vers le radiateur pour l'échauffer. A cet effet là, le Radiateur cède toute sa chaleur calorifique dans le local à chauffer et la très basse que possible température à la sortie du Radiateur (T_{out}) est assurée. Sans augmenter la consommation de la chaudière et rendre le coût d'exploitation élevé. La quantité de chaleur en plus, peut être absorbée ou extraire de l'eau circulant dans le radiateur, est aussi très importante dans notre nouveau système, et l'eau à la sortie du radiateur peut pratiquement atteint une température similaire de l'air ambiant dans le local ça dépend de la température de consigne du système de régulation (ΔT_c) qui est la différence entre la température de l'air ambiant et la température de l'eau à la sortie du radiateur, qu'on doit la fixer à $2^{\circ}C$ jusqu'à $5^{\circ}C$ comme valeur maximale. Reste à avoir quel est le meilleur emplacement du ventilateur au dessous du radiateur (écoulement d'air parallèle), ou derrière le radiateur (écoulement d'air perpendiculaire à l'axe des tubes du radiateur) pour augmenter le coefficient d'échange thermique par convection.

3.7.L'influence du type d'écoulement de l'air (parallèle ou perpendiculaire à l'axe du tube) sur le coefficient (α_{con}), dans des diamètres $d(m)$ varient de $0,10 (m)$ à $0,20 (m)$, avec l'augmentation de la vitesse.

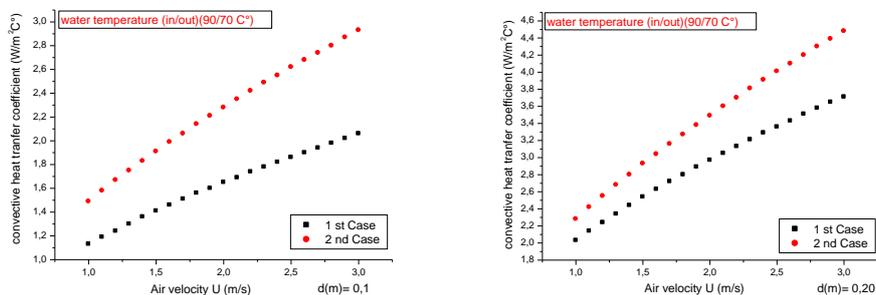


Figure 6 : Variation du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} avec la vitesse de l'air ambiant, cas d'un tube circulaire vertical de $h=0,6 m$, dans les deux cas (écoulement parallèle et perpendiculaire à l'axe du tube) dans des diamètres différents.

On voit bien clair que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus grand dans le cas des tubes circulaires verticales où l'écoulement est perpendiculaire à l'axe, que, dans l'autre cas des tubes circulaires verticales où l'écoulement est parallèle au tube, dans tous les diamètres varient de $0,10 (m)$ à $0,20 (m)$, avec l'augmentation de la vitesse de $0,10 (m/s)$ à $0,30 (m/s)$ où on a créé l'écoulement turbulent .

3.8.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.

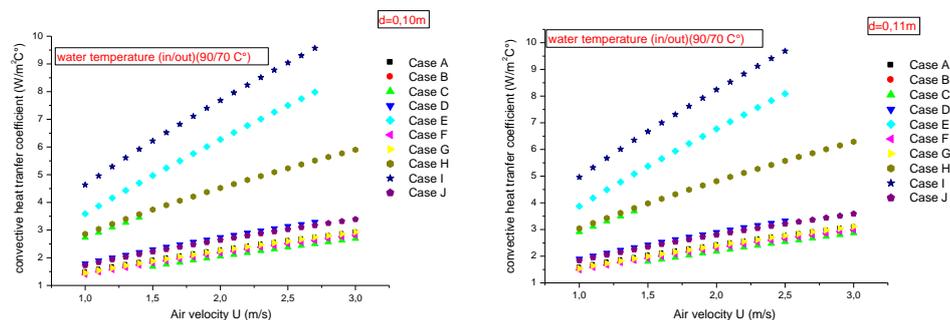


Figure 8 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur par convection α_{con} dans les diverses géométries dans le cas d'écoulement perpendiculaire à l'axe, et le diamètre constant

on voit que le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus grand (dans 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 pour dire que ce tube avec cette géométrie est meilleur de façon définitive qu'un autre il ne faudra jamais oublier que le tube circulaire est absolument le meilleur dans les écoulements interne des fluides, surtout dans notre cas l'eau chaude circule à l'intérieure des tubes et joue un très grand rôle dans le transfert de chaleur ou l'échange thermique.

4. Conclusion

Dans cette étude, nous avons amélioré l'efficacité des émetteurs de chaleur (*radiateur*) dans les locaux d'habitation, et nous avons proposé un nouveau système économique du système de la ventilation du radiateur, qu'il se base sur l'augmentation de l'échange thermique au niveau du radiateur placé dans le local à chauffer. Comme le système de la ventilation du radiateur proposé par Myhren [1], où 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 dans le corps de chauffe (*radiateur*), et sort avec une température (T_{out}) minimale le maximum, ainsi que pour créer la turbulence dans l'écoulements. Dans cette étude, nous avons vus, et par combinaison du système de la ventilation de radiateur avec une PAC que, ceci diminuer le COP de la PAC, et par conséquence, augmente la consommation de l'installation en énergies (combustion) et rendre l'installation de chauffage coûteuse et non économique. à cet effet, nous avons proposé une autre technique, qui remplace l'air froid à des basses températures, par un ventilateur placé derrière le corps de chauffe, qui fait ventiler ce dernier et faire s'écouler l'air interne du local à des vitesses variables pour créer la turbulence, en ramenant de l'air loin du radiateur à des températures relativement inférieures à la température du radiateur pour l'échauffer. 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 qu'on peut atteindre ce but par: l'augmentation de la température d'entrée d'eau chaude au radiateur (T_{in}), mais ce ci peut toucher la consommation d'énergie de l'installation, tandis que l'installation doit avoir un COP très suffisant ou optimal, quand la diminution de la température à l'entrée et à la sortie du Radiateur en même temps est maximal, aussi bien dans l'écoulement perpendiculaire à l'axe du tubes du radiateur, que dans l'écoulement parallèle aux tubes. Du point de vue géométrique des tubes, le coefficient de transfert de chaleur par convection (α_{con}), est plus grand (avec tous les diamètres) dans le cas des plaques planes et des tubes de forme elliptique (et non circulaire). Par conséquences, le système de la ventilation du radiateur économique proposé, nécessite un radiateur des tubes elliptiques et non

circulaires, ventilé du derrière par un ventilateur à vitesse variable, se situe contre un mur extérieur bien isolé.

Références

5. Jonn Are Myhren, Sture Holmberg Design, 2009. Considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators, *Energy and Buildings* 41 (2009) 92–100. Department of Fluid and Climate Technology, School of Technology and Health, KTH, Alfred Nobels Alle´ 10, SE-14152 Huddinge, Stockholm, Sweden
6. J. Schietecat. le chauffage central dans les habitations. Edition 1998, Centre Scientifique et Technique de la Construction (CSTC) Etablissement reconnu en application de l'arrêté-loi du 30 janvier 1947/ 21-23, rue de la Violette B-1000 Bruxelles. Dépôt légal : D/1998/5322/13
7. Churchill, S.W. 1976. A comprehensive correlation equation for forced convection from a flat plate, *AIChE J.* 22(2), 264.
8. Churchill, S.W. and Bernstein, M. 1977. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow, *J. Heat Transfer*, 99, 300.
9. Churchill, S.W. and 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*, 18, 78.
10. Morgan, Vincent T., 1975. The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders, in *Advances in Heat Transfer*, Irvine, T.F. and Hartnett, J.P., Eds., 11, 199, Academic Press, New York.
11. Zukauskas, A. 1987. Convective heat transfer in cross flow, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Kakaç, S., Shah, R.K., and Win Aung, Eds., Wiley-Interscience, New York.
12. Jakob, H., 1949. *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, London. Kays, W.M. and Crawford, M.E. 1993. *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.