

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



# THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

## DOCTORAT

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Mécanique

Par

**Abdelillah Abed BELARBI**

Thème :

---

### **CONTRIBUTION EXPERIMENTALE AU REFROIDISSEMENT DU MICROPROCESSEUR D'UN ORDINATEUR DE BUREAU EN VUE DE L'AMELIORATION DE SES PERFORMANCES**

---

Soutenue le :30/05/2019, devant le jury composé de :

Zahloul Hamou	Prof.	UHB Chlef	Président
Youcefi Abdelkader	Prof.	USTO-MB Oran	Examineur
Bouaziz Mohamed Nadjib	Prof.	UYF Médéa	Examineur
Loukarfi Larbi	Prof.	UHB Chlef	Examineur
Khelil Ali	Prof.	UHB Chlef	Examineur
Beriache M'hamed	MCA	UHB Chlef	Rapporteur
Bettahar Ahmed	Prof.	UHB Chlef	Invité

**Résumé :**

Suite aux progrès technologiques réalisés en électronique, les microprocesseurs deviennent de plus en plus performants, ils peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Ainsi, l'évacuation de cette chaleur est devenue un vrai problème à résoudre pour maintenir leur température de fonctionnement dans la limite des valeurs préconisées par les constructeurs. Cela implique que la conception d'un microprocesseur doit être accompagnée d'une étude thermique pour assurer et approuver son fonctionnement. Donc, le refroidissement efficace des microprocesseurs est devenu impératif afin d'éviter leur surchauffe. C'est dans ce sens que s'inscrit notre étude. Parmi les techniques de refroidissement les plus prisées, on trouve le refroidissement par convection d'air forcée, c'est la méthode la plus appropriée pour le refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau. L'objectif de cette thèse est de mener une étude expérimentale pour la caractérisation des performances thermique et aérodynamique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes à mini canaux rectangulaires soumis à un jet d'air impactant. Ceci étant, pour analyser l'effet de plusieurs paramètres physiques, géométriques et dynamiques (vitesse d'écoulement, distance d'impact, débit d'air, positionnements de la source de chaleur) sur l'amélioration du refroidissement des microprocesseurs. A la lumière des résultats obtenus, Le rapport adimensionnel  $Y/D = 0.606$ , offre de meilleures performances de refroidissement. L'étude de l'influence de la position de la source de chaleur (microprocesseur) sur la base du dissipateur de chaleur, par rapport à la position initiale, a révélé que la position de la source de chaleur sur l'axe longitudinal, à 10 mm du centre de la base du dissipateur de chaleur, offre une meilleure dissipation de chaleur à travers le radiateur, le taux d'amélioration est de l'ordre de 10% comparativement à la position initiale de la source. Les résultats de l'étude expérimentale d'un système de refroidissement couplé d'un module thermoélectrique et d'un dissipateur de chaleur à mini canaux rectangulaire soumis à un jet d'air impactant piloté par un système de contrôle de température intelligent à base de carte ARDUINO, ont bien montré les effets du courant d'entrée du module thermoélectrique et la vitesse du jet d'air impactant sur les performances thermiques. Les résultats expérimentaux indiquent que la température de la source de chaleur et la résistance thermique du système de refroidissement se sont nettement améliorées d'au moins 31%, 17% et 15%, pour les trois conditions de fonctionnement, 60W, 87W et 95W respectivement, lorsque le système de refroidissement thermoélectrique est installé par rapport au refroidissement sans module thermoélectrique. Les résultats de l'étude sont en bon accord surtout en terme de tendance avec ceux de la littérature, ils sont d'important intérêt pour les industriels du domaine.

**Mots clés :** Dissipateur de chaleur, microprocesseur, résistance thermique, pertes de pression, convection forcée, jet d'air impactant, module thermoélectrique, ARDUINO.

**Abstract:**

Following technological advances in electronics, microprocessors are becoming more efficient, they can dissipate several hundred watts per square centimetre. Thus, the evacuation of this heat has become a real problem to maintain their operating temperature within the limits of the values recommended by the manufacturers. This implies that the design of a microprocessor must be accompanied by a thermal study to ensure and approve its operation. So, efficient cooling of microprocessors has become imperative in order to prevent them from overheating. It is in this sense that our study fits. Among the most popular cooling techniques is forced air convection cooling, which is the most appropriate method for cooling desktop microprocessors. The objective of this thesis is to carry out an experimental study for the characterization of the thermal and aerodynamic performances of a heat sink with plate fins with rectangular mini channels subjected to an impinging air jet. This being so, to analyze the effect of several physical, geometric and dynamic parameters (flow velocity, impact distance, air flow, positioning of the heat source) on the improvement of microprocessor cooling. From the results obtained, the a dimensional ratio  $Y / D = 0.606$ , offers better cooling performance. We then studied the influence of the position of the heat source (microprocessor) on the base of the heat sink, relative to the initial position. It turns out that the position of the heat source on the longitudinal axis, 10 mm from the centre of the base of the heat sink, provides better heat dissipation through the heat sink. the improvement is around 10% comparatively to the initial position. We also study an experimental study on the coupling technique of a thermoelectric module and a rectangular mini-channel heat sink subjected to an impact air jet for the cooling of desktop CPUs. The effects of the thermoelectric input current and the velocity of the impinging air jet on the thermal performance are studied. This study allowed us to realize a temperature control system for the cooling of desktop CPUs. Experimental results indicate that the temperature of the heat source and the thermal resistance of the cooling system improved significantly by at least 31%, 17% and 15%, for the three operating conditions, 60W, 87W and 95W respectively , when the thermoelectric cooling system is installed relative to the cooling without thermoelectric module.

**Key words:** Heat sink, microprocessor, thermal resistance, pressure drops, forced convection, impinging air jet, thermoelectric module.

### ملخص:

نظرًا للتقدم التكنولوجي في مجال الإلكترونيات ، أصبحت المعالجات الدقيقة أكثر كفاءة ، ويمكنها تبديد عدة مئات من واط لكل سنتيمتر مربع. وبالتالي ، أصبح إخلاء هذه الحرارة مشكلة حقيقية لحلها من أجل الحفاظ على درجة حرارة التشغيل الخاصة بها في حدود القيم الموصى بها من قبل الشركات المصنعة. هذا يعني أن تصميم المعالج الدقيق يجب أن يكون مصحوبًا بدراسة حرارية لضمان تشغيله والموافقة عليه. لذلك ، أصبح التبريد الفعال للمعالجات الدقيقة أمرًا ضروريًا لمنعها من ارتفاع درجة الحرارة. من بين أكثر تقنيات التبريد شيوعًا تبريد الهواء بالحمل القسري ، وهو الأسلوب الأنسب لتبريد المعالجات الدقيقة. الهدف من هذه الأطروحة هو إجراء دراسة تجريبية لتحديد خصائص الأداء الحراري والديناميكي ومبرد مع زعانف مستوية مسطحة مع قنوات صغيرة مستطيلة تتعرض لطائرة هواء مؤثرة. هذا هو الحال ، لتحليل تأثير العديد من المعلمات الفيزيائية والهندسية والديناميكية (سرعة التدفق ، مسافة التأثير ، تدفق الهواء ، تحديد موقع مصدر الحرارة) على تحسين تبريد المعالج الدقيق. من النتائج التي تم الحصول عليها ، فإن نسبة الارتفاع  $Y / D = 0.606$  ، توفر أداء تبريد أفضل. درسنا بعد ذلك تأثير موضع مصدر الحرارة (المعالج الدقيق) على قاعدة المشتت الحراري ، بالنسبة للموضع الأولي. اتضح أن موضع مصدر الحرارة على المحور الطولي ، على بعد 10 ملم من مركز قاعدة المشتت الحراري ، يوفر تبديد أفضل للحرارة من خلال المبرد.

نحن ندرس أيضًا دراسة تجريبية حول تقنية الاقتران لوحدة كهرو حرارية ومبرد مع زعانف مستوية مستطيل الشكل يخضع لهواء لتبريد وحدات المعالجة المركزية. تمت دراسة تأثيرات تيار المدخلات الحرارية وسرعة الهواء التي تؤثر على الأداء الحراري. سمحت لنا هذه الدراسة بتحقيق نظام التحكم في درجة الحرارة مخصص لتبريد وحدات المعالجة المركزية. تشير النتائج التجريبية إلى أن درجة حرارة مصدر الحرارة والمقاومة الحرارية لنظام التبريد قد تحسنت بشكل ملحوظ بنسبة لا تقل عن 31% و 17% و 15% ، لظروف التشغيل الثلاثة ، 60 W ، 87W و 95W على التوالي ، عندما يتم تثبيت نظام التبريد الحرارية نسبة إلى التبريد دون وحدة الحرارية الحرارية.

**الكلمات المفتاحية:** المشتت الحراري ، وحدات المعالجة المركزية ، المقاومة الحرارية ، الضغط ، الحمل القسري ، الهواء النفاث ، الوحدة الكهروحرارية.



## **REMERCIEMENTS**

***Je tiens** à remercier en tout premier lieu « **DIEU** » le Tout-Puissant de m'avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé et que grâce à lui ce travail a pu être réalisé.*

***Je voudrais** adresser mes plus vifs remerciements, pour l'aide et le temps qu'ils ont bien voulu me consacrer, au Pr. BETTAHAR Ahmed (ex directeur de thèse, actuellement en retraite) et au Dr. BERIACHE M'hamed, l'actuel directeur de ce travail. Sans leur suivi, le présent travail n'aurait pas pu être possible. Je les remercie intensément pour leur écoute, leur disponibilité et leurs encouragements.*

***J'adresse** aussi mes sincères remerciements aux membres du jury: Mr. Hamou ZAHLOUL, Professeur à l'université de Chlef (Président), Mr. Abdelkader YUCEFI, Professeur à l'université des sciences et de la technologie d'Oran, Mr. Mohamed Nadjib BOUAZIZ, Professeur à l'université Yahia Farès de Médéa, Mr. larbi LOUKARFI, Professeur à l'université de Chlef et Mr. ali KHELIL Professeur à l'université de Chlef (Examineurs), de m'avoir fait l'honneur d'accepter de participer à mon jury de soutenance thèse.*

***J'adresse** un grand merci à l'ensemble des enseignants du Département de Génie Mécanique pour le déploiement de leurs savoirs. A tous ceux à qui je dois ma formation, j'exprime ma sincère reconnaissance.*

*Une pensée affectueuse est adressée aux membres de ma famille en particulier ma mère, mon père, mes sœurs et frère, pour leur soutien sans limite.*

*C'est à mon épouse que j'adresse mes remerciements les plus profonds, elle a toujours cru en moi et sans elle je ne serais peut être pas arrivé là. Je la remercie également pour son soutien ainsi que sa patience à toute épreuve à mon égard.*

<b>Résumé</b> .....	i
<b>Remerciement</b> .....	ii
<b>Table des matières</b> .....	v
<b>Liste des figures</b> .....	viii
<b>Liste des tableaux</b> .....	xii
<b>Nomenclature</b> .....	xiii
<b>Introduction générale</b> .....	1
 <b>Chapitre I: Analyse Bibliographique</b>	
I.1.Introduction.....	7
I.2. Le problème d'étranglement thermique du processeur.....	9
I.3. Génération de chaleur à partir des puces des circuits intégrés.....	10
I.4. Problèmes de température des composants électroniques.....	14
I.5. Principes de transfert de la chaleur.....	16
I.5.1. Principaux mécanismes de transfert de chaleur dans les composants et assemblages électroniques.....	16
I.5.1.1. La conduction.....	16
I.5.1.2 La convection.....	17
I.5.1.3. Le rayonnement.....	18
I.6. Technologies de refroidissement et leurs performances.....	18
I.7. Techniques de Refroidissement des composants électroniques:.....	21
I.7.1 Convection naturelle et convection mixte:.....	21
I.7.2. Convection forcée.....	22
I.7.2.1 Refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase.....	22
I.7.2.2 Refroidissement par air.....	25
I.7.2.2.a. Refroidissement passif.....	26
I.7.2.2.b Refroidissement actif.....	26
I.7.2.4 Types d'écoulement.....	27
I.7.2.4.a Flux parallèle.....	27
I.7.2.4.b Flux impactant:.....	31
I.7.3 Refroidissement par effet Peltier:.....	39
I.8 Synthèse des systèmes de refroidissement.....	42

I.9 Conclusion .....44

**Chapitre II: Présentation Du Cas D'étude Et Du Dispositif Expérimental**

II.1.Introduction.....46

II.2. Présentation du cas d'étude .....46

II.2.1. Contraintes du système .....47

II.3. Description du modèle physique .....48

II.3.1.Dissipateurs de chaleur .....49

II.3.2. Modèle de l'écoulement: .....49

II.3.3. Modèle thermique.....50

II.4. Paramètres de calcul .....51

II.4.2. Concept de la résistance thermique .....51

II.4.2. Coefficient de transfert de chaleur par convection .....53

II.5. Modèle mathématique .....54

II.6. Présentation du banc d'essai expérimental: .....55

II.6.1. Description du système générant l'écoulement.....58

II.7. Mesures Expérimentales: .....60

II.7.1. Anémométrie à fil chaud.....60

II.7.2. Système de déplacement de la source de chaleur .....62

II.8. Etude expérimentale .....63

II.9. Conclusion .....64

**Chapitre III: Etude Et Conception D'un Système De Contrôle De Température D'un Microprocesseur Par Un Module Thermoélectrique**

III.1 Introduction .....66

III.2. Description des Modules Thermoélectriques .....66

III.2.1. Processus thermique .....67

III.3. Assemblage des modules thermoélectriques .....69

III.4. Module de refroidissement thermoélectrique .....70

III.5 Méthodologie expérimentale .....72



III.6 Système de contrôle de température thermoélectrique.....	76
III.6.1 Configuration du système de contrôle de température .....	76
III.7 Conclusion.....	79
<b>Chapitre Iv: Résultats Et Discussions</b>	
IV. Introduction.....	81
IV.2. Influence de la hauteur du jet impactant sur les performances hydrodynamique et thermique .....	81
IV.2.1. Influence de la hauteur du jet impactant sur le profil de la vitesse .....	81
IV.2.2. Influence de la hauteur du jet impactant sur la température du châssis de la source de chaleur .....	83
IV.2.3. Influence de la hauteur du jet impactant sur la résistance thermique .....	85
IV.2.4 Influence de la hauteur du jet impactant sur les pertes de pression dans un canal du radiateur en fonction de la vitesse du jet .....	87
IV.3. Point de fonctionnement optimal du système de refroidissement.....	89
IV.4. Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction.....	90
IV.5. Influence de la hauteur du jet d'air impactant sur le coefficient de transfert thermique.....	92
IV.3. Etude du refroidissement du microprocesseur par un module thermoélectrique .....	94
IV.3.1 Influence du courant d'entrée du module thermoélectrique sur la température de la source de chaleur $T_{case}$ .....	94
IV.3.2 Influence du courant d'entrée du module thermoélectrique sur la résistance thermique .....	96
IV.3.3 Coefficient du transfert thermique .....	98
IV.4. Système de contrôle de température thermoélectrique.....	99
Conclusion generale .....	102
Références bibliographique.....	106

**Travaux et publications**

## Nomenclature

$A_t$	Surface d'échange thermique, $\text{mm}^2$	$Q_{loss}$	Quantité de chaleur perdue, W
$A_f$	Surface de l'ailette, $\text{mm}^2$	$R_{th}$	Résistance thermique, K/W
$A_b$	Surface inter-ailettes, $\text{mm}^2$	$Re$	Nombre de Reynolds
$D_h$	Diamètre hydraulique, mm	$S$	Largeur d'entrée du jet, mm
$D$	Diamètre de jet, mm	$t_b$	Épaisseur de la base du radiateur, mm
$H$	Hauteur du dissipateur de chaleur, mm	$T_j$	Température de jonction « base radiateur/source de chaleur », °C
$h$	Coefficient de transfert de chaleur par convection, $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$	$T_{amb}$	Température ambiante, °C
$h_a$	Hauteur de l'ailette, mm	$T_{jet}$	Température du jet d'air impactant, °C
$h_b$	Épaisseur de la base du radiateur, mm	$V$	Vitesse du jet d'air, m/s
$L$	Longueur de l'ailette, mm	$W$	Largeur du radiateur, mm
$l_a$	Épaisseur de l'ailette, mm	$X$	Déplacement transversal de la sonde
$l_c$	Largeur du canal, mm	$\Delta P$	Perte de pression, Pa
$N$	Nombre d'ailettes	$\nu$	Viscosité cinématique de l'air, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
$Pm$	Périmètre mouillé, mm	$\mu$	Viscosité dynamique de l'air, Kg/m.s
$Q_{elec}$	Puissance électrique totale appliquée à la base du radiateur, W	$\rho$	Masse volumique du matériau des ailettes, $\text{kg}/\text{m}^3$
$Q_{conv}$	Flux de transfert de chaleur par convection, W	$\rho_{air}$	Masse volumique de l'air, $\text{kg}/\text{m}^3$
$Q_{rad}$	Flux de transfert de chaleur par rayonnement, W		



## *Liste des figures*

---

Figure I.1: Loi de Moore.....	6
Figure I.2: Nombre de cœurs par CPU par rapport à la consommation d'énergie [7].....	7
Figure I.3: Évolutions du processeur multi-cœurs [7].....	7
Figure I.4: Profil thermique des puces CPU multi-cœurs et ses "hotspots" et "coldspots" [9].....	8
I.2. Le problème d'étranglement thermique du processeur.....	8
Figure I.5: Etranglement thermique du CPU [7].....	9
Figure I.6: Limitation thermique du CPU [7].	9
I.3. Génération de chaleur à partir des puces des circuits intégrés.....	9
Figure I.7: Un circuit imprimé refroidi à l'air utilisé dans un ordinateur central développé au milieu des années 1980 [12] .....	11
Figure I.8: Un ordinateur refroidi par eau composé de modules multi-puce [13].	12
Figure I.9: Panneau refroidi par air, utilisé dans un grand ordinateur serveur moderne au milieu des années 2000 [14] .....	13
I.4. Problèmes de température des composants électroniques .....	13
Figure I.10: Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [15].....	14
Figure I.11: Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart [18, 19, 20].	15
I.5. Principes de transfert de la chaleur .....	15
I.5.1. Principaux mécanismes de transfert de chaleur dans les composants et assemblages électroniques.....	15
Figure I.12: Principe de la conduction thermique[21].....	16
Figure I.13: Action du fluide en mouvement dans la convection [21].....	16
I.6. Technologies de refroidissement et leurs performances .....	17
Figure I.14: Types de systèmes de refroidissement du CPU, où: (a) Package avec CPU exposée et dissipateur de chaleur et (b) Package à couvercle et dissipateur de chaleur [24].	18
Figure I.15: Valeurs maximales du flux thermique critique en fonction des méthodes de refroidissement utilisées [27].	20
I.7. Techniques de Refroidissement des composants électroniques:.....	20
I.7.1 Convection naturelle et convection mixte: .....	20
I.7.2. Convection forcée .....	21
I.7.2.1 Refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase .....	21
Figure I.16: Schéma de caloduc classique [38].	22
Figure I.17: Mini-échangeur avec micro-canaux de 0.2mm de largeur .....	22



## *Liste des figures*

---

Figure I.18: Dissipateur thermique d'ailettes radiales avec caloduc intégré en forme de U [61].	24
Figure I.19: Différents type de dissipateurs de chaleur. ....	25
Figure I.20: Assemblage dissipateur de chaleur/ventilateur (Ventirad) .....	26
Figure I.21: La dimension des générateurs de vortex à attaque triangulaire dans l'étude de Yang et al. [71]. ....	28
Figure I.22: La configuration géométrique dans l'étude de Li et al. [65]. ....	29
Figure I.23: Géométrie du dissipateur de chaleur à ailettes planes, soumis à un jet d'air impactant utilisé dans l'étude de Duan et Muzychka [82]. ....	31
Figure I.25: Comparaison des résistances thermique dans l'étude de Duan[83]. ....	31
Figure I.26: Croquis des dissipateur de chaleur à plaques dans l'étude de Hung-Yi Li: (a) à ailettes broche, (b) à ailettes plane [84]. ....	32
Figure I.27: Le diagramme schématique de l'étude expérimentale de Hung-Yi Li [85] .....	32
Figure I.28: L'influence du nombre de Reynolds sur la résistance thermique pour différentes largeurs d'ailettes avec $H / L = 0.5$ et $Y / D = 12$ dans l'étude de Hung-Yi Li [85] .....	33
Figure I.29: Influence de la distance d'impact sur la résistance thermique avec $W / L = 0.1$ et $H / L = 0.5$ [85]. ....	34
Figure I.30: Influence de la largeur des ailettes sur la résistance thermique pour différentes hauteurs d'ailettes avec $Y/D = 12$ [85]. ....	34
Figure I.31: Influence de la hauteur des ailettes sur la résistance thermique pour différentes largeurs d'ailettes avec $Y / D = 12$ [85]. ....	35
Figure I.32: Schéma de principe du module thermoélectrique monté entre le microprocesseur et l'ensemble dissipateur de chaleur standard .....	38
Figure I.34: Température du microprocesseur avec un module thermoélectrique assemblage de dissipateur de chaleur de ventilateurs standard pour les quatre applications [95]. ....	39
Figure I.35: Température du microprocesseur avec un module thermoélectrique et assemblage de dissipateur de chaleur et ventilateurs TDEX6015/TH pour les quatre applications [95]. ....	39
I.8 Synthèse des systèmes de refroidissement .....	40
Figure I.36: Coût financier de chaque système de refroidissement en fonction de la densité de puissance à évacuer [21] .....	41
Figure II.1: Principe de fonctionnement du Ventirad.....	43
Figure II.2: Schéma synoptique du model physique. ....	45
Figure II.3: Champ d'écoulement dans le plan médian du canal du dissipateur de chaleur ....	47
Figure II.4: Echanges thermiques au niveau des ailettes du dissipateur de chaleur. ....	47
Figure II.5. Analogie entre réseaux électriques et thermiques [99] .....	49
Figure. II.6: Schéma de principe du banc d'essai expérimental .....	53

## *Liste des figures*

---

Figure II.7: Dispositif expérimental .....	53
Figure II.8: Ventilateur axial.....	54
Figure II.9: Dissipateur de chaleur.....	55
Figure II.10: Source de chaleur simulant le microprocesseur (dimension en mm).....	55
Figure II.11: Système générant l'écoulement (source de tension continue) .....	56
Figure II.12: Sonde de l'anémomètre à file chaude.....	58
Figure II.13: (a) : Fil chaud monté sur la sonde perpendiculaire à la vitesse .....	58
(b) : Allure de la couche limite thermique autour du fil .....	58
Figure II.14: Système de Déplacements de la source de chaleur .....	59
Figure II.15: Déplacements de la source de chaleur .....	60
Figure III.1: Puissance absorbée (trait continu) - Puissance chassée (trait pointillé mixte fin), en fonction de la différence de température « $T_c - T_f$ », pour différentes valeurs de courant d'entrée (4; 6; 8; 10 ; 12 et 14 A). $T_c = 25^\circ\text{C}$ [106]. .....	65
Figure III.2: a) Assemblage du module thermoélectrique, b) Thermocouple en semi-conducteur [107] .....	67
Figure III.3: Module thermoélectrique à Effet Peltier .....	68
Figure III.4: Illustration des thermo-éléments en semi-conducteurs pour un module thermoélectrique [21]. .....	69
Figure III.5: Schéma de principe de refroidissement thermoélectrique .....	70
Figure III.6. La consommation totale d'énergie de l'ordinateur pour les quatre conditions de fonctionnement (C.A. Gould) [95]. .....	71
Figure III.7: Installation du Ventirad et du module thermoélectrique .....	72
sur la source de chaleur.....	72
Figure III.8: Système de contrôle de température.....	74
Figure III.9: Principe de fonctionnement du système de contrôle de température .....	75
Figure IV.1.a Profile de vitesse pour $Y/D=0.303$ .....	79
Figure IV.1.b Profile de vitesse pour $Y/D=0.606$ .....	80
Figure IV.1.c Profile de vitesse pour $Y/D=0.909$ .....	80
Figure IV.2.a Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.303$ .....	81
Figure IV.2.b Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.606$ .....	82
Figure IV.2.c Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.606$ .....	82
Figure IV.3.a Resistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.303$ .....	83
Figure IV.3.b Resistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.606$ .....	84

## *Liste des figures*

---

Figure IV.3.b	Resistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.909$ .....	85
Figure IV.4.a	Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.303$ .....	86
Figure IV.4.b	Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.606$ .....	87
Figure IV.4.c	Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour $Y/D=0.909$ .....	88
Figure. IV.5:	Point de fonctionnement optimal du système de refroidissement. ....	88
Figure. IV.6.a:	Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction (a) sur l'axe transversal .....	89
Figure.IV.6.c:	Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction (c) sur l'axe diagonal. ....	90
Figure. IV.7.a:	Coefficient de transfert thermique pour $Y/D=0,303$ .....	92
Figure.IV.7.b:	Coefficient de transfert thermique pour $Y/D=0,606$ . ....	92
Figure.IV.7.c:	Coefficient de transfert thermique pour $Y/D=0,909$ . ....	93
Figure.IV.8:	Coefficients de transfert thermique pour la position central de la source de chaleur (en noir) et la position optimal (en rouge), pour $Y/D=0,606$ . ....	93
Figure.IV.9.a:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (a) $Q_{elec} = 60W$ .....	94
Figure.IV.9.b:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (b) $Q_{elec} = 87W$ . ....	95
Figure.IV.9.c:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (c) $Q_{elec} = 95W$ . ....	95
Figure.IV.10.a:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (a) $Q_{elec} = 60W$ . ....	96
Figure.IV.10.b:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la résistance thermique: (b) $Q_{elec} = 87W$ . ....	97
Figure.IV.10.c:	Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la résistance thermique: (c) $Q_{elec} = 95W$ . ....	97
Figure IV.11.	Coefficient de transfert de chaleur par convection pour les deux systèmes de refroidissement: TEC et sans TEC. ....	99

## Liste des tableaux

---

Tableau I.2. Résumé des caractéristiques des systèmes de refroidissement [21].....	40
Tableau I.1: Systèmes de refroidissement pour CPU [24].....	17
Tableau II. Propriété physique de l'air [102].....	46
Tableau III.1. Caractéristiques techniques du module Peltier TEC1-12706.....	69
Tableau IV.1 Coefficient de transfert thermique pour refroidissement: avec TEC et sans TEC.....	96



***INTRODUCTION GENERALE***

Le mode de vie moderne dépend de plus en plus d'une myriade de dispositifs microélectroniques tels que les téléviseurs, les ordinateurs, les téléphones mobiles et les systèmes de navigation. Les dernières décennies ont vu un progrès révolutionnaire dans l'informatique et les ordinateurs sont devenus de plus en plus omniprésents dans tous les aspects de la vie moderne.

Le développement récent dans les semi-conducteurs et d'autres technologies à caractère électronique à mini et micro-échelle ainsi que la miniaturisation continue, ont conduit à une très forte augmentation de la densité de puissance pour les composants à hautes performances. L'évolution du microprocesseur est l'une des facettes les plus visibles et les plus représentatives de la révolution informatique. Selon la loi de Moore, l'industrie des semi-conducteurs a doublé la densité des transistors tous les deux ans et le microprocesseur a été le produit phare, exploitant avec succès la performance accrue à chaque nouvelle génération de technologie. L'une des conséquences historiques du développement des performances du microprocesseur, est l'augmentation associée à la dissipation de puissance. Ce problème n'est pas nouveau et a été souligné dès 1965 [1].

Bien que des progrès impressionnants aient été réalisés dans l'industrie électronique au cours des dernières décennies, il subsiste de sérieux problèmes techniques en matière de gestion et de contrôle thermique des dispositifs électroniques et des microprocesseurs. Les deux principaux défis sont: l'élimination adéquate du flux de chaleur toujours croissant et la dissipation de puissance hautement non uniforme. Selon un rapport de l'INEMI (International Electronics Manufacturing Initiative), la dissipation de puissance maximale prévue, des puces des microprocesseurs à haute performance, atteindra environ 360 W d'ici 2020 [2]. En effet, les industries de l'électronique de puissance sont confrontées au défi d'éliminer les flux de chaleur très élevés de l'ordre de  $300 \text{ W/cm}^2$  tout en maintenant la température au-dessous de  $85 \text{ }^\circ\text{C}$  [3]. Dans l'industrie électronique, 55% des défaillances sont attribuées à la surchauffe des composants. Par conséquent, la dissipation efficace de la chaleur produite a toujours été une considération technique majeure pour la conception des circuits microélectroniques afin d'empêcher la surchauffe ainsi que la défaillance subséquente du dispositif.

Etudier le comportement thermique des dispositifs électroniques et des montages de puissance, est devenu aujourd'hui l'un des enjeux majeurs de la mise en œuvre des appareils

électroniques soumis à un conditionnement sévère. En effet, un extrême échauffement provoque une dégradation des composants du système et par conséquent, leur durée de vie sera de plus en plus réduite, ce qui rend automatiquement le système défectueux. L'étude du comportement thermique du dispositif aidera donc à mieux discerner sa fiabilité, sa durée de vie ainsi que le cours de ses performances dans le temps. Actuellement, les dispositifs de puissance tels que les microprocesseurs, donnent la possibilité de dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Ainsi, la résolution du problème de l'évacuation de la chaleur devient très délicate pour améliorer leur performance. Il est donc crucial d'envisager des systèmes de refroidissement plus efficaces voire fiables afin de faire en sorte de ne pas subir des surchauffes.

Les composants électroniques à haute performance nécessitent des techniques, des mécanismes et des réfrigérants innovants pour améliorer le taux d'évacuation de la chaleur, afin de minimiser leur température de fonctionnement et de maximiser leur longévité.

Dans la conception d'un système électronique, la gestion thermique implique l'utilisation d'une technologie de transfert de chaleur appropriée pour éliminer la chaleur produite de manière aussi efficace que possible, afin de maintenir les températures des composants dans des limites de fonctionnement sûres. La littérature identifie deux étapes spécifiques pour le processus de gestion thermique. La première étape considère la conduction de chaleur du circuit intégré vers la surface de boîtier encastré, tandis que la deuxième étape examine l'évacuation globale de la chaleur du système à la température ambiante. Ainsi, les technologies de gestion thermique peuvent être globalement divisées en deux groupes: des technologies pour améliorer le flux de chaleur des circuits intégrés vers la surface du boîtier, tels que les dispositifs thermoélectriques et les caloducs, et d'autres technologies pour améliorer l'échange de la chaleur entre l'emballage électronique et l'air ambiant. On peut citer les dissipateurs thermiques, les micro-canaux ainsi que le refroidissement par jet de fluide [4].

Multiplés sont les techniques de refroidissement des composants électroniques qui ont été étudiées pour rendre meilleures leurs performances de fonctionnement. Parmi ces techniques de refroidissement, il y a celles qui sont conventionnelles par convection naturelle et/ou forcée. Il est également à souligner que la convection naturelle est employée dans les systèmes à puissance faible. Quant à la convection forcée, elle est appliquée dans le refroidissement des systèmes dissipant de forte puissance.

Les techniques de refroidissement peuvent être des mécanismes passifs ou actifs. Les techniques passives (le dissipateur de chaleur, le caloduc) ne nécessitent pas d'apport d'énergie supplémentaire pour le fonctionnement. Cependant, leurs faibles capacités de transfert de chaleur éclipsent cet avantage. Intrinsèquement, les techniques actives (dispositifs thermoélectriques, micro-réfrigérateur, assemblages ventilateur/radiateur) ont des meilleures performances thermiques, mais sont discréditées par les besoins de puissance de fonctionnement supplémentaire ou une chute de pression plus élevée. En dépit de ces limitations, les dissipateurs thermiques actifs restent de nos jours fermement l'option de gestion thermique la plus efficace et la plus préférée pour les futures applications de refroidissement à microcircuit de haute puissance, tandis que les dissipateurs thermiques passifs sont confinés à des charges thermiques faibles.

Le refroidissement par convection forcée d'air, demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement est approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que les microprocesseurs. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques. Différentes solutions ont été adoptées pour augmenter l'efficacité du système de refroidissement à air. La technique de couplage des dissipateurs de chaleur à des dispositifs thermoélectriques est d'une grande utilité pour l'industrie de l'électronique. Elle est considérée comme une technologie innovante, fructueuse et fiable, afin de répondre à la demande de dissipation de chaleur élevée des composants électroniques tels que les microprocesseurs.

C'est dans ce contexte que s'organise notre étude. L'objectif de ce travail de thèse consiste donc à étudier expérimentalement les performances thermiques et aérodynamiques d'un système de refroidissement d'un microprocesseur d'ordinateur de bureau en vue de l'amélioration de ses performances.

Le présent manuscrit s'articule autour de quatre chapitres, une introduction générale et une conclusion générale:

Le premier chapitre sera consacré à une synthèse bibliographique des problèmes d'évacuation de chaleur des composants électroniques, dus à l'augmentation de dissipation de puissance et aux différentes méthodes et techniques de refroidissement des composants électroniques, particulièrement les microprocesseurs d'ordinateur.

Le deuxième chapitre sera consacré à une présentation du cas de la présente étude ainsi que l'application physique pour laquelle que nous avons opté. Les paramètres des



performances thermiques et de celles hydrodynamiques y sont décrits. Nous décrivons aussi le banc d'essai expérimental mis en place pour la réalisation de notre étude, où l'on essayera d'expliquer les différentes techniques de mesure utilisées. L'influence de la hauteur du ventilateur refroidisseur et celle du positionnement de la source de chaleur au dessous de la base du dissipateur de chaleur sur les performances thermiques et celles aérodynamiques, y sont étudiées et discutées afin d'optimiser le système de refroidissement.

Dans le troisième chapitre, nous entamons l'étude expérimentale sur la technique de couplage d'un module thermoélectrique et d'un dissipateur de chaleur à mini canaux rectangulaires soumis à un jet d'air impactant pour le refroidissement des CPU (central processing unit) de bureau. Les effets du courant d'entrée thermoélectrique et la vitesse du jet d'air impactant sur les performances thermiques sont ainsi étudiés. Cette étude nous a permis de réaliser un système de contrôle de température destiné au refroidissement des CPU d'ordinateur de bureau, le système de contrôle de température est décrit à travers ce volet. La carte électronique ARDOUINO UNO est utilisée pour contrôler le courant d'entrée thermoélectrique et la vitesse du jet dans le but d'améliorer les performances du système de refroidissement et aussi d'optimiser la consommation d'énergie électrique.

Enfin le quatrième chapitre aura pour contenu, l'interprétation des résultats expérimentaux obtenus. Nous comparerons les résultats de refroidissement classique par ventirad (Dissipateur de chaleur/Ventilateur) aux résultats de refroidissement par thermoélectricité, et ce, afin de valoriser l'apport du refroidissement thermoélectrique aux problèmes d'évacuation de la chaleur pour les microprocesseurs d'ordinateur.

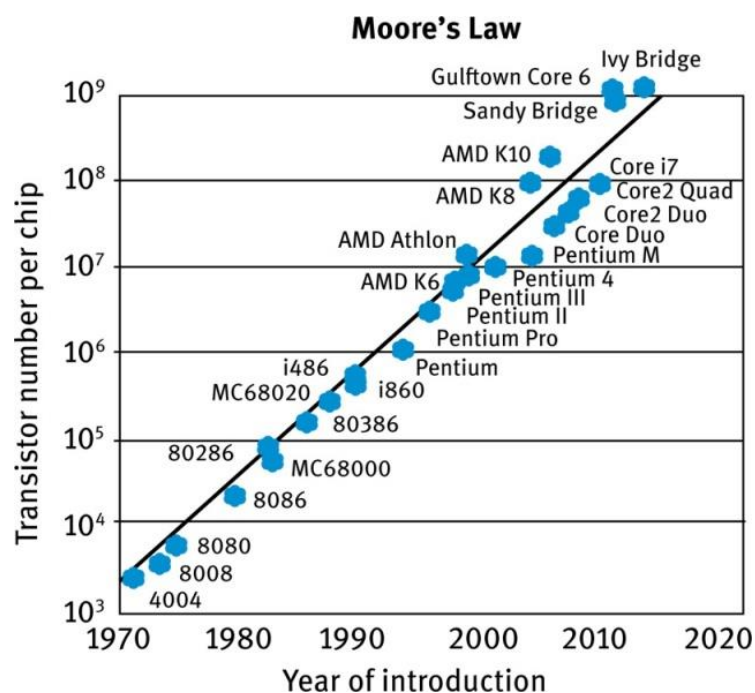
Quant à la conclusion générale de ce travail de thèse, elle illustrera une autoévaluation des résultats obtenus en mettant en exergue les points forts et les points faibles du dit travail. Cette même conclusion sera effet suivie d'un ensemble de perspectives à retenir et qui pourront éventuellement contribuer à l'amélioration de ce travail dans le futur en matière de performance des systèmes de refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau.

**CHAPITRE I**  
**ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE**

## I.1.Introduction

Depuis les petits circuits intégrés dans les années 1960 jusqu'au grand développement à très grande vitesse de nos jours, la densité des boîtiers de circuits intégrés est passée de quelques centaines à des milliards de composants électroniques par puce. Cette élévation de densité des boîtiers provoque un sérieux problème de conception, elle augmente également la dissipation thermique de la puce par unité de volume ou de surface [5].

Avec l'invention du circuit intégré (IC), le nombre de transistors pouvant être placés sur un circuit intégré a augmenté de façon exponentielle, selon la loi de Moore (Figure I.1) le nombre de transistor a doublé approximativement tous les deux ans. De nos jours, les nouvelles technologies à échelle nanométrique ont permis l'ajout de cœurs à la puce du CPU qui a entraîné une augmentation dans sa densité de puissance et donc une limitation dans la gestion thermique.



**Figure I.1: Loi de Moore[5].**

Le gradient de température sur puce est un défi de conception. De nombreux facteurs technologiques affectent les gradients de température de la puce. En termes de facteurs technologiques, la densité de puissance (puissance par unité de surface) augmente avec chaque nouveau cœur technologique. Des géométries plus petites permettent d'intégrer plus de fonctionnalités dans la même zone d'une puce, ce qui peut entraîner des gradients thermiques élevés. Comme le montre la figure I.2, l'ajout de plusieurs cœurs à la puce du CPU augmente

la consommation totale d'énergie. La figure I.3 illustre le nombre maximal de noyaux par puce et leurs fréquences de fonctionnement maximales [6].

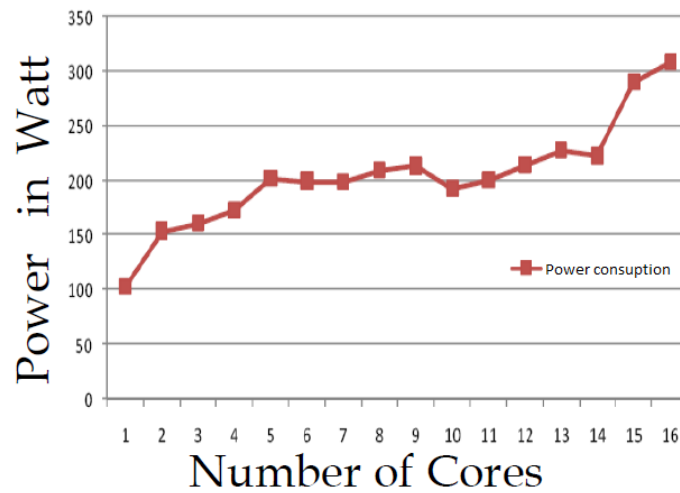


Figure I.2: Nombre de cœurs par CPU par rapport à la consommation d'énergie [7]

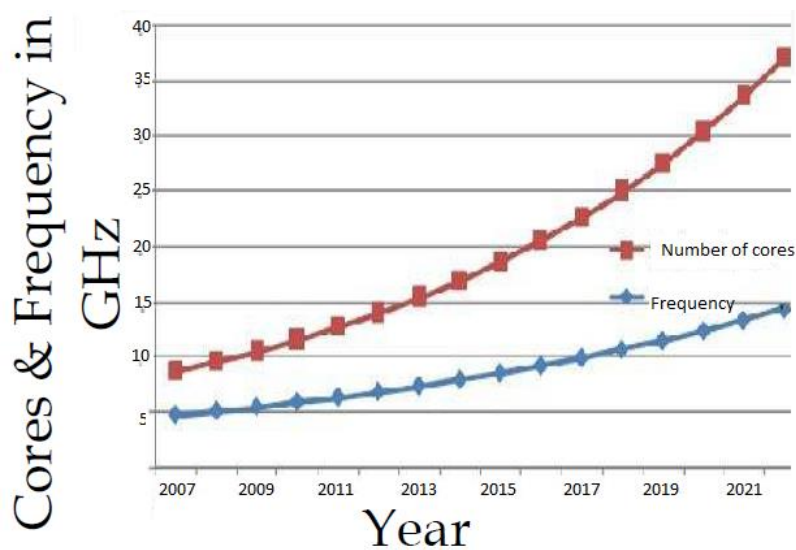
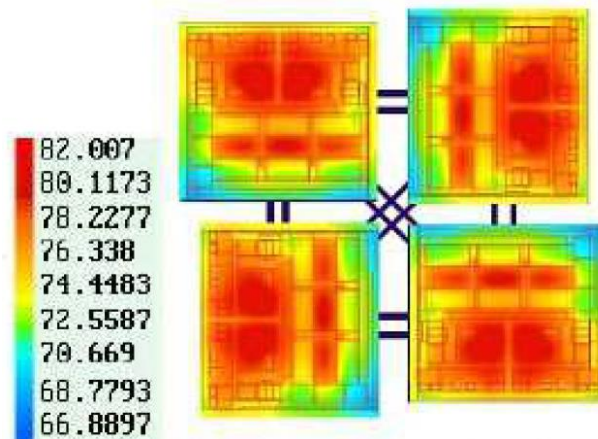


Figure I.3: Évolutions du processeur multi-cœurs [7]

Les cœurs du processeur sont relativement chauds alors que la mémoire sur la puce a tendance à fonctionner relativement froide. Le résultat est toujours variable entre points «chauds» et «froids» qui dépendent du mode de fonctionnement. La dissipation de puissance du processeur provient d'une combinaison de puissance dynamique et de puissance de fuite [8]. Les solutions d'analyse thermique doivent tenir compte des deux causes de puissance. Sur la figure I.4, le profil thermique d'une puce CPU montre la variation de température à travers la surface de la puce. Ce phénomène est dû à la variation de la densité de puissance en

fonction de la conception de chaque bloc fonctionnel. Cette distribution de densité de puissance génère des «points-chauds» et des «points-froid» à travers la surface de la puce CPU [9].



**Figure I.4: Profil thermique des puces CPU multi-cœurs et ses "hotspots" et "coldspots" [9]**

La température élevée de fonctionnement du CPU fait augmenter le courant de fuite, fait dégrader les performances des transistors. De plus, le courant de fuite fait augmenter la consommation d'énergie [10].

## I.2. Le problème d'étranglement thermique du processeur

La technologie de fabrication permet l'ajout de plus de cœurs à la puce du processeur ayant des dispositifs de plus grande vitesse et de plus petite taille. Mais l'ajout de plusieurs cœurs à une puce de processeur, augmente la densité de puissance et génère des défis supplémentaires. Depuis l'invention du circuit intégré (IC), le nombre de transistors pouvant être placés sur un circuit intégré, a augmenté de façon exponentielle, doublant approximativement tous les deux ans (Moore, 1965). La tendance a été observée pour la première fois par le co-fondateur d'Intel Gordon E. Moore dans un article de 1965. La loi de Moore a continué pendant près d'un demi-siècle. Ce n'est pas une coïncidence. Moore discutait du problème de la chaleur en 1965: "sera-t-il possible d'enlever la chaleur générée par des dizaines de milliers de composants dans une seule puce de silicium?" (Moore, 1965). La consommation d'énergie statique dans le circuit intégré a été négligée par rapport à la puissance dynamique pour la technologie CMOS. La puissance statique est maintenant un problème de conception. Les millions de transistors dans la puce du CPU évacuent plus de chaleur qu'auparavant. Comme montré sur la figure I.5, le CPU atteint la température de

fonctionnement maximale après un certain temps, en raison de l'utilisation maximale du CPU réduite à l'utilisation sûre. Ce phénomène est appelé «étranglement thermique du processeur». La figure I.6 montre la comparaison entre le cas idéal "sans contraintes thermiques", le cas "à faible consommation d'énergie avec contraintes thermiques" et le cas "à forte consommation d'énergie avec contraintes thermiques". L'ajout de plus de cœurs à la puce CPU, n'augmente pas l'utilisation du CPU. En cas de faible consommation d'énergie, la courbe dérive pour une diminution d'utilisation du processeur en raison de la limitation thermique du processeur. En cas de forte consommation d'énergie, l'utilisation du processeur diminue en ajoutant plus de cœurs à la puce du processeur. Ainsi, l'amélioration de l'utilisation du processeur n'est pas proportionnelle à son nombre de cœurs.

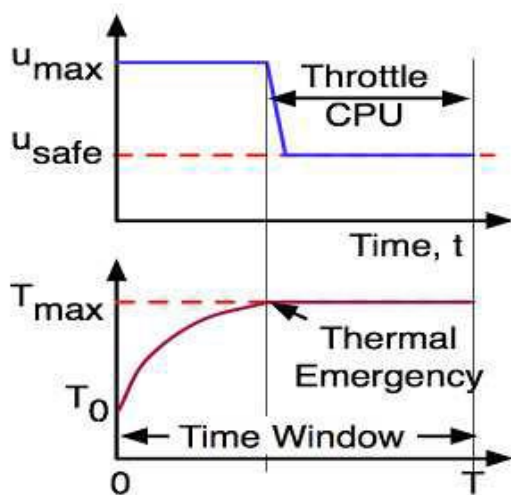


Figure I.5: Etranglement thermique du CPU [7].

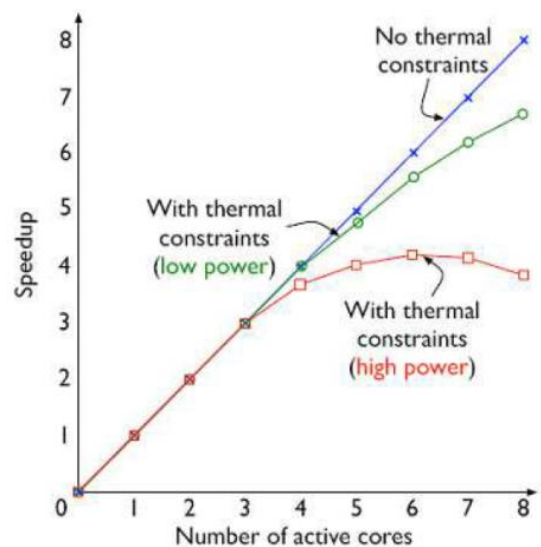


Figure I.6: Limitation thermique du CPU [7].

### I.3. Génération de chaleur à partir des puces des circuits intégrés

La puce consomme de l'énergie électrique pour exécuter des fonctions telles que le calcul, la transmission de signaux et la distribution d'énergie. En outre, une certaine puissance est perdue en cas de fuite de charges électriques ou de court-circuit accidentel de circuits. Presque toute l'énergie électrique est convertie en chaleur grâce à ces mécanismes.

La tendance croissante de nombre de transistors a été capturée par l'observation empirique faite par le cofondateur d'Intel Gordon Moore [2]. Depuis lors, l'observation est devenue la loi pour l'industrie des semi-conducteurs, fournissant le guide pour les efforts de recherche et de développement. Sur les puces de circuit intégré modernes, la chaleur est générée

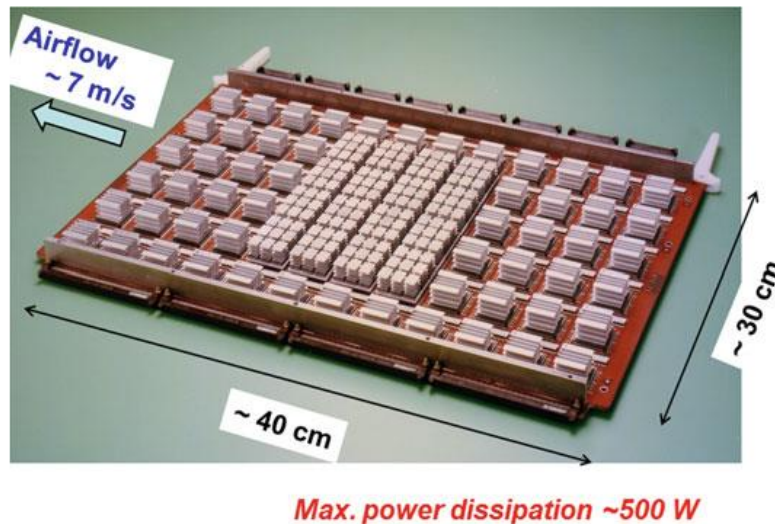


non seulement par les transistors, mais également par les fils métalliques qui relient les transistors. À mesure que le nombre de transistors augmente, le nombre de fils d'interconnexion augmente également, de façon presque explosive.

Avec la miniaturisation des circuits et l'augmentation de la fréquence d'horloge, la chaleur de l'ensemble de la puce augmente. L'élévation de la température entraîne une plus grande dissipation de la chaleur. Cela pose un énorme défi à la conception de refroidissement, mais le défi n'est pas entièrement nouveau. Nous avons connu le défi une fois à la fin des années 1980, lorsque les circuits intégrés ont été réalisés en utilisant des transistors bipolaires [11]. Le refroidissement des ordinateurs est devenu un sujet d'urgence et a activé des programmes de recherche sur le refroidissement à haute performance dans les laboratoires industriels et universitaires.

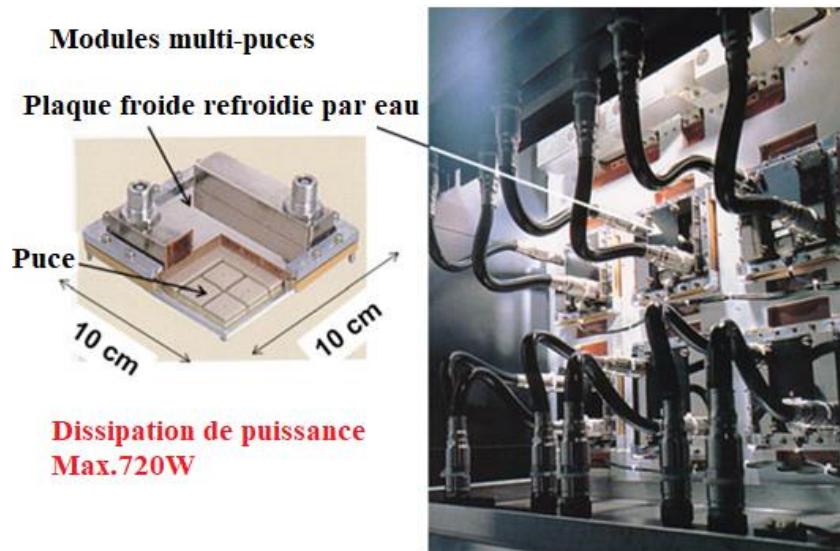
Il existe un autre type de dispositif de transistor appelé dispositif CMOS (Complementary Metal-Oxide Semiconductor). Le CMOS consomme beaucoup moins d'énergie que le transistor bipolaire utilisé dans les ordinateurs hautes performances des années 1980. Mais, le CMOS était intrinsèquement lent comme un dispositif de commutation. En raison de leur faible avantage en termes de consommation d'énergie, les dispositifs CMOS ont longtemps été utilisés dans des produits électroniques grand public tels que les calculatrices de poche, qui fonctionnent avec des batteries. À mesure que le marché de l'électronique grand public continue à se développer, le volume de capital et de ressources humaines investi dans l'amélioration des dispositifs CMOS continue à augmenter. Finalement, le dispositif CMOS est devenu compétitif avec le dispositif bipolaire pour fournir un fonctionnement à grande vitesse. À un moment donné, au début des années 1990, les fabricants d'ordinateurs à haute performance ont pris conscience de la capacité des dispositifs CMOS dans leurs machines à haute vitesse. Ils ont également fait face à l'augmentation du coût du refroidissement. Les fabricants d'ordinateurs, l'un après l'autre, ont commencé à commuter leur dispositif de commutation de base du bipolaire au CMOS. Ce changement de technologie de l'appareil a mis un frein à la dissipation thermique croissante des ordinateurs. On a connu une période de répit au début des années 1990 en ce qui concerne le problème de la chaleur. De nombreux programmes de recherche sur le refroidissement à haute performance ont été abandonnés. Heureusement, le répit a été de courte durée. Le mécanisme de dissipation thermique s'applique également au dispositif CMOS, et la dissipation thermique des puces de microprocesseur basée sur la technologie CMOS, a commencé à monter. Au début des années 2000, on a vu que le flux de chaleur sur les puces des microprocesseurs atteindrait 100 W/cm<sup>2</sup>.

La figure I.7 montre une carte de circuit imprimé utilisée dans un ordinateur central dans les années 1980 [12], le module avait un taux de dissipation thermique de 500 W, à partir d'une surface d'environ 30cm sur 40cm. Le système était composé d'un réseau de planches parallèles, à travers lesquelles l'air était entraîné à une vitesse d'environ 7 m/s. Tous les packages ont des dissipateurs de chaleur à ailettes.



**Figure I.7: Un circuit imprimé refroidi à l'air utilisé dans un ordinateur central développé au milieu des années 1980 [12]**

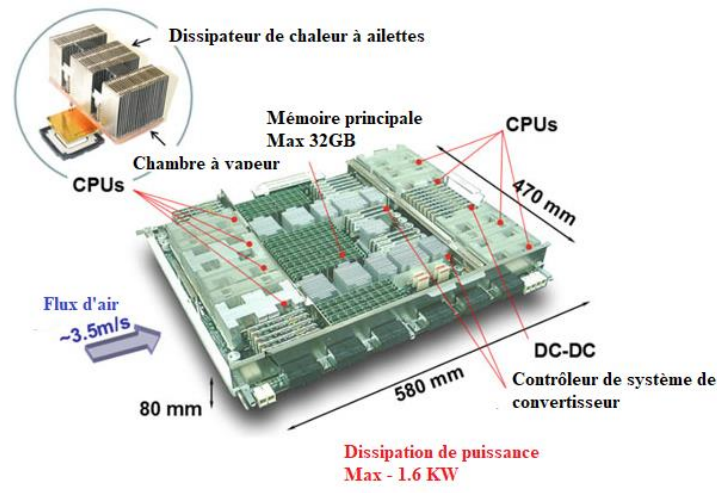
À la fin des années 1980, il est devenu évident que le refroidissement par air ne pouvait plus faire face à la dissipation de chaleur croissante des puces, basée sur la technologie bipolaire. Le développement technologique concomitant a été l'avènement des packages des modules multi-puces (MCM). Les modules MCM ont permis la mise en œuvre d'un système de processeur complet sur une carte mère de grande taille, de sorte que l'espace en face de la carte a été libéré pour l'installation de dispositifs de refroidissement par eau. La figure I.8 montre un exemple d'un ordinateur refroidi par eau développé à la fin des années 1980 [13].



**Figure I.8: Un ordinateur refroidi par eau composé de modules multi-puce [13].**

Le module multi-puces de la figure 8 comporte 36 puces serrées sur un substrat en céramique de 10cm x10cm. La dissipation thermique maximale était de 720 W. Les puces sont en contact avec la plaque froide refroidie par eau. Le gaz « hélium » est rempli dans le module pour faciliter la conduction de la chaleur des puces à la plaque froide. Jusqu'à un nombre 20 de ces modules, est monté sur la carte mère. Le schéma de combinaison MCM et la plaque froide ont été inventés par IBM Corporation au début des années 1980 [13].

La fin de la technologie bipolaire a réduit le besoin de refroidissement par eau, particulièrement pour les ordinateurs à haute performance. Il faut noter que le refroidissement par eau ait survécu dans certaines machines haut de gamme. La technologie fondée sur CMOS est basé sur l'économie de marché. Cependant, le coût du système de refroidissement a un poids plus important dans la conception des ordinateurs que dans la conception axée sur la performance des années 1980. La réversion vers le refroidissement par air est une tendance évidente. La figure I.9 montre une carte refroidie à air, utilisée dans un ordinateur serveur à grande échelle, au milieu des années 2000 [14]. Le taux de dissipation thermique est de 1600 W sur une surface de 42 cm x 50 cm et la vitesse de l'air de refroidissement est de 3,5 m/s.



**Figure I.9: Panneau refroidi par air, utilisé dans un grand ordinateur serveur moderne au milieu des années 2000 [14]**

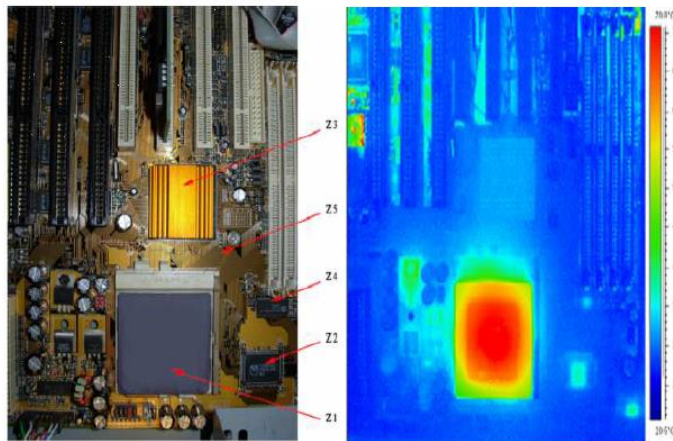
#### I.4. Problèmes de température des composants électroniques

Nombreux sont les problèmes entraînés par l'accroissement de la fréquence d'horloge. En effet, c'est la hausse du flux de chaleur produit par les composants électroniques qui est à l'origine de ces problèmes. Si la chaleur ne se dissimule pas le moment venu, la température de jonction sera au-dessus du conditionnement maximal déterminé par le concepteur. Ainsi, la supervision thermique devient beaucoup plus difficile.

Le conditionnement intégral d'un microprocesseur n'indique pas la topographie thermique effective de la puce intégrée et ce, a été démontré à travers une thermographie infrarouge par M. REBAY et al. [15], (figure I.10), une section délivre plus de chaleur que les autres. Ce phénomène se nomme un point chaud ("*hotspot*"), indiqué en rouge dans la figure. Une disparité de température, a été montrée par J. Donald et M. Martonosi [16], elle varie de 5 à 25°C. Celle-ci se place entre la température intermédiaire et le degré le plus chaud. Ces pics de température pourraient mettre en péril une zone déterminée du processeur. L'impact de la température est décelable sur:

- Les performances électriques: le degré de température peut être circonscrit, en dehors duquel le fonctionnement n'est plus assuré, des dérives des variables engendrent un abaissement des performances, permettant même de faire défaut ou un dysfonctionnement.

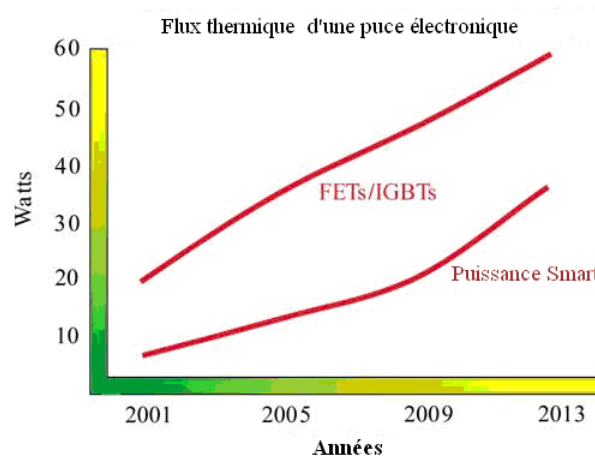
- Des températures délicates pour lesquelles s'effectuent des transformations d'état du système physique. Le fluage et l'affaiblissement des contraintes sont activés par la température et peuvent mener à des coupure de certaines parties.
- Des matériaux joints entre eux sont soumis à des cycles thermiques Ces derniers induisent des forces majeures susceptibles de créer une coupure soudaine ou permettre un surmenage, entraînant ainsi une coupure à longue échéance.



(1) : Image d'une carte mère (2) : Thermographie infrarouge

**Figure I.10: Échauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [15]**

La hausse des niveaux de l'énergie et de la miniaturisation des mécanismes a fait du packaging et de la gestion thermique dans les composants électroniques deux principaux enjeux. Avec l'avènement des conditionnements à forte densité, la sûreté de fonctionnement et la fiabilité ont été corrigés voire perfectionnés, mais la prise en charge thermique n'a pas suivi convenablement cette amélioration. Le développement des procédés de refroidissement est en rapport étroit avec l'accroissement de la puissance thermique et de la complication des circuits électroniques. L'industrie électronique de disperser plus de puissance dans les plus petits éléments a fait naître des challenges de prise en charge thermique de plus en plus importants. Dans les nouvelles générations de microprocesseur, la densité de flux atteint les 50 W/cm<sup>2</sup>, avec des valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles, dissipent 500 W/cm<sup>2</sup> et plus [17]. L'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart est illustrée sur La figure I.11. Nous constatons une augmentation immense de la puissance thermique dissipée par les transistors.



**Figure I.11: Evolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETs et IGBTs) et un conducteur Smart [18, 19, 20].**

## I.5. Principes de transfert de la chaleur

### I.5.1. Principaux mécanismes de transfert de chaleur dans les composants et assemblages électroniques

Le refroidissement d'un composant générant de la chaleur est essentiel. D'une manière générale, un transfert de chaleur a lieu par trois mécanismes qui sont la conduction, la convection et le rayonnement.

#### I.5.1.1. La conduction

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques donc des températures différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires. Le flux thermique conducteur qui traverse un composant dépend de sa géométrie, de son épaisseur, du matériau ainsi que de la différence de température à travers le composant. La transmission est provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique. Il n'y a pas de déplacement appréciable des atomes ou molécules (voir figure I.12) [21].



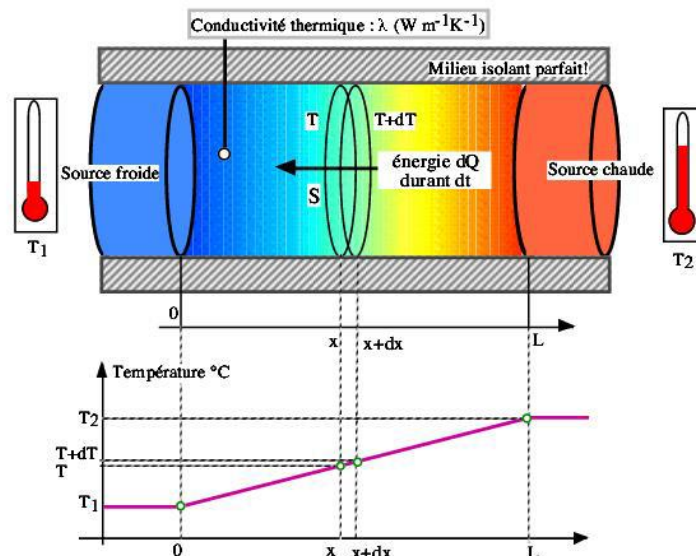


Figure I.12: Principe de la conduction thermique[21]

### I.5.1.2 La convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles (figure I.13).

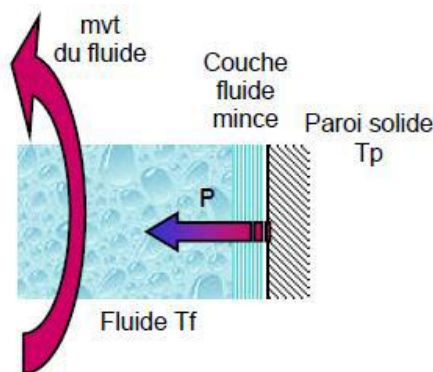


Figure I.13: Action du fluide en mouvement dans la convection [21]

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a deux types de convection forcée et naturelle. Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est produit par l'action des forces extérieures du processus (pompe, ventilateur) qui génèrent des vitesses de déplacement assez importantes. La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un



fluide. La représentation exacte de ce processus de transfert par convection pose des problèmes de mécanique des fluides extrêmement difficiles. Cependant, comme le plus souvent, on ne s'intéresse qu'au flux de chaleur entre le fluide et la paroi solide qui le limite.

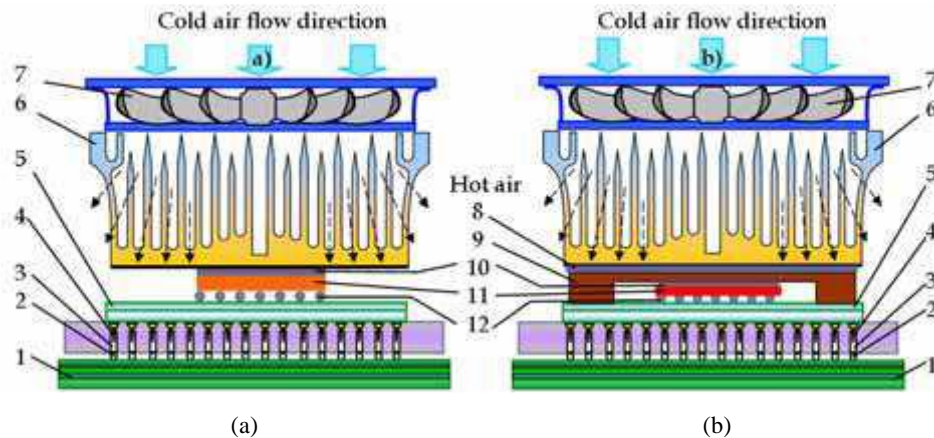
### **I.5.1.3. Le rayonnement**

Lorsqu'une surface chaude est entourée par des surfaces froides, il existe un refroidissement par radiation. Ce refroidissement par radiation dépend de l'émissivité du matériau qui compose la surface chaude. L'émissivité d'un matériau est un nombre sans dimension. Elle rend compte de la capacité d'un matériau à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1, plus le matériau radiera de chaleur. La quantité de chaleur dégagée par radiation dépend toutefois aussi de la fraction de surface froide exposée à la surface chaude. Dans un système électronique, un composant sera en général entouré d'autres composants chauds, et le transfert radiatif de chaleur sera négligeable si l'architecture du système n'est pas optimisée pour avoir une exposition maximale de surface froide des circuits électroniques [21].

## **I.6. Technologies de refroidissement et leurs performances**

Dans tous les systèmes de refroidissement, la chaleur doit d'abord traverser par conduction thermique les épaisseurs des différentes couches de l'assemblage avant d'arriver au fluide de refroidissement. Un soin particulier doit donc être porté au choix des matériaux constituant ces couches et qui composent les différentes interfaces (brasures...). Mais cela ne suffit pas si l'on n'arrive pas à évacuer correctement la chaleur qui arrive à la dernière couche en contact avec l'ambiance. C'est pour cette raison que des dispositifs d'échange thermique avec l'ambiance ont été développés et améliorés.

Viswanath et al. [22] Meijer et al. [23], indiquent deux systèmes de refroidissement du processeur, comme ils sont décrits dans la figure I.14.



**Figure I.14: Types de systèmes de refroidissement du CPU, où: (a) Package avec CPU exposée et dissipateur de chaleur et (b) Package à couvercle et dissipateur de chaleur [24].**

Où : Légende de la Figure I.15: 1 - Plans de la carte mère, 2 - bille de soudure, 3 - réceptacle, 4 - broches, 5 - Substrat, 6 - Dissipateur thermique, 7 - refroidisseur, 8 - TIM (matériau d'interface thermique), 9 - Épandeur de chaleur, 10 - TIM 1, 11 - Matrice CPU, 12 - C4 Boule à soudure.

Le dissipateur de chaleur peut être remplacé par d'autres systèmes de refroidissement. Une description de ces systèmes est présentée dans le tableau I.1 où les performances de chaque système de refroidissement sont mentionnées.

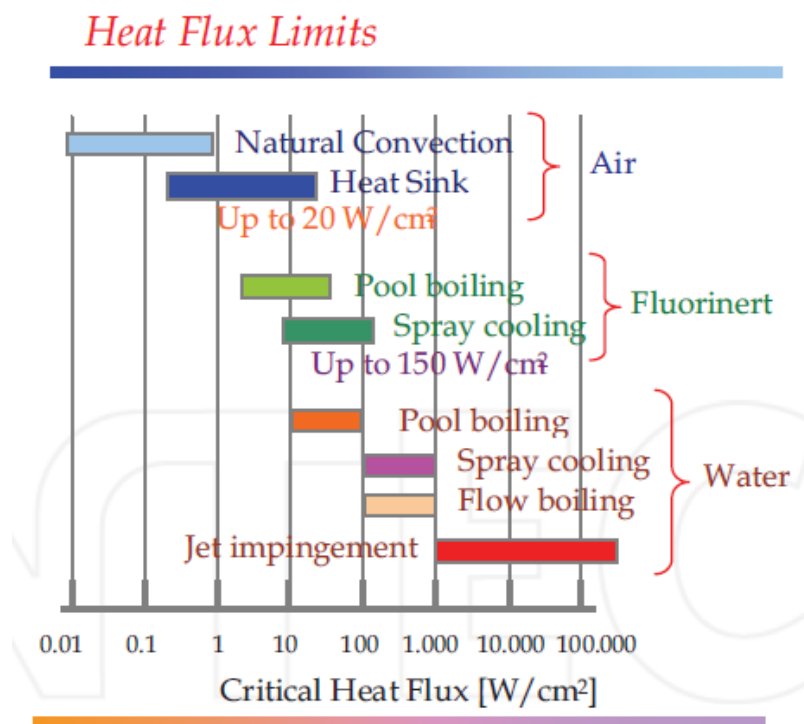
Technologies de refroidissement	Puissance [W]	Densité de puissance retirée [W/cm <sup>3</sup> ]
<b>Refroidissement par air - boucle ouverte</b>	40	127.0
<b>Refroidissement par air - Boucle fermée</b>	75	203.2
<b>Conduction par liquide - Plaque froide</b>	80	457.2
<b>Conduction à liquide - chapeau haut de forme</b>	100	508.0
<b>Jet d'air impactant</b>	120	762.0
<b>Dissipateur thermique assisté par caloduc</b>	140	66.04
<b>Refroidissement par évaporation par pulvérisation</b>	200	1016.0
<b>Refroidissement par évaporation de film (Refroidissement par pulvérisation avec changement de phase)</b>	275	1397.0

**Tableau I.1: Systèmes de refroidissement pour CPU [24].**

En plus des méthodes décrites dans le tableau I.1, Banton & Blanchet, 2004 [25] indiquent d'autres possibilités concernant les tendances majeures de la technologie de refroidissement, telles que:

- Refroidissement par pulvérisation du mercure à l'intérieur (première utilisation en 1999).
- Modules électroniques refroidis par liquide à noyau creux - (première utilisation en 1998).
- Refroidissement par micro-canaux;
- Réfrigération, refroidisseurs d'air;
- Caloducs;
- Refroidisseurs thermoélectriques (TEC).

Récemment, le développement s'est accéléré dans le domaine des méthodes de refroidissement qui assurent la dissipation de flux de façon de plus en plus importante. A cet égard, Meijer et al, 2009 [26] indiquent différentes possibilités pour augmenter l'efficacité du procédé de refroidissement, soit en agissant sur le matériau d'interface thermique ou utilisé des dissipateurs thermiques à haute efficacité. Ainsi, l'utilisation des Système de refroidissement hybrides à écoulement des fluide caloporteur, Une représentation des limites qui peuvent être atteintes en dissipant le maximum de flux thermique, est décrite dans la figure I.15 où l'on peut observer les méthodes de refroidissement du CPU.



**Figure I.15: Valeurs maximales du flux thermique critique en fonction des méthodes de refroidissement utilisées [27].**

Pour ce qui est des informations présentées ci-dessus, nous pouvons constater que le fonctionnement d'un système de CPU est extrêmement complexe et qu'il existe une dépendance directe entre la vitesse de travail et le degré de refroidissement. Cela a été révélé expérimentalement [27].

## **I.7. Techniques de Refroidissement des composants électroniques:**

### **I.7.1 Convection naturelle et convection mixte:**

La convection naturelle est utilisée pour le refroidissement des systèmes de faible puissance et de densité de flux réduite [28]. Le refroidissement des systèmes de forte puissance nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus convenable dans la plupart des cas.

Parmi les travaux qui ont été réalisés dans ce domaine, l'étude menée par S. Kakaç et al. En 1994 [29], consacré au refroidissement des systèmes électroniques dans le but d'améliorer le transfert de chaleur. Parmi les techniques de refroidissement étudiées, on trouve le refroidissement par convection naturelle et par convection forcée. Kelkar et al. [30] ont proposé une formulation mathématique avec décomposition du champ de température linéaire et périodique. La formulation a été introduite dans le code de calcul Fluent pour calculer l'écoulement autour d'un seul bloc chauffé, avec des conditions aux limites périodiques. T. Icoz et al. [31] ont mené une étude numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur. Les résultats obtenus montrent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement mais très peu d'effet sur le transfert de chaleur. D'autres études numériques ont été faites sur des géométries élémentaires (canal vertical) pour déterminer le transfert de chaleur par convection naturelle [32, 33, 34].

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des modules chauffés en convection mixte. Kim et al. [35] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils ont remarqué que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques. Quant à Icoz et Jaluria [36], ils ont élaboré une méthodologie pour la conception et l'optimisation des systèmes de refroidissement des équipements électroniques. Dans cette approche, les données expérimentales ou de simulation numérique, notamment le nombre de Reynolds et la taille des

composants, ont été utilisées pour obtenir une conception thermique acceptable et optimale. Dogan et al. [37] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut. Ils ont montré que la force de flottabilité, le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur, sont directement liés aux nombres de Grashof et de Reynolds.

## I.7.2. Convection forcée

### I.7.2.1 Refroidissement par liquide avec ou sans changement de phase

Les caloducs sont des dispositifs de transfert de chaleur qui combinent à la fois les propriétés de bonne conductivité thermique et de transition de phase pour gérer efficacement le transfert de chaleur entre deux interfaces. Le principe du caloduc a été découvert en 1930, mais aucun usage industriel n'avait été trouvé. En 1963, au laboratoire de Los Alamos, grâce aux travaux du physicien nucléaire George M. Grover, une application de ce principe fut mise au point: le premier caloduc était alors né [38].

Un schéma de caloduc classique est illustré sur la figure I.16. Le caloduc est un mince tube à deux parois métalliques fermées. Un liquide est injecté à l'intérieur. Plusieurs types de liquide peuvent servir de fluide caloporteur, ce qui inclut le potassium, le sodium, le césium, le lithium, le mercure, l'eau, l'alcool de bois, l'acétone, les réfrigérants (fréons), l'azote, l'oxygène et d'autres sels non organiques [39].

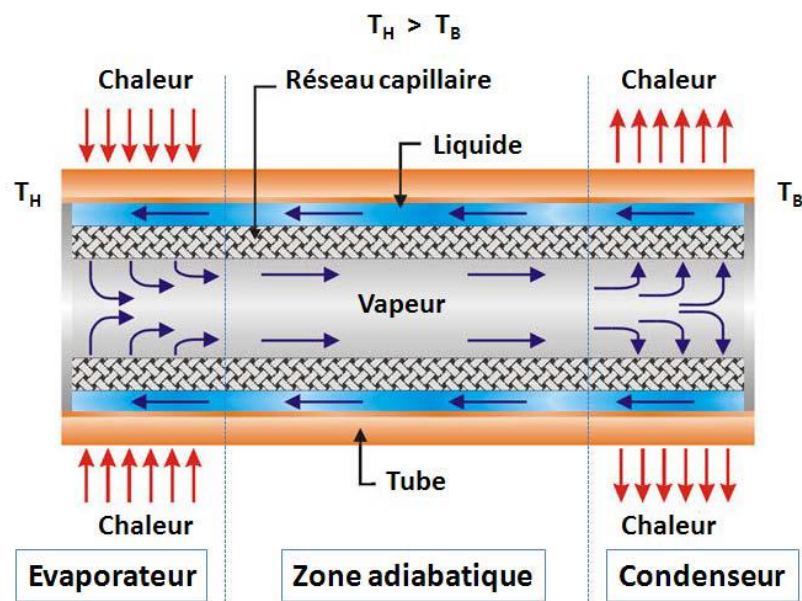
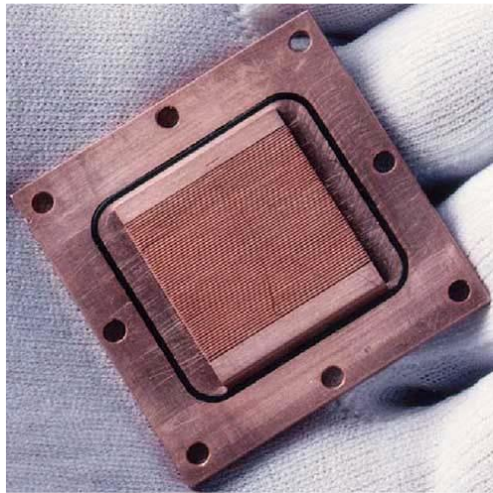


Figure I.16: Schéma de caloduc classique [38].

Vers les années 80. Le concept de micro-canaux (Figure I.17), a été introduit par Tuckerman et Pease [40]. Les chercheurs ont réalisé un échangeur de  $1\text{cm}^2$  en silicium, contenant des canaux et des d'ailettes de  $0,05\text{mm}$  de largeur et de hauteur  $0,3\text{mm}$ , soit 50 canaux en tout. L'écoulement du liquide à travers les micro-canaux est sans changement ne subit aucun changement. Les chercheurs ont trouvé que l'écoulement laminaire à travers les micro-canaux, améliore le coefficient de transfert thermique par rapport à l'écoulement à travers les canaux de taille conventionnelle.



**Figure I.17: Mini-échangeur avec micro-canaux de 0.2mm de largeur**

Plusieurs recherches ont été menées afin d'étudier le transfert thermique convectif monophasique en utilisant l'eau [41, 42, 43], l'eau ionisée [44, 45] et le méthanol comme fluide caloporteur. Parmi ces études, on peut citer les celles expérimentales menées par Pfahler et al. [46] En 1990. Ces derniers ont consacré leurs recherches sur la mesure du coefficient de frottement dans des canaux étroits à section rectangulaire, s'étalant de  $80$  à  $7200\ \mu\text{m}$ . En 1992, dans le même axe de recherche, d'autres études expérimentales ont été menées par les mêmes auteurs [47, 48] où le coefficient de frottement est mesuré pour des écoulements liquides tels que: l'alcool isopropyle et l'huile de silicone. Ils ont utilisé des tubes à paroi en silicium avec des épaisseurs s'étalent de  $0,5$  à  $50\ \mu\text{m}$ . Ils ont trouvé que le coefficient de frottement diminue avec la diminution de la viscosité apparente du liquide comme il dépend aussi des nombres de Nusselt et de Reynolds.

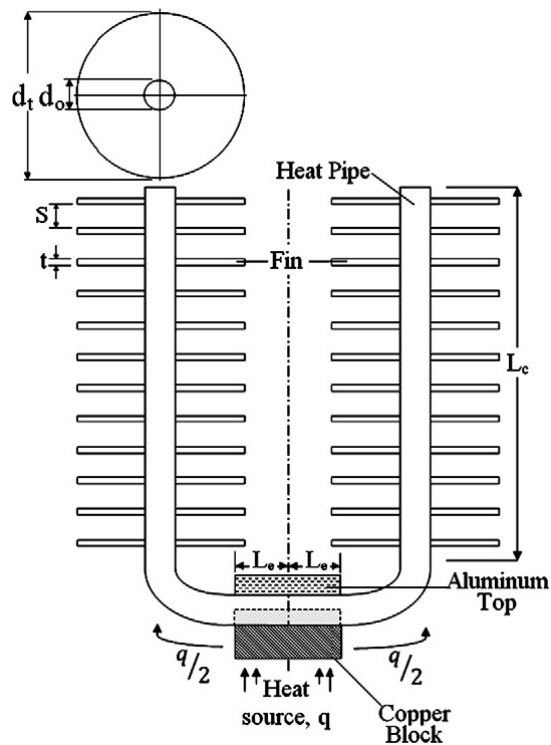
D'autre part, une étude expérimentale a été menée par Peng et al [49] sur la convection forcée d'un écoulement d'eau et de méthanol dans des micro-canaux à sections rectangulaires. Ils ont trouvé qu'en régime laminaire, la taille du canal influe notablement sur le transfert thermique



D'autres recherches expérimentales, ont été menées sur les caractéristiques du transfert thermique d'un écoulement d'eau dans des micro-canaux rectangulaires pour différentes configurations géométriques et diamètres hydrauliques allant de 0,133 mm à 0,367 mm. Les chercheurs ont constaté que le transfert thermique en régime laminaire, dépend du rapport du diamètre hydraulique sur la distance qui sépare les micro-canaux. Aussi, la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement (laminaire ou turbulent).

Des études sur les écoulements liquides à travers les micro-tubes ont été menées par W. Qu et al [53]. Ils ont analysé numériquement les performances de transfert thermique d'un écoulement tridimensionnel dans un micro-échangeur rectangulaire, formé par des couches de 1cm<sup>2</sup> de silicium et utilisant l'eau comme fluide de fonctionnement. Les dimensions des micro-canaux utilisés sont: 57 µm de largeur et 180 µm de hauteur, avec une séparation par une paroi de 43 µm d'épaisseur. Il a été constaté que la réduction de la température à la sortie du canal est due particulièrement à l'augmentation de la conductivité thermique dans le matériau.

La résistance thermique est l'un des critères utilisés pour évaluer les performances thermiques des caloducs. Il existe dans la littérature des d'études sur les performances du caloduc, évaluant la résistance thermique totale du système [54,55]. Avec l'incorporation de caloducs, la zone des dissipateurs de chaleur à ailettes est considérablement réduite et par conséquent, moins de ventilateurs à grande vitesse avec un niveau de bruit plus faible de 19 à 32 dBA peuvent être utilisés [56]. Des dissipateurs thermiques avec des caloducs en U à ailettes (Figure I.18) ont récemment été introduits pour refroidir les microprocesseurs à haute fréquence, tels que les processeurs Intel Core 2 Duo, Intel Core 2 Quad, AMD Phenom et AMD Athlon 64. Par souci d'avantage thermo-économique, un caloduc atteint ses performances optimales lorsque les dimensions de la structure sont optimisées. Peretz [57] a conduit une étude pour optimiser l'évaporateur et les longueurs du condenseur sur un caloduc sans ailettes, tous les autres éléments géométriques du caloduc et les coefficients de transfert de chaleur étant constants, les seules variables étant les longueurs d'évaporateur et celles du condenseur. En faisant varier la vitesse d'écoulement massique du fluide froid, Peretz et Horbaniuc [58] ont optimisé le rapport entre l'évaporateur et les longueurs de condenseur d'un échangeur de chaleur à caloduc qui conduit au maximum de flux de chaleur par masse de condenseur. Söylemez [59] a utilisé la méthode P1-P2 pour optimiser la taille d'un échangeur de chaleur caloduc dans la récupération de chaleur. Plus tard, une analyse de faisabilité thermo-économique a été réalisée [60] pour obtenir l'optimisation de la longueur des tuyaux à ailettes pour les systèmes de récupération de la chaleur perdue. Ce qui est d'une importance pratique capitale pour obtenir des économies de cycle de vie maximales.



**Figure I.18: Dissipateur thermique d'ailettes radiales avec caloduc intégré en forme de U [61].**

Récemment, Tian Shen Liang et Yew Mun Hung [61] ont réalisé une étude expérimentale pour étudier les performances thermiques d'un dissipateur de chaleur avec des caloducs U-Shape à ailettes, destinés au refroidissement de l'unité centrale du CPU compatible avec une large gamme de microprocesseurs haute fréquence. D'après les résultats obtenus, l'optimisation thermique du dissipateur de chaleur à ailettes, implique la détermination du rapport de la longueur de la section d'évaporateur à la longueur de la section du condenseur optimisé du caloduc en U. Les résultats de l'analyse d'optimisation démontrée dans cette étude [61], peuvent être facilement appliqués dans différentes configurations de caloducs.

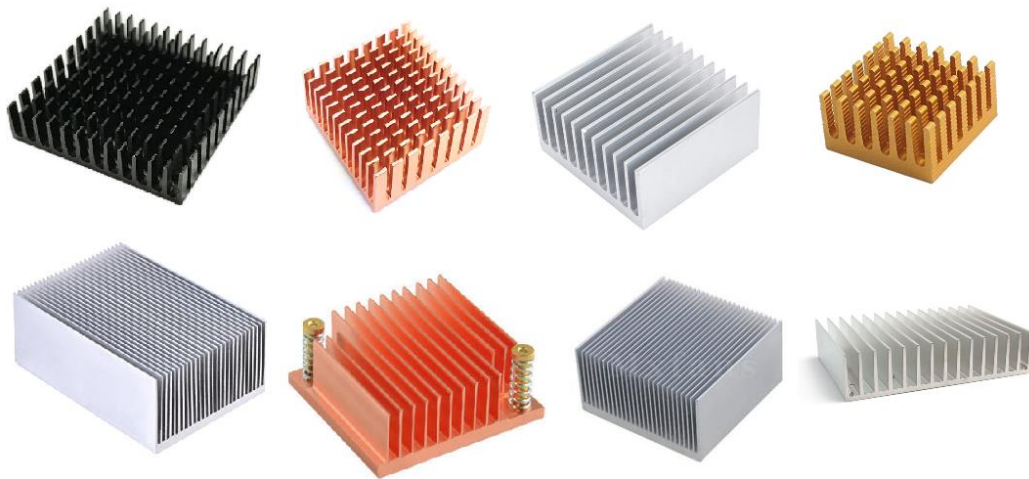
### I.7.2.2 Refroidissement par air

La technologie de refroidissement par écoulement d'air demeure encore très utilisée. On utilise l'air comme fluide caloporteur qui vient en contact avec des radiateurs sous forme pulsée (convection forcée) ou naturelle (convection naturelle). En effet, ce type de refroidissement, peu coûteux, est bien approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques [62, 63].



### I.7.2.2.a. Refroidissement passif

Le refroidissement à air passif a été le premier système de refroidissement à être utilisé, d'abord sur les microprocesseurs (par exemple le Pentium), lorsqu'ils ont commencé à chauffer de manière trop importante. Son utilisation a évolué au fil du temps, pour refroidir certains processeurs graphiques, sur la carte mère. Le refroidissement à air passif est doté d'un dissipateur de chaleur, dimensionné conformément à la surface de refroidissement. Le dissipateur de chaleur (radiateur) est toujours choisi pour ses propriétés thermiques (bonne diffusivité et grande capacité thermique du matériau (cuivre, aluminium)). La chaleur émise par le composant s'épanouit dans le dissipateur de chaleur, puis se dissipe dans l'air ambiant. L'ajout du dissipateur de chaleur peut donc grandement améliorer l'efficacité du refroidissement. Pour le refroidissement passif, aucune pièce mécanique n'est en mouvement. Un simple dissipateur de chaleur est fixé sur le composant à refroidir, afin d'augmenter la surface de contact avec l'air ambiant, donc faciliter la dissipation thermique (figure I.19).



**Figure I.19: Différents type de dissipateurs de chaleur.**

### I.7.2.2.b Refroidissement actif

Le dissipateur de chaleur est utilisé pour augmenter la zone de transfert de chaleur dans les composants électroniques, il est généralement fixé à la partie supérieure des dispositifs électroniques. Les avantages du dissipateur thermique sont le faible coût, une installation simple

et un processus de fabrication fiable. Généralement, un dissipateur de chaleur est fabriqué à partir d'aluminium et de cuivre. Le dissipateur de chaleur comprend une plaque de base et des ailettes. Il existe deux types de formes de dissipateur de chaleur: celui à ailettes planes et celui à ailettes broches. Dans les applications pratiques, les différentes tailles et formes de dissipateurs thermiques dépendent de la forme du dispositif électronique et de l'espace disponible dans l'installation. Au refroidissement passif, un ventilateur est ajouté au radiateur (formant ainsi un bloc souvent appelé Ventirad) afin de créer un flux d'air sur celui-ci et donc de faciliter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (figure I.20). Ce système est devenu un standard pour le refroidissement des microprocesseurs dont la grande majorité sont livrés avec un Ventirad. Une partie importante des systèmes de refroidissement électroniques, est le mouvement du fluide, où la chaleur est transférée par l'air ou l'eau. Les différents types d'écoulements fluides sont les écoulements impactant et les écoulements parallèles, conditionnés par l'espace d'installation.



**Figure I.20: Assemblage dissipateur de chaleur/ventilateur (Ventirad)**

Au cours de la dernière décennie, la plupart des recherches expérimentales ont permis l'exploration de l'amélioration des performances thermiques des dissipateurs de chaleur en termes de configurations physiques des ailettes. Certains chercheurs ont étudié l'effet des propriétés et des directions d'écoulement (flux parallèles ou impactant) sur les performances de refroidissements.

#### **I.7.2.4 Types d'écoulement**

##### **I.7.2.4.a Flux parallèle**

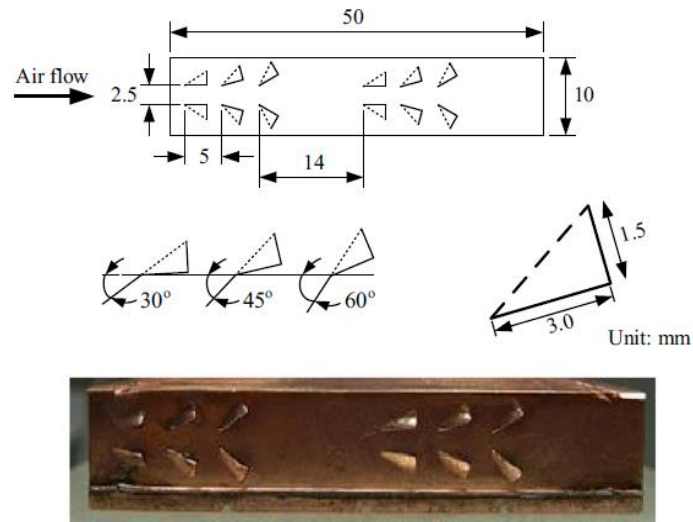
La plupart des recherches expérimentales sur l'écoulement parallèle ont permis d'étudier l'amélioration du transfert de chaleur en se concentrant sur la forme des ailettes. Pour les

dissipateurs de chaleur à ailettes planes, la plupart des chercheurs [64,65] ont examiné les effets de la taille (hauteur et épaisseur) et du nombre d'ailettes sur les performances thermiques. En effet, l'étendue de la forme de l'ailette a permis d'augmenter le flux de turbulence sur l'ailette en vue d'améliorer les performances thermiques du dissipateur de chaleur [66,67]. La plupart des chercheurs [68,69] ont axé leurs études sur les effets de la forme et de la position de l'ailette sur la pression d'abaissement et sur les performances thermiques. Les formes de l'ailette adoptées sont des formes de révolution cylindriques, hexagonales, circulaires, elliptiques, carrées et coniques.

Li et Chao [70] ont fait varier la hauteur, la largeur des ailettes et le nombre de Reynolds pour étudier les performances des dissipateurs de chaleurs à ailettes planes. Il se trouve que les ailettes ayant la plus grande hauteur, pour une largeur constante, donne de meilleurs performances thermiques du dissipateur de chaleur.

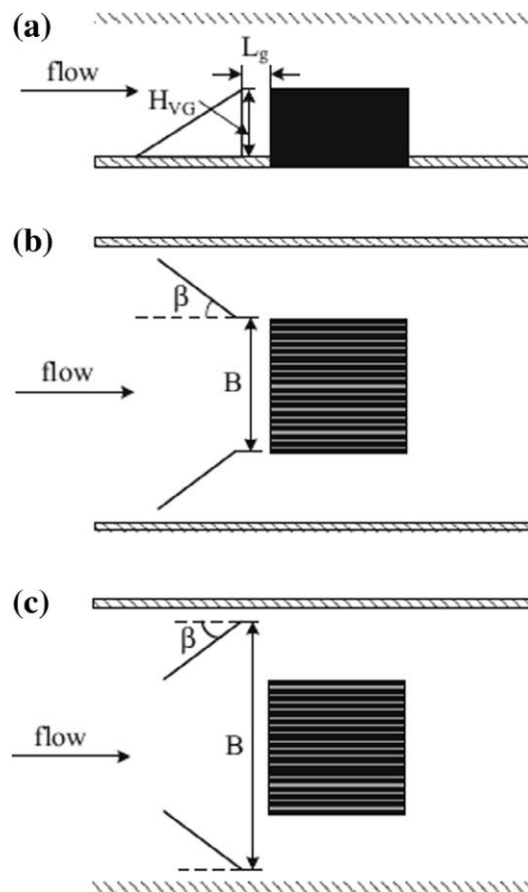
En 2009, Kim et Kim [66] ont présenté une étude expérimentale des effets des coupe transversales sur les performances thermiques des dissipateurs de chaleur. Ils ont observé que la longueur de coupe transversale a un effet significatif sur les performances thermiques des dissipateurs de chaleur. Alors, ils ont proposé des corrélations pour prédire les performances thermiques des dissipateurs de chaleur à coupe transversale.

Yang et al. [67] ont réalisé une expérience pour étudier les performances de huit dissipateurs de chaleur avec différents modèles d'ailettes. Les modèles d'ailettes testés sont: des ailettes planes, des générateurs de vortex delta à ailettes, des générateurs de vortex delta à ailettes triangulaires (angle d'attaque variable). Les performances sont conditionnées par les pertes de charge et le coefficient de transfert thermique. À une vitesse frontale d'environ 3 à 5 m/s, les résultats expérimentaux ont montré que les générateurs de vortex sont plus bénéfiques que la géométrie de l'ailette. Ils ont réussi à obtenir que la conception améliorer optimale est celle avec un générateur de vortex avec attaque triangulaire, qui peut réduire la surface d'environ 12 à 15%, comme le montre la figure I.21.



**Figure I.21: La dimension des générateurs de vortex à attaque triangulaire dans l'étude de Yang et al. [71].**

Li et al. [65] ont étudié expérimentalement et théoriquement les caractéristiques thermique et aérodynamique d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes avec une paire de générateurs de vortex triangulaires, installés devant la section d'essai, comme indiqué sur la Figure I.22. Les effets des géométries, l'angle d'attaque ( $\beta$ ), la distance entre les deux bords de fuite ( $B$ ), la distance entre les générateurs de vortex et le dissipateur de chaleur ( $L_g$ ) et le nombre de Reynolds, sur les performances thermiques y sont discutés. Les résultats montrent que les meilleures performances sont obtenues lorsque la distance entre les bords arrière du générateur de vortex est égale à la largeur du dissipateur thermique et la distance entre le bord arrière des générateurs de vortex et le dissipateur thermique est nulle. Pour ce qui est de l'angle d'attaque  $\beta$ , la résistance thermique et la perte de charge optimales sont atteintes pour un angle de  $30^\circ$ . Aux nombres de Reynolds  $Re = 10\,000$ , la résistance thermique du dissipateur thermique avec un générateur de vortex est inférieure de 27% à celui sans des générateurs de vortex.



**Figure I.22: La configuration géométrique dans l'étude de Li et al. [65].**

Yakut et al. [68] ont présenté les effets des géométries des ailettes hexagonales (les distances longitudinales et la largeur entre les ailettes), de la vitesse d'écoulement d'air et des pertes de charge sur la résistance thermique. Les résultats optimaux ont été obtenus pour une hauteur d'ailette égale à 150 mm de hauteur, des largeurs de 10, 14 et 20mm, et une vitesse d'écoulement d'air de 4 m/s.

Jeng et Tzeng [72] ont étudié expérimentalement la chute de pression et le transfert de chaleur d'une ailette broche carrée. Les performances des ailettes carrées sont comparées à celles des ailettes circulaires. Les paramètres variables sont l'arrangement des ailettes (en ligne ou en quinconce), le pas longitudinal et le pas transversal. À partir des données expérimentales, ils ont trouvé que l'arrangement en ligne des ailettes circulaires causait une perte de charge plus élevée que l'arrangement en ligne des ailettes carrées, à une température élevée.

Naphon et Sookasem [73] ont étudié expérimentalement et numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur du dissipateur thermique à ailettes broche conique, en ligne et en quinconce. Ils ont constaté que la disposition a un effet significatif sur l'air circulant

dans le dissipateur de chaleur, ce qui augmente le taux de transfert de chaleur. Les résultats obtenus à partir du modèle proposé montrent un accord raisonnable avec les expériences.

Yang et al. [74] ont réalisé une étude expérimentale d'un dissipateur de chaleur à ailettes avec trois types de profils de section transversale des ailettes (circulaires, elliptiques et carrées), avec des arrangements en ligne et en quinconce. Pour un arrangement en ligne, seule la densité des ailettes circulaires qui a un effet sur les performances de transfert de chaleur. Pour ce qui est de l'arrangement en quinconce, le coefficient de transfert de chaleur augmente avec la densité des ailettes pour toutes les trois configurations. Pour la même surface, l'ailette elliptique présente des pertes de charge plus faibles et possède la plus petite résistance thermique pour l'arrangement en quinconce.

#### **I.7.2.4.b Flux impactant:**

Le dissipateur de chaleur à jet d'air impactant est largement utilisé pour le refroidissement des composants électroniques, en raison de son prix unitaire raisonnable, son faible poids et sa fiabilité. Cependant, l'utilisation de ce type de refroidissement est la plus répandue. Un processus de refroidissement optimal doit être efficace lors de la conception des dissipateurs de chaleur.

Brignoni et Garimella [75] se sont consacrés à l'étude de transfert de chaleur d'un dissipateur de chaleur à ailettes broches, soumis à un jet d'air impactant confiné, avec une hauteur entre le jet et le dissipateur de chaleur fixe. Ils ont fait varier la vitesse d'écoulement, le diamètre du jet. Ils ont constaté qu'à un débit d'air fixe, pour un plus petit diamètre de jet, la vitesse d'impact augmenterait et la résistance thermique diminuerait.

Dans une autre étude, El-Sheikh et Garimella [76] ont étudié expérimentalement l'amélioration du transfert de chaleur des radiateurs à ailettes broches carrées, soumis à un jet d'air impactant confiné. Les coefficients de transfert de chaleur sont présentés pour une gamme de nombres de Reynolds de jet tels que  $8000 \leq Re \leq 45000$  et un diamètre de jet variant de 12.7 à 38.1 mm. Ils ont constaté que le transfert de chaleur est une fonction importante du diamètre du jet impactant, pour un débit d'air donné, l'efficacité diminue avec le diamètre du jet.

Maveety et al [77,78] ont mené des études expérimentales et numériques sur les performances des dissipateurs de chaleur à ailettes-broches refroidies par jet d'air impactant. Ils ont montré que la géométrie du dissipateur de chaleur, la hauteur du jet d'air et le nombre de Reynolds ont une influence notable sur les performances des dissipateurs de chaleurs. En effet, les résultats ont indiqué que les meilleures performances étaient obtenues pour distance

adimensionnelle du jet d'air impactant variant entre 8 et 12 et un nombre de Reynolds variant entre 40000 et 50000.

Dans une autre étude, Biber et Fijol [79] ont décrit le processus d'optimisation d'un dissipateur de chaleur à ailettes parallèles, associé à un ventilateur destiné au refroidissement des composants électroniques. Les facteurs pris en compte sont l'épaisseur de l'ailette, sa hauteur et sa densité ainsi que le nombre d'ailettes. Les auteurs n'ont pas omis de considérer le coût, le poids et la technologie de fabrication du ventilateur. Ils en déduisent les conclusions suivantes: la sensibilité au nombre d'ailettes diminue à mesure que la hauteur d'ailette augmente, aussi, un espace inter-ailettes large conviendrait à une perte de pression plus petite que pour un espace inter-ailettes étroit.

Sathe et Sammakia [80] ont étudié l'optimisation des performances d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes, sous un jet impactant rectangulaire. Les résultats ont montré qu'en découpant les ailettes situées sous la zone d'impact, cela réduit la chute de pression sans diminuer le transfert de chaleur.

Bhopte et al [81] ont utilisé un produit commercial pour explorer le transfert de chaleur d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes, sous un refroidissement d'air impactant. Le Nusselt a été trouvé dépendant du nombre de Reynolds, du nombre de Rayleigh, du diamètre de jet, de la distance d'impact et de la géométrie du dissipateur de chaleur.

Dans une autre étude, un modèle simple de chute de pression de flux d'air impactant, basé sur le développement d'un écoulement laminaire dans des canaux rectangulaires est proposé par Duan et Muzychka [82]. Pour tester la validité du modèle, des mesures expérimentales de chute de pression sont effectuées avec des dissipateurs de chaleur (figure I.23) avec diverses largeurs d'entrée d'impact, divers espacements d'ailettes, diverses hauteurs d'ailettes et diverses vitesses d'écoulement d'air. Il a été constaté que le modèle proposé est en accord avec les données expérimentales à 20% de moins pour un nombre des Reynolds inférieurs à 1200 dans les canaux (figure I.24), le modèle simple convient aux études de conception paramétrique.

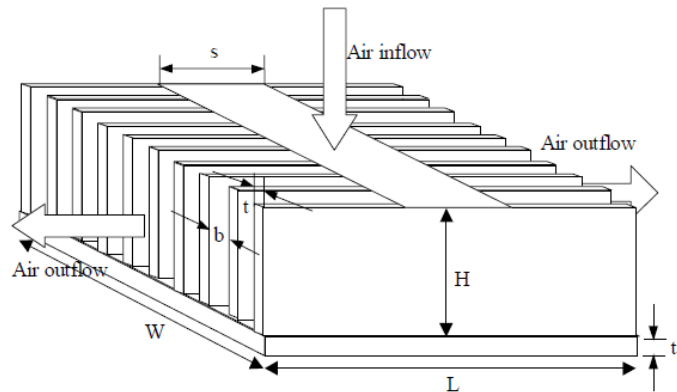


Figure I.23: Géométrie du dissipateur de chaleur à ailettes planes, soumis à un jet d'air impactant utilisé dans l'étude de Duan et Muzychka [82]

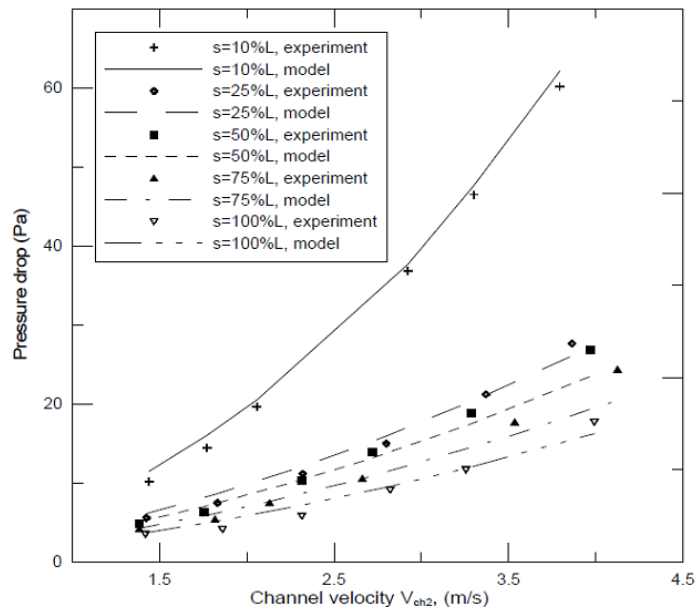
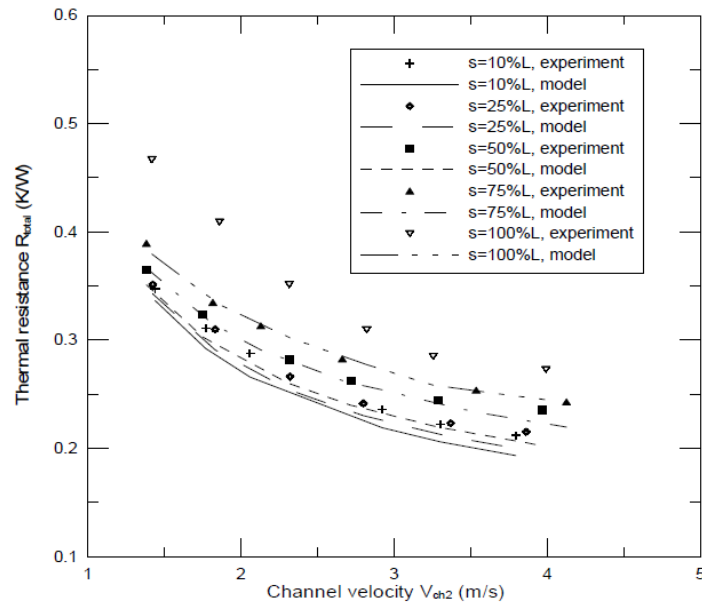


Figure I.24: Comparaison des pertes de charge dans l'étude de Duan[82]

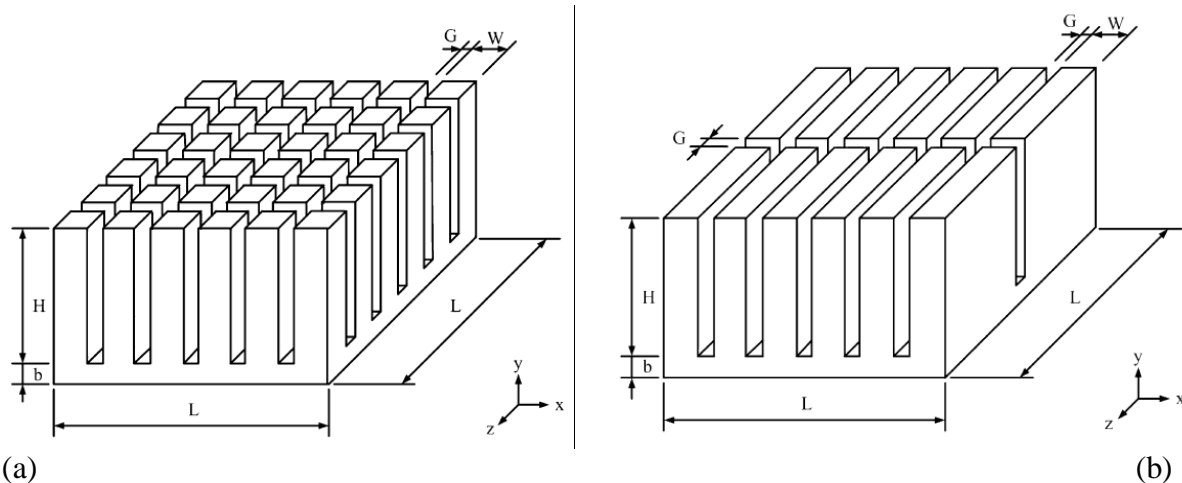
Suite à cette étude, Duan et Muzychka [83] ont proposé un modèle de résistance thermique simple, basé sur le développement d'un écoulement laminaire dans des canaux rectangulaires. Des mesures expérimentales de la résistance thermique sont effectuées avec les mêmes dissipateurs de chaleurs étudiés précédemment, en variant les mêmes paramètres. La précision donnée par le modèle de la résistance thermique proposé, s'est avérée être à 20% des données expérimentales, à pour des nombres des valeurs de Reynolds dans le canal inférieur, égales à 1200. Le modèle simple convient mieux aux études de conception paramétrique (figure I.25).





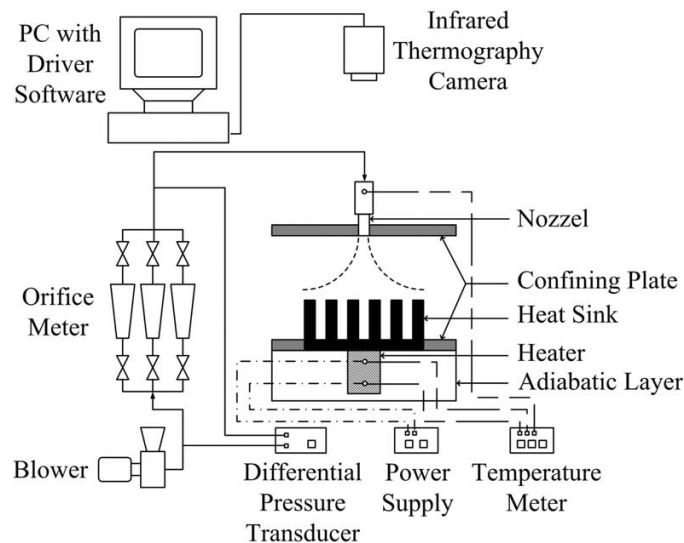
**Figure I.25: Comparaison des résistances thermique dans l'étude de Duan[83]**

En 2005, Hung-Yi Li [84] a mené une étude sur les performances thermiques de deux types de dissipateurs de chaleur, respectivement à ailettes broches et à ailettes planes (Figure I.26), soumis à un refroidissement par jet d'air impactant confiné. Les effets du nombre de Reynolds, de la largeur, de la hauteur des ailettes, de la distance entre le jet d'air et de la pointe des ailettes, et ainsi que le type de dissipateur de chaleur sur la résistance thermique sont étudiés. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds du jet d'impactant réduit la résistance thermique des dissipateurs thermiques de manière cohérente. La résistance thermique peut être diminuée en augmentant la largeur des ailettes, avec un nombre de Reynolds approprié. L'augmentation de la hauteur des ailettes pour agrandir la zone de transfert de chaleur, fait diminuer également la résistance thermique, mais les effets sont moins visibles que ceux qui affectent la largeur des ailettes. De manière générale, les performances thermiques des dissipateurs de chaleur à ailettes broches, sont supérieures à celles des dissipateurs de chaleur à ailettes planes, car les dissipateurs thermiques à ailettes broches sont constitués de volumes plus petits mais de surfaces d'exposition plus grandes.



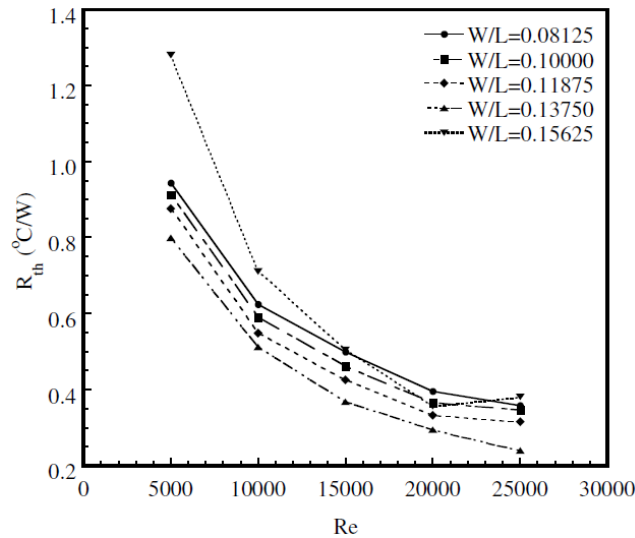
**Figure I.26: Croquis des dissipateurs de chaleur à plaques dans l'étude de Hung-Yi Li: (a) à ailettes broche, (b) à ailettes plane [84].**

En 2007, Hung-Yi Li et Kuan-Ying Chen [85] ont mené une investigation expérimentale avec la technique de thermographie infrarouge (Figure I.27), afin d'étudier les performances thermiques des dissipateurs de chaleur à ailettes planes (même dissipateur de chaleur dans l'étude précédente, cf figure I.28 soumis à un jet d'air confiné).



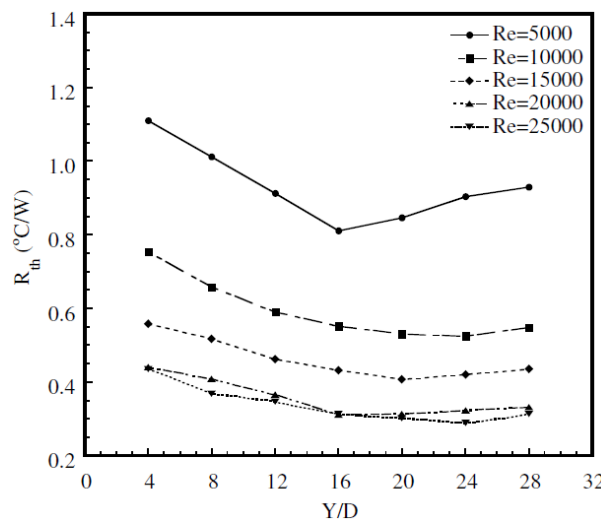
**Figure I.27: Le diagramme schématisé de l'étude expérimentale de Hung-Yi Li [85]**

Les résultats obtenus dans cette étude, illustrent que la résistance thermique est fortement influencée par le nombre de Reynolds du jet impactant, la réduction de la résistance thermique diminue progressivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ainsi, l'amélioration de la résistance thermique, en augmentant le nombre de Reynolds, a une limite. En considérant le taux décroissant de la résistance thermique, le nombre de Reynolds optimal dans cette étude est fixé à 20 000 (figure I.28).



**Figure I.28: L'influence du nombre de Reynolds sur la résistance thermique pour différentes largeurs d'ailettes avec  $H / L = 0.5$  et  $Y / D = 12$  dans l'étude de Hung-Yi Li [85]**

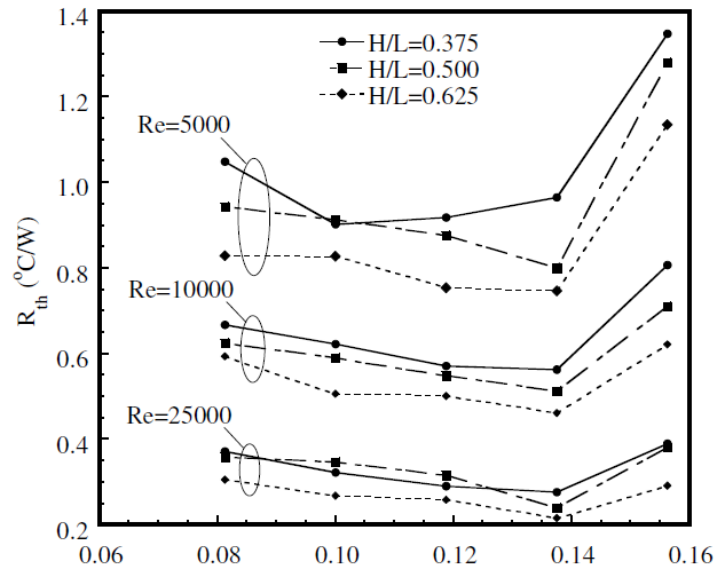
Ainsi, la résistance thermique du dissipateur de chaleur, augmente si la distance d'impact est trop courte ou trop longue. Si la distance d'impact est trop courte, la zone d'impact du jet est limitée, ce qui décline l'échange de chaleur entre le jet et le dissipateur de chaleur. Inversement, le jet ne peut pas pénétrer efficacement dans l'espace entre les ailettes pour le refroidissement, si la distance d'impact est trop longue. La distance d'impact optimale augmente avec le nombre de Reynolds du jet impactant. De plus, l'amélioration de la résistance thermique, en augmentant la distance d'impact, est moins significative pour des nombres de Reynolds plus élevés. La distance d'impact optimale suggérée est  $Y / D = 16$  dans cette étude (figure I.29)



**Figure I.29: Influence de la distance d'impact sur la résistance thermique avec  $W / L = 0.1$  et  $H / L = 0.5$  [85].**

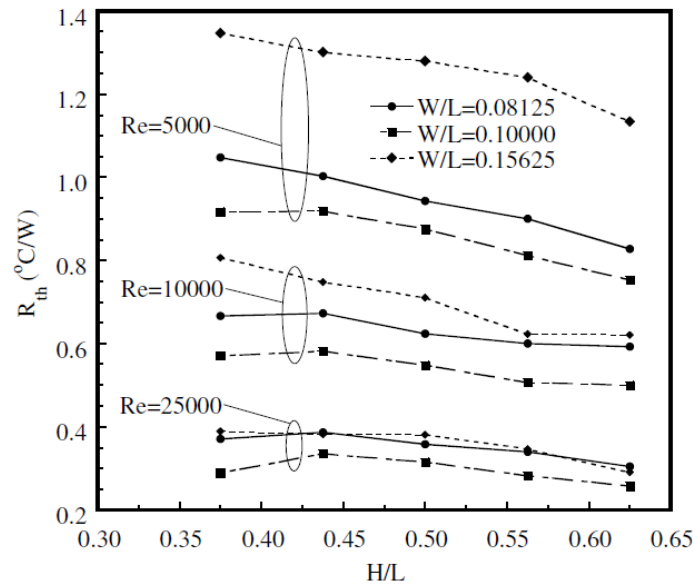
Aussi l'augmentation de la largeur des ailettes, peut réduire notablement la résistance thermique, mais la résistance thermique peut augmenter lorsque la largeur des ailettes est trop grande. Un

dissipateur de chaleur avec une largeur d'ailette plus large, fournit une plus grande surface pour augmenter le transfert de chaleur entre le dissipateur thermique et le jet impactant. Cependant, une largeur d'ailette trop grande retient l'espace inter-ailettes et réduit le flux de fluide dans le dissipateur de chaleur. Ainsi, la résistance thermique augmente sévèrement (Figure I.30).



**Figure I.30: Influence de la largeur des ailettes sur la résistance thermique pour différentes hauteurs d'ailettes avec  $Y/D = 12$ [85].**

La zone de transfert de chaleur agrandie par l'augmentation de la hauteur des ailettes, se situe à l'extrémité du dissipateur de chaleur où la température est basse. Par conséquent, l'effet de l'augmentation de la hauteur des ailettes sur la résistance thermique est moins important qu'en augmentant la largeur des ailettes. Les zones de transfert de chaleur des dissipateurs thermiques augmentent d'environ 55% si la hauteur des ailettes augmente de  $H/L = 0,375$  à  $H/L = 0,625$ . La résistance thermique diminue considérablement avec l'augmentation de la hauteur des ailettes à  $Re = 5000$ . Cela implique que le manque de quantité de fluide pour provoquer une convection forcée efficace à des nombres de Reynolds inférieurs, peut être compensé par l'augmentation de la hauteur des ailettes. Cependant, l'influence de la hauteur des ailettes devient insignifiante si le nombre de Reynolds s'élève jusqu'à 10 000 voire 25 000, parce que la plus grande surface est située à l'extrémité du dissipateur de chaleur où la température est faible (figure I.31).



**Figure I.31: Influence de la hauteur des ailettes sur la résistance thermique pour différentes largeurs d'ailettes avec  $Y / D = 12$  [85].**

Suite à ces études, en 2009, Hung-Yi Li et al [86], ont mené une autre étude expérimentale et numérique, sur les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques des dissipateurs de chaleurs à ailettes planes, sous un refroidissement par jet d'air impactant, en ajustant le nombre de Reynolds du jet, la distance d'impact et les dimensions des ailettes.

D'autres études ont été réalisées en vue d'améliorer les performances de refroidissement des dissipateurs de chaleurs à ailettes planes, soumis à un jet d'air impactant. On peut citer l'étude expérimentale menée par D.-K. Kim et al [87]. L'étude est consacrée pour une comparaison des performances thermiques du dissipateur de chaleur à ailettes planes, à celles du dissipateur à ailettes broches, soumis à un jet d'air impactant. Les investigations expérimentales ont été effectuées pour différents débits et largeurs du canal. Il a été montré que les dissipateurs de chaleur à ailettes planes ont de plus petites résistances thermiques lorsque la puissance dissipée est grande et la longueur du dissipateur de chaleur est petite.

Andrea Diani et al [88] ont développé un modèle numérique sur les performances thermiques et aérodynamiques d'un radiateur à ailettes planes, qu'ils ont pu valider par des mesures expérimentales sur le radiateur. Les expériences ont été réalisées en variant le débit massique de l'air pour deux flux de chaleur différents. Il se trouve que le coefficient de transfert thermique global augmente avec le débit. Quant à la température au niveau de la paroi du radiateur, elle diminue.

Les caractéristiques de débit et de transfert de chaleur d'un radiateur à ailettes planes refroidi par un jet impactant rectangulaire pour différentes largeurs, ont été étudiées

expérimentalement et numériquement par Mesalhy et El-Sayed [89]. L'étude a été réalisée pour plusieurs ailettes, à différentes hauteurs ainsi que pour un flux de jet turbulent. Les résultats ont montré que l'utilisation d'un jet étroit est meilleure pour les dissipateurs de chaleur à un nombre minimal d'ailettes courtes.

### **I.7.3 Refroidissement par effet Peltier:**

La thermoélectricité est littéralement associée à des phénomènes thermiques et électriques. Les thermoélectriques peuvent directement convertir l'énergie thermique en énergie électrique et vice versa. Un thermocouple utilise le potentiel électrique (force électromotrice) généré entre deux fils, pour mesurer la température. Fondamentalement, les thermoélectroniques se composent de deux parties: un générateur thermoélectrique et un refroidisseur thermoélectrique, n'ayant pas de pièces mobiles et ne nécessitent aucun entretien. Les refroidisseurs thermoélectriques assurent le contrôle de la température et de la réfrigération dans les boîtiers électroniques. La thermoélectricité est devenue de plus en plus importante avec de nombreuses applications. Depuis que la thermoélectricité a été découverte au début du dix-neuvième siècle. Il n'y a pas eu beaucoup d'amélioration en matière d'efficacité et de matériaux avant le développement récent de la nanotechnologie, ce qui a conduit à une amélioration remarquable des performances. Il est donc très important de comprendre les fondements de la thermoélectricité pour le développement et la conception thermique.

En 1821, Thomas J. Seebeck a découvert qu'une force électromotrice ou une différence de potentiel pouvait être produite par un circuit constitué de deux fils différents, lorsque l'une des jonctions était chauffée. C'est ce que l'on appelle Effet Seebeck.

En 1834, 13 ans plus-tard, Jean Peltier découvre le processus inverse, stipulant que le passage d'un courant électrique à travers un thermocouple produit de la chaleur ou du refroidissement en fonction selon sa direction. C'est ce que l'on appelle Effet Peltier. Bien que ces deux effets aient été démontrés, il était très difficile de mesurer chaque effet comme une propriété du matériau parce que l'effet Seebeck est toujours associé à deux fils différents et l'effet Peltier est toujours suivi par le chauffage additionnel par effet Joule, du à la résistance électrique lors du passage d'un courant électrique. (Le chauffage par effet Joule a été découvert en 1841 par James P. Joule.)

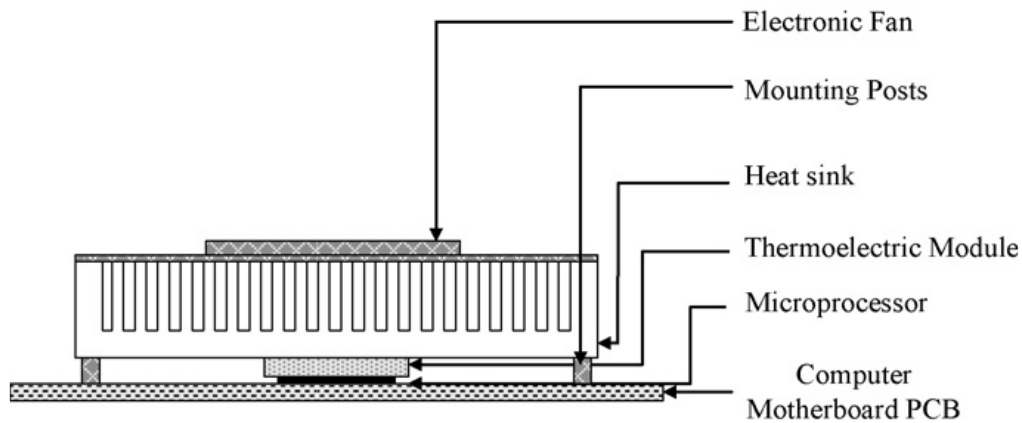
En 1834, Jean Peltier a découvert que l'inverse de l'effet Seebeck est possible en démontrant que le refroidissement peut avoir lieu en appliquant un courant à travers la jonction

plutôt qu'en appliquant de la chaleur, comme dans l'effet Seebeck. L'énergie thermique se convertit en énergie électrique sans turbine ni moteur. Le pompage de la chaleur est possible sans réfrigérateur ni compresseur [90].

Le refroidissement par thermoélectricité est possible pour produire de la réfrigération, sans faire intervenir des mécanismes et des écoulements de fluides frigorigènes est d'utiliser un refroidisseur qui s'appuie sur les effets thermoélectriques. On considère un circuit fermé, formé de deux fils conducteurs, faits de matériaux différents, en contact à chaque extrémité. En chauffant une des jonctions, un courant électrique se met à circuler dans le circuit. Si une différence de potentiel électrique est appliquée, un effet de réfrigération en résulte. La jonction froide se refroidit, et la jonction chaude se réchauffe. C'est l'effet Peltier sur lequel est basée la réfrigération thermoélectrique.

Des recherches sur l'amélioration des performances du système de refroidissement thermoélectrique des CPU ont été rapportées dans plusieurs publications. Chein et Huang [93] ont étudié les performances thermiques d'un refroidisseur thermoélectrique, combiné à un système de refroidissement par eau, destiné au refroidissement des composants électroniques. Les résultats obtenus illustrent que l'augmentation du courant électrique, améliore non seulement l'effet Peltier, mais augmente également la production de chaleur Joule du TEC. Par conséquent, un courant électrique optimal de 7 Ampère est déterminé pour atteindre le conditionnement thermique le plus sûr, à pour une charge thermique spécifique. Un dispositif de refroidissement par eau avec un module thermoélectrique, est utile pour améliorer la performance thermique lorsque la charge thermique est inférieure à 57 W. En comparant ce dernier résultat à celui de Chang et al., 2009 [94], les résultats montrent également que le module de refroidissement par air thermoélectrique donne de meilleures performances à une charge thermique inférieure. Le rapport entre la différence de température totale et la charge thermique la plus basse est estimé expérimentalement à 0,54 °C/W pour la charge thermique basse de 20 W, alors qu'il est de 0,664 °C/W pour la charge thermique élevée de 100 W. Dans certaines conditions, le module de refroidissement de l'air fonctionne moins bien que le dissipateur thermique de refroidissement de l'air seulement.

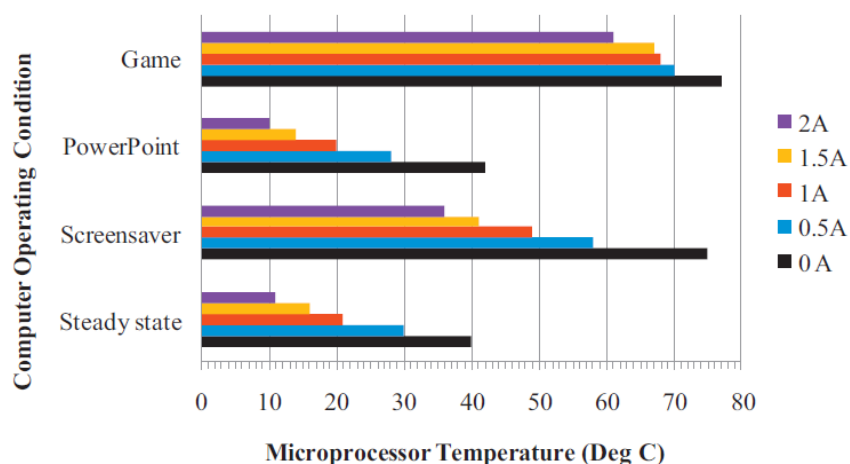
Récemment, C.A. Gould et al [95] ont mené une expérience afin de concevoir et construire un système de refroidissement thermoélectrique (Figure I.32) des ordinateurs personnels, standards, pour différentes applications. Les résultats de l'expérience montrent que les modules thermoélectriques peuvent diminuer avec succès la température de fonctionnement du microprocesseur et du processeur graphique de l'ordinateur.



**Figure I.32: Schéma de principe du module thermoélectrique monté entre le microprocesseur et l'ensemble dissipateur de chaleur standard (Montage de C.A. Gould) [95]**

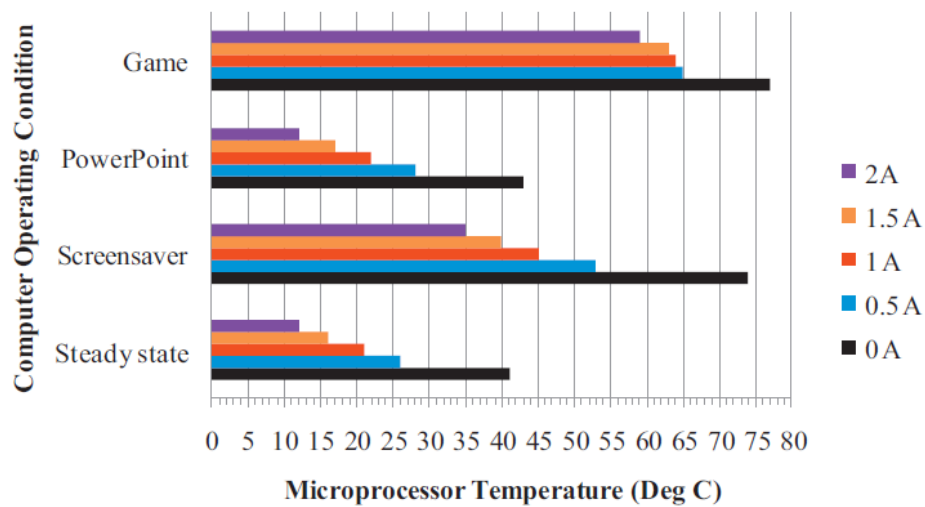
Il a été démontré que le type de dissipateur de chaleur utilisé a un effet sur les performances globales du système de refroidissement thermoélectrique.

D'après les résultats trouvés par C.A. Gould, la figure I.34 illustre les températures du microprocesseur pour un système de refroidissement thermoélectrique, avec un assemblage dissipateur de chaleur et ventilateur électronique standard (Ventirad). Le remplacement du Ventirad par un autre dissipateur thermique et un ventilateur modèle TDEX6015/TH, améliore les performances du refroidissement thermoélectrique, avec des températures de microprocesseur plus basses figure I.35.



**Figure I.34: Température du microprocesseur avec un module thermoélectrique assemblage de dissipateur de chaleur de ventilateurs standard pour les quatre applications [95].**





**Figure I.35: Température du microprocesseur avec un module thermoélectrique et assemblage de dissipateur de chaleur et ventilateurs TDEX6015/TH pour les quatre applications [95].**

C.A. Gould a trouvé aussi que l'utilisation d'un dissipateur de chaleur refroidi par de l'eau, améliore encore les performances du système. Dans le régime permanent, un courant d'entrée du système de refroidissement thermoélectrique implique une réduction de la température du microprocesseur à 6 ° C.

Des recherches ont été menées par X. Hao et al [96], A. Martinez et al [97], H.M. Hu et al [98], dans le but d'améliorer le refroidissement des microprocesseurs par module thermoélectrique.

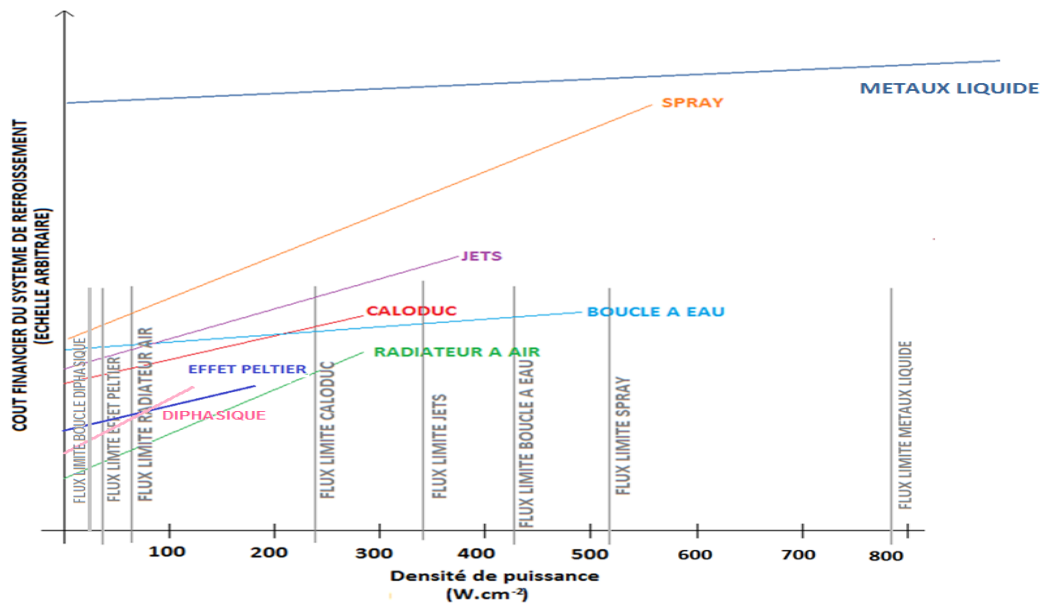
### I.8 Synthèse des systèmes de refroidissement

Les différentes techniques de refroidissement évoquées précédemment sont résumées dans le tableau I.2 ci-dessous. Leurs avantages, leurs inconvénients et les gammes de flux thermique dissipé, y sont mentionnés. Les systèmes sont classés par ordre croissant de flux thermique pouvant être dissipés.

Système	Avantages	Inconvénients	Flux thermique maximal dissipé (W/cm <sup>2</sup> )
<b>Convection naturelle (air)</b>	-Très simple à mettre en œuvre	-Nécessite une adaptation de l'architecture -Utilisable pour de petites puissances uniquement	0.01 à 0.1
<b>Effet peltier</b>	-Pas d'éléments mécanique -Silencieux	-Très énergivore	5 à 50
<b>Convection forcée (air)</b>	-Simple à maitre en œuvre -Contrôlable de l'extérieur		0.1 à 70
<b>Caloduc</b>	-Pas de pièce en mouvement -Simple et robuste -Système passif	-La forme peut poser un problème dans l'intégration	
<b>Tube Thermosiphon</b>		-Dépendant de la position par rapport au champ gravitationnel	5 à 250
<b>Convection forcée (fluide)</b>	-Simple -Plus efficace que l'air -Contrôlable de l'extérieure	-Système actif	10 à 350
<b>Jets</b>	-Applicable sur grande surface	-Nécessite un lourd équipement (pompe, régulateur de débit, réservoir de stockage) -Consommation d'énergie	100 à 350

**Tableau I.2. Résumé des caractéristiques des systèmes de refroidissement [21].**

La figure I.36 dévoile le coût économique des systèmes de refroidissement en fonction de la densité de puissance à évacuer.



**Figure I.36: Coût financier de chaque système de refroidissement en fonction de la densité de puissance à évacuer [21]**

Ce graphique met en exergue l'importance de connaître la puissance thermique à évacuer d'un composant électronique, avant la conception du système de refroidissement convenable qui répond aux exigences du constructeur. On peut noter que, plus le système de refroidissement permet de dissiper une large gamme de flux thermique, plus il est impactant pour le coût financier.

## **I.9 Conclusion**

A travers ce volet, nous avons pu présenter une analyse bibliographique de plusieurs méthodes et techniques de refroidissement des composants électroniques, notamment les microprocesseurs d'ordinateur et ce, afin de mieux cerner les caractéristiques de transfert, thermique et hydrodynamique.

Les travaux que l'on a pu consulter dans cette partie bibliographique, sont à caractères analytique, numérique et expérimental, afin de pouvoir améliorer les performances et l'efficacité des systèmes de refroidissement. Selon la littérature, nous avons pu constater, qu'il y'a parfois une certaine contradiction parmi les résultats obtenus. Ces contradictions sont aussi bien au niveau des caractéristiques hydrodynamiques qu'au niveau du transfert thermique. Maintes interrogations ont été posées afin de mettre en exergue ces contradictions, à savoir les limites d'application des systèmes de refroidissement de plus en plus complexes, conditionnement des systèmes de refroidissement (espace confiné), consommation d'énergie limité (l'alimentation en courant continue), ainsi que le coût énergétique. Parmi les solutions proposées, le refroidissement par convection forcée d'air, l'utilisation des dissipateurs de chaleur, soumis à un jet d'air impactant demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement est approprié pour les microprocesseurs. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques. C'est dans ce contexte que notre recherche est axée. C'est l'une des solutions pour améliorer le rendement d'un système de refroidissement à air pour les microprocesseurs d'ordinateur, spécialement dans des endroits plus confinés où l'espace nous fait défaut. Différentes solutions ont été adoptées pour augmenter l'efficacité du système de refroidissement à air. La technique de couplage des dissipateurs de chaleur à des dispositifs thermoélectriques est d'une grande utilité pour l'industrie de l'électronique. Elle est considérée comme une technologie innovante, fructueuse et fiable, afin de répondre à la demande de dissipation de chaleur élevée des microprocesseurs.

***CHAPITRE II***  
***PRESENTATION DU CAS D'ETUDE ET DU***  
***DISPOSITIF EXPERIMENTAL***

## II.1.Introduction

Ce chapitre est consacré à une étude expérimentale du refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau par le biais d'un dissipateur de chaleur, à ailettes planes, à mini-canaux rectangulaires, soumis à un jet d'air impactant. Cette étude sera donc menée sur un banc expérimental conçu par nos soins, équipé de plusieurs dispositifs et appareils de mesure. Nous étudions l'influence de la hauteur du ventilateur refroidisseur ainsi que la position de la source de chaleur sous le dissipateur de chaleur sur ses performances thermiques et aérodynamiques.

## II.2. Présentation du cas d'étude

La figure II.1 illustre le principe de fonction du dissipateur de chaleur à ailettes planes à mini-canaux rectangulaires soumis à un jet d'air impactant, destiné au refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau. Une source de chaleur est appliquée à la base du dissipateur de chaleur avec une puissance  $Q$ , dégagée par le microprocesseur. Cette chaleur est transmise par conduction vers le dissipateur de chaleur, lequel la dissipe vers le milieu ambiant par convection forcée. Ce mode de transfert thermique qu'est la convection forcée, est produit par de l'air, frais aspiré par un ventilateur axial, puis impacté sur les ailettes du dissipateur de chaleur. Ensuite, l'air chaud est chassé latéralement des deux côtés du dissipateur de chaleur, à travers les mini-canaux vers le milieu ambiant.

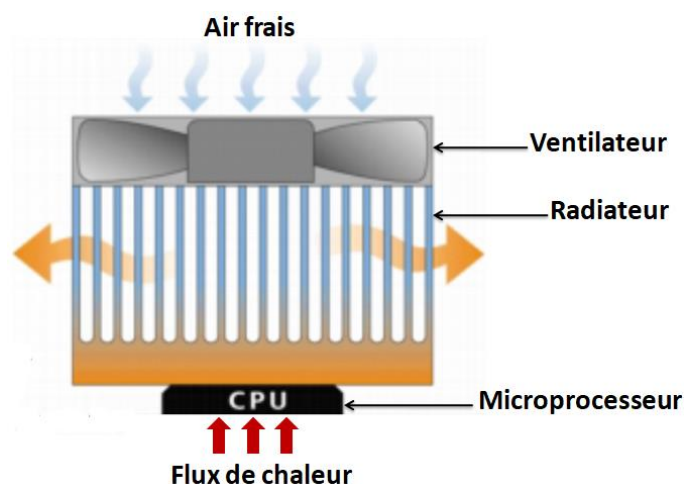


Figure II.1: Principe de fonctionnement du Ventirad

### II.2.1. Contraintes du système

Pour concevoir un système de refroidissement sûr, pour le bon fonctionnement des microprocesseurs dont les limites préconisées par le constructeur sont à respecter, il est judicieux de décrire les différentes contraintes rencontrées au cours de la conception des dissipateurs de chaleur. Ces contraintes sont exposées de la manière suivante:

**a)- Evacuation de la chaleur dissipée par le microprocesseur:** l'augmentation considérable du flux de chaleur généré par les microprocesseurs, est devenue un vrai problème à résoudre. Si la chaleur n'est pas dissipée en temps voulu, la température de jonction sera supérieure à la température de fonctionnement maximale, mentionnée par le constructeur, Pour ce faire, un système de refroidissement efficace doit être conçu pour évacuer la quantité de chaleur considérable générée pendant le fonctionnement de l'ordinateur. Ce, afin de pouvoir maintenir leur stabilité et fiabilité de fonctionnement.

**b) Température de fonctionnement maximale:** La température de jonction est la température de fonctionnement la plus élevée du semi-conducteur dans un dispositif électronique. C'est la plus élevée que la température du châssis. Elle désigne la température autorisée sur le répartiteur de chaleur intégré du processeur. Sa valeur maximale dépend de la puissance de dissipation thermique moyenne (en watts), émise par un processeur dont tous les cœurs sont actifs sous une charge de travail hautement complexe. Par exemple, pour un microprocesseur dissipant 95 W, la température du châssis autorisée par le constructeur est de 72,7 °C [100].

**c) Dimensionnement du dissipateur de chaleur:** L'amélioration des performances du dissipateur de chaleur est liée à l'augmentation de la surface d'échange thermique. Néanmoins, les concepteurs des dissipateurs de chaleur sont conditionnés par l'espace confiné de l'unité centrale pour l'installation du dissipateur de chaleur sur le microprocesseur. Ainsi, la résistance thermique du système de refroidissement qui est le rapport de la puissance dissipé par le microprocesseur, est la différence de température entre la température ambiante et la température maximale de fonctionnement, cette dernière ne doit pas dépassée une certaine limite préconisée par le constructeur.

**d) Conditionnement du système de refroidissement:** l'assemblage ventilateur et dissipateur de chaleur, est conditionné par l'espace confiné de l'unité centrale de l'ordinateur. Cette contrainte augmente la température au sein de l'unité centrale, ce qui provoque une ambiance à température élevée dépassant parfois les 27 °C.

### II.3. Description du modèle physique

La figure II.2 illustre le modèle physique de la présente étude. Ce modèle physique est constitué de trois parties principales: un microprocesseur (source de chaleur), un assemblage (Ventirad) dissipateur de chaleur à ailettes planes à mini canaux rectangulaires et un ventilateur axial générant l'air refroidisseur. L'assemblage Ventirad est surmonté sur le microprocesseur. La chaleur dégagée par le microprocesseur est transférée par conduction vers le dissipateur de chaleur, puis chassée par convection forcée d'air, à partir du ventilateur, vers l'ambiance, à travers les canaux du dissipateur de chaleur, via les surfaces des ailettes du dissipateur de chaleur. Le ventilateur axial utilisé, délivre une vitesse de jet d'air refroidisseur allant de 0.5m/s à 5m/s.

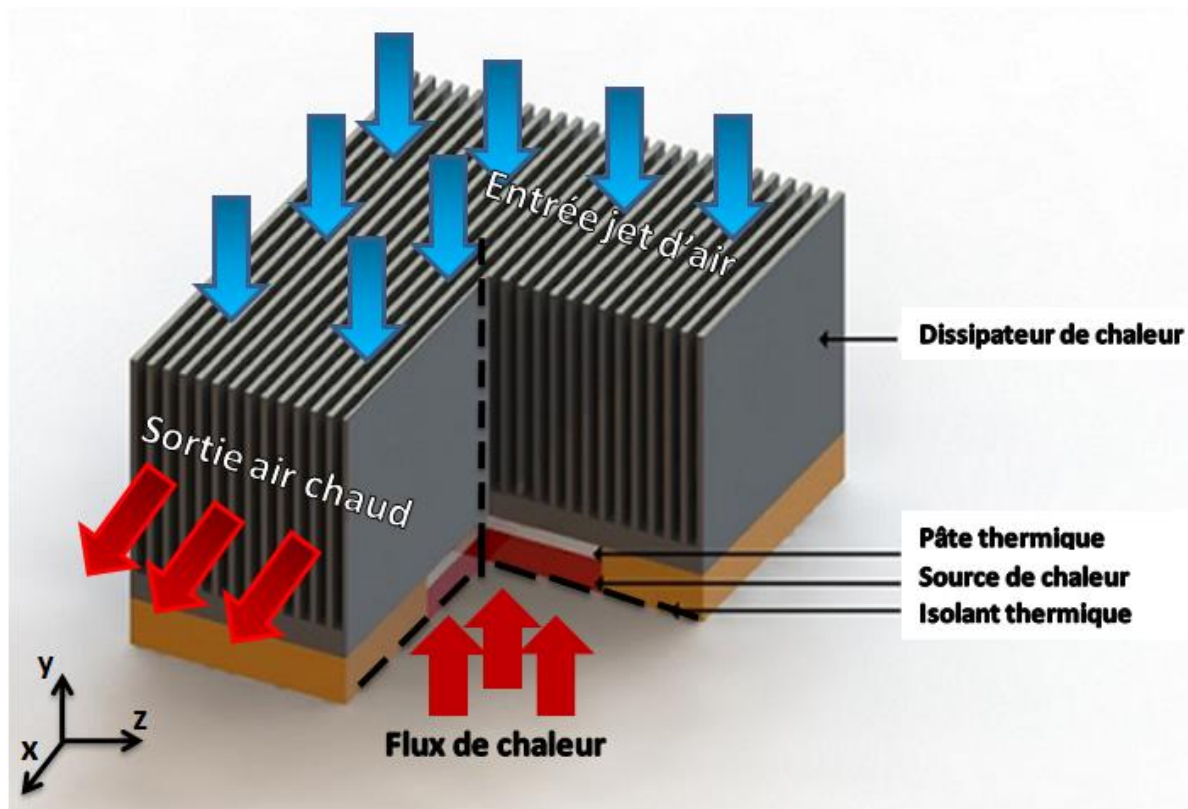


Figure II.2: Schéma synoptique du model physique.

La source de chaleur à refroidir qui simule le microprocesseur, dissipe une puissance de 80W. Une isolation thermique est utilisée autour de la source de chaleur pour assurer un flux de chaleur constant et uniforme au dessous de la base du dissipateur de chaleur. Le dissipateur de chaleur (4) à ailettes planes à mini-canaux rectangulaires, est fabriqué en aluminium pur d'extrusion, en vertu de sa faible masse volumique  $\rho=2702 \text{ kg/m}^3$  et de sa haute conductivité thermique, de l'ordre de  $237 \text{ W.m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  [102]. L'air est utilisé comme



fluide refroidisseur, ses propriétés physiques pour une température de travail ambiante de 27°C, sont représentées dans le tableau ci dessous

Propriétés physique de l'air		
<b>Densité</b>	$\rho$	1.1614 kg.m <sup>-3</sup>
<b>Chaleur spécifique</b>	$C_p$	1007 J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
<b>Conductivité thermique</b>	$\lambda_f$	0.0263 W.m <sup>-1</sup> .k <sup>-1</sup>
<b>Viscosité dynamique</b>	$\mu$	1.846 × 10 <sup>-5</sup>
<b>Viscosité cinématique</b>	$\nu$	1.589 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
<b>Nombre de Prandtl</b>	$P_r$	0.707

**Tableau II. Propriété physique de l'air [102]**

### II.3.1. Dissipateurs de chaleur

Un dissipateur de chaleur est un dispositif permettant d'absorber ou de dissiper efficacement la chaleur (énergie thermique) en utilisant des surfaces étendues telles que des ailettes planes et des ailettes broche. Les dissipateurs de chaleur sont utilisés dans une large gamme d'applications où une dissipation thermique efficace est requise. La conception la plus courante d'un dissipateur de chaleur est celle en métal avec de nombreuses ailettes de refroidissement. Les performances du dissipateur de chaleur s'améliorent en augmentant la conductivité thermique des ailettes, la surface des ailettes ou le coefficient de transfert de chaleur. Le profil des ailettes rectangulaire est fondamental et est largement utilisé, en particulier avec des ailettes multiples.

### II.3.2. Modèle de l'écoulement:

Le principe de notre cas d'étude est de souffler l'air refroidisseur à partir d'un ventilateur axial avec une vitesse variable au dessus du dissipateur de chaleur. L'air sous forme de jet d'air impactant, se répartit dans les mini-canaux du dissipateur de chaleur (figure II.3).

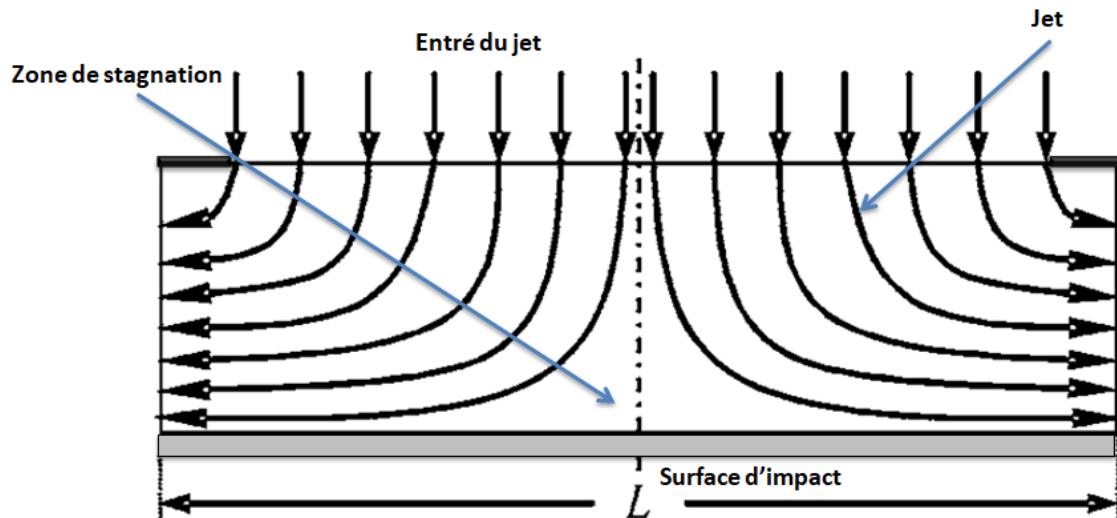


Figure II.3: Champ d'écoulement dans le plan médian du canal du dissipateur de chaleur

### II.3.3. Modèle thermique

Le transfert de chaleur au niveau du dissipateur de chaleur est un problème conjugué (figure II.4), combinant la conduction thermique dans la partie solide du dissipateur de chaleur et la convection côté fluide de refroidissement.

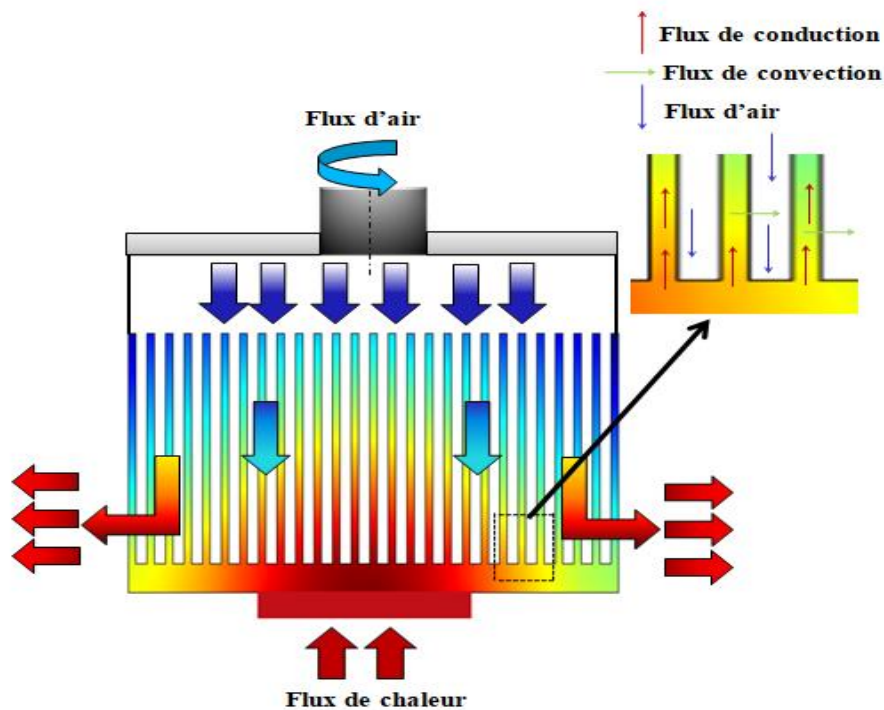


Figure II.4: Echanges thermiques au niveau des ailettes du dissipateur de chaleur.

Les deux modes de transferts de chaleur sont couplés par les flux de chaleur à l'interface solide-fluide. Ils sont exprimés par les relations suivantes:

$$T_{s,\Gamma} = T_{f,\Gamma} \quad (\text{II.1})$$

$$\dot{q}_{\text{cond}} = \dot{q}_{\text{conv}} \quad (\text{II.2})$$

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = h(T - T_{\infty}) \quad (\text{II.3})$$

Les paramètres  $\dot{q}_{\text{cond}}$ ,  $\dot{q}_{\text{conv}}$ ,  $\lambda_s$ ,  $h$ ,  $T$  et  $T_{\infty}$ , représentent respectivement le flux de chaleur conductif, le flux de chaleur convectif, la conductivité thermique du solide, le coefficient de transfert de chaleur, la variable température et la température ambiante.

L'équation II.3 exprime l'aspect conservatif du flux thermique échangé en zone de frontière solide- milieu ambiant. Le terme  $h(T - T_{\infty})$  est la loi de Newton de refroidissement, exprimant le flux de chaleur entre le milieu solide et l'environnement qui est du aux convections forcées et naturelles.

La loi de Newton pour un corps se refroidissent par convection forcée, exprime la perte de chaleur, elle est proportionnelle à la différence de température entre le corps solide et son environnement. Autrement dit, la quantité de chaleur perdue par le corps est équivalente à celle captée par son environnement.

## II.4. Paramètres de calcul

Dans le but de décrire les caractéristiques du transfert thermique et de l'écoulement du fluide au niveau du dissipateur de chaleur, des paramètres thermiques et aérodynamiques y sont étudiés. L'influence de la hauteur de soufflage du jet refroidisseur, ainsi que la position de la source de chaleur au dessous de la base du dissipateur de chaleur, seront étudiées afin d'améliorer les performances du système de refroidissement du microprocesseur.

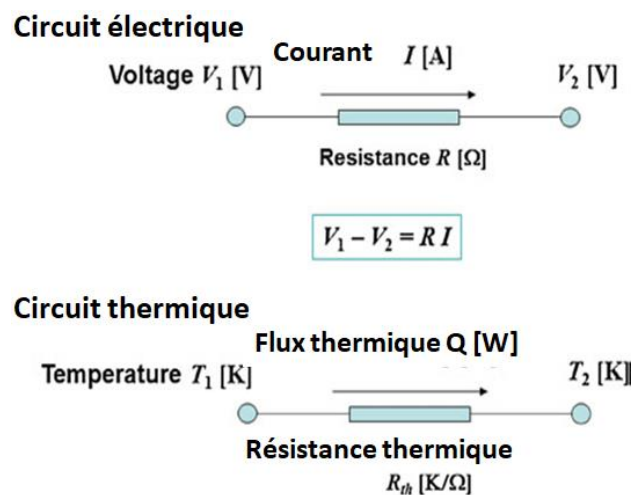
### II.4.2. Concept de la résistance thermique

Le concept de la résistance thermique est pratique pour expliquer les effets de divers paramètres sur les performances du dissipateur de chaleur. Le concept est basé sur l'analogie entre les réseaux électriques et les réseaux thermiques (Figure II.5). La température dans le réseau thermique correspond à la tension dans le réseau électrique. Le flux de chaleur entraîné

par la différence de température, correspond au courant électrique sous la différence de tension.

Le flux de chaleur et la différence de température sont liés par la résistance thermique, tout comme le courant électrique et la différence de tension à travers la résistance électrique.

$$R_e = \frac{\Delta T}{Q} \quad \text{II.4}$$



**Figure II.5. Analogie entre réseaux électriques et thermiques [99]**

Dans l'équation II.4,  $\Delta T$  est la différence de température ( $(T_1 - T_2)$ ) et  $Q$  est le débit de chaleur entre les deux nœuds (1 et 2) comme stipulé sur la figure II.5. La dimension de la résistance thermique est K/W. On peut dire que l'objectif de la conception des dissipateurs de chaleur est de réduire la résistance thermique entre le package (ou toute autre surface de source de chaleur) et l'air ambiant. En général, la résistance thermique est fonction de nombreux paramètres. La formule la plus simple qui exprime la résistance thermique est écrite pour un flux de chaleur unidimensionnel. La résistance thermique du package à l'air refroidisseur peut être réduite en augmentant le coefficient de transfert de chaleur ( $h$ ) ou la surface de transfert de chaleur ( $A$ ) ou les deux. Le coefficient de transfert thermique augmente avec la vitesse de l'air  $U$ . Par conséquent, l'augmentation de  $U$  n'est pas aussi efficace que l'augmentation de la surface de transfert de chaleur qui diminue la résistance thermique en proportion linéaire. En outre, l'augmentation de  $U$  n'est pas une bonne option, car l'air à haute vitesse produit du bruit acoustique et consomme de la puissance du ventilateur.

La résistance thermique est calculée par la relation suivante:

$$R_{th} = \frac{T_j - T_{jet}}{Q_{elec} - Q_{loss}} \quad \text{II.5}$$

#### II.4.2. Coefficient de transfert de chaleur par convection

Lorsque le composant électronique est refroidi par l'écoulement d'un fluide refroidisseur, on utilise le coefficient de transfert de chaleur ( $h$ ) pour décrire la quantité de chaleur (en Watt) transférée de la surface unitaire ( $m^2$ ) du composant électronique sous la différence de température unitaire (K), entre la surface et le fluide de refroidissement. Le coefficient de transfert thermique est mesuré en  $W/m^2K$ . La température du composant électronique ( $T_p$ ), est donné dans l'équation II.6, où  $T_0$  [K] est la température du fluide refroidisseur et  $A_p$  est la surface de package.

$$T_p = T_0 + \frac{Q}{(A_p \cdot h)} \quad \text{II.6}$$

Le coefficient de transfert de chaleur est un facteur important. D'après Equation II.6, plus le coefficient de transfert de chaleur est grand, plus la résistance thermique est faible. Le coefficient de transfert de chaleur dépend du matériau de refroidissement, de la vitesse du fluide de refroidissement, de la géométrie et des dimensions de la surface et d'autres paramètres [99].

A l'état d'équilibre, le bilan thermique entre le dissipateur de chaleur est le milieu extérieur (air), est exprimé sous forme de puissance électrique comme suit:

$$Q_{elec} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{loss}. \quad \text{II.7}$$

$Q_{elec}$  est la puissance électrique totale à la base du radiateur,  $Q_{conv}$ ,  $Q_{rad}$ ,  $Q_{loss}$  sont respectivement le flux de transfert de chaleur du dissipateur de chaleur par convection, par rayonnement, et les pertes de chaleur par conduction.

Le flux de chaleur par rayonnement  $Q_{rad}$ , est donné comme suit [103]:

$$Q_{rad} = \sigma F A_s (T_w^4 - T_a^4). \quad \text{II.8}$$

Etant donné que les ailettes et la base du dissipateur de chaleur sont en aluminium très poli pour réduire leurs émissivités,  $Q_{rad}$  sera négligé dans ce qui suit.

Les pertes thermiques par conduction  $Q_{loss}$ , sont réduites au maximum grâce à la bonne isolation de la source de chaleur et de la base du dissipateur de chaleur. Selon [104], on écrit:

$$Q_{loss} = \frac{AK_{ins}}{\Delta X} \cdot \Delta T_{ins}. \quad \text{II.9}$$

Où  $A$  est la surface de base du dissipateur de chaleur,  $K_{ins}$  est la conductivité thermique de l'isolant,  $\Delta T_{ins}$  est la différence de température à travers l'isolation et  $\Delta X$  l'épaisseur de l'isolant.

Le coefficient de transfert thermique convectif  $h$  est calculé selon [105] comme suit:

$$h = \frac{Q_{conv}}{A_t [T_j - T_{jet}]} = \frac{Q_{elec} - Q_{loss}}{A_t [T_j - T_{jet}]} \quad \text{II.10}$$

Avec:  $T_{jet} \approx T_{amb}$  et  $A_t$  est la surface d'échange thermique, donnée selon [108; 109] par la relation:

$$A_t = NA_f + A_b \quad \text{II.11}$$

## II.5. Modèle mathématique

A partir du modèle physique du système étudié ici, l'écoulement de l'air refroidisseur à travers les mini canaux du dissipateur de chaleur ainsi que les échanges thermiques qui en résultent, sont gouvernés par l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie. On écrit:

L'équation de continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{II.12}$$

➤ L'équation de mouvement:

Pour le fluide, dans un écoulement bidimensionnel, l'équation de mouvement se présente sous la forme suivante:

-Suivant l'axe  $Ox$ :

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.13}$$

-Suivant l'axe  $Oy$ :

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.14}$$

-Pour le solide, l'équation de mouvement prend la forme suivante:

$$\vec{V} = 0 \quad \text{II.15}$$

➤ l'équation de l'énergie se présente sous la forme suivante:

- Pour le fluide :

$$\rho \cdot C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.16}$$

- Pour la partie solide:

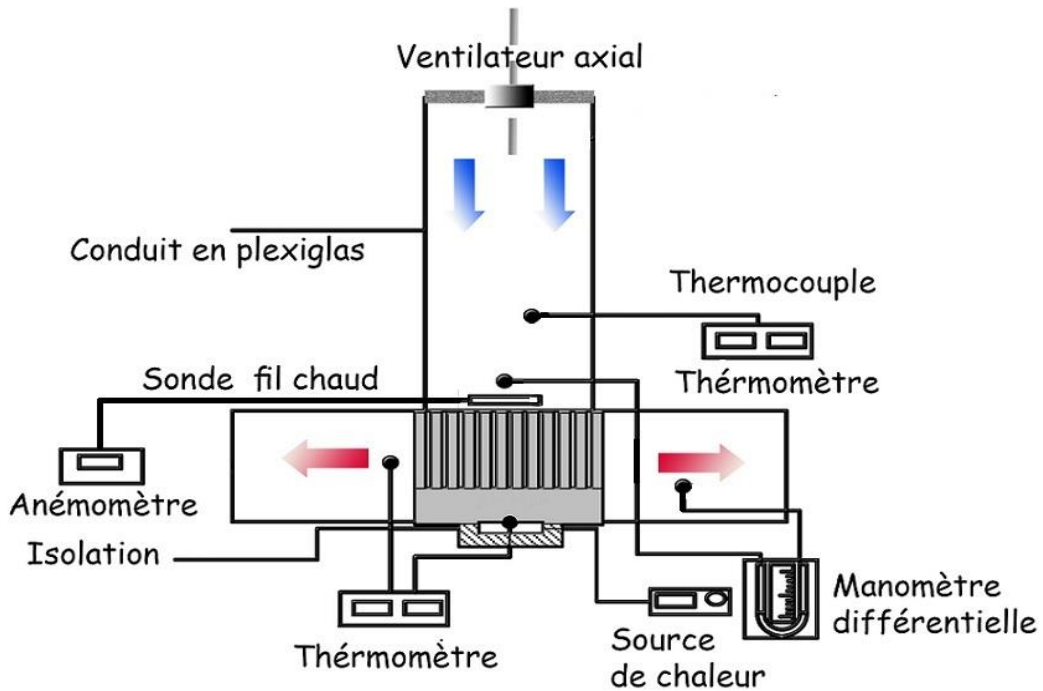
$$\frac{\lambda_s}{\rho \cdot C_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad \text{II.17}$$

Avec:  $\rho$ ,  $\lambda_f$ ,  $\lambda_s$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ,  $p$ ,  $\vec{V}$ ,  $T$  désignent respectivement la masse volumique du fluide, la conductivité thermique du fluide refroidisseur (air), la conductivité thermique du solide, la viscosité dynamique du fluide, la chaleur spécifique à pression constante, la pression du fluide, le vecteur vitesse et la température.

## II.6. Présentation du banc d'essai expérimental

Le banc d'essai expérimental dont le principe de fonctionnement est illustré sur la figure II.6, est destiné pour mener une étude expérimentale, en vue d'améliorer les performances thermiques et aérodynamiques d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes, à mini canaux rectangulaires, soumis à un jet d'air impactant, issu d'un ventilateur axial pour refroidir le microprocesseur d'ordinateur de bureau (source e chaleur). Les mesures sont prises en régime stationnaire, pour étudier l'influence de la hauteur du ventilateur refroidisseur et celle du positionnement de la source de chaleur sous le dissipateur de chaleur, sur les performances thermiques et aérodynamiques, en vue d'optimiser le système de refroidissement.





**Figure. II.6: Schéma de principe du banc d'essai expérimental**

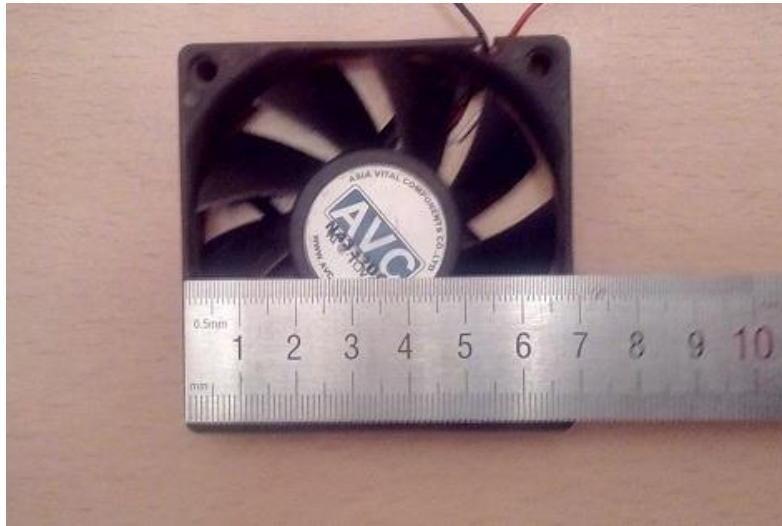
La figure II.7 montre une photo du dispositif expérimental conçu et monté par nos soins.



**Figure II.7: Dispositif expérimental**

Le système de jet d'air impactant (1) est constitué d'un ventilateur axial 70x70x15 mm, de type 12V DC 0.7A (figure II.8), débitant  $42 \text{ m}^3/\text{h}$  d'air avec un diamètre de jet  $D=66\text{mm}$ , dont le moteur est alimenté par une source de tension continue (2). La vitesse de rotation du

ventilateur varie avec la tension d'alimentation. L'écoulement de l'air est acheminé depuis le ventilateur jusqu'au dissipateur de chaleur le long d'un conduit en plexiglas (3), avec des hauteurs soufflage variant de 20 mm à 60 mm.



**Figure II.8: Ventilateur axial**

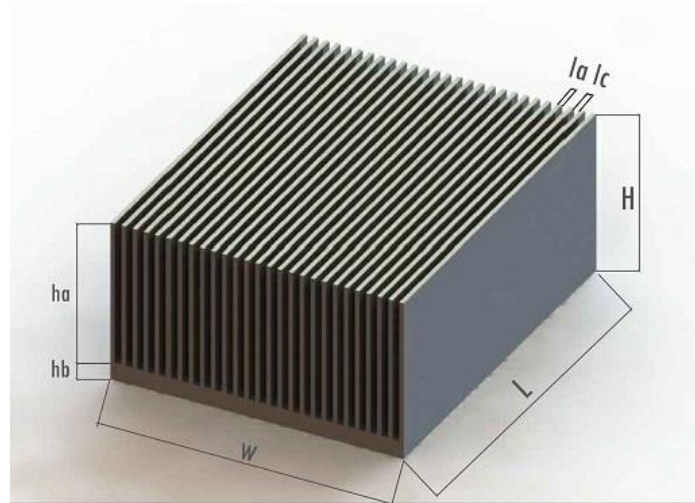
Le dissipateur de chaleur (4) à ailettes planes à mini-canaux rectangulaires, est fabriqué en aluminium pur d'extrusion (figure II.9), ses dimensions sont présentées dans le tableau II.2 ci-dessous. Le jet d'air est placé au-dessus du radiateur, à des hauteurs de soufflage dont la variation aura une influence notable sur la vitesse d'écoulement de l'air.

Caractéristiques géométriques du dissipateur de chaleur		
<b>Forme d'ailette</b>		Rectangulaire
<b>Nombre des ailettes</b>	N	27
<b>Largeur du radiateur</b>	W (mm)	66
<b>Hauteur d'ailette</b>	$h_a$ (mm)	32
<b>Longueur d'ailette</b>	L (mm)	82
<b>Epaisseur de la base</b>	$h_b$ (mm)	4
<b>Largeur du canal</b>	$l_c$ (mm)	1.5
<b>Epaisseur de l'ailette</b>	$l_a$ (mm)	1

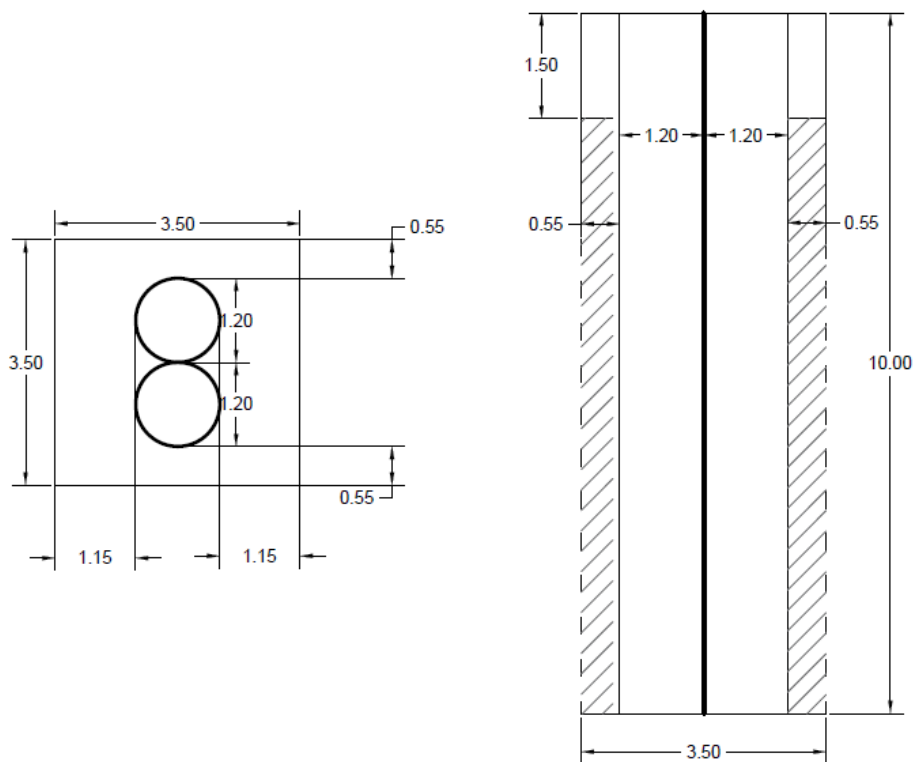
**Tableau II.2: Dimensions du dissipateur de chaleur**

Une source de chaleur (5), de dimensions 35x35x15 (mm<sup>3</sup>) (figure II.10), dégageant une puissance de 80 Watt, simule le microprocesseur. Elle est fixée sur la base du dissipateur de chaleur et entourée d'un isolant destiné à minimiser les déperditions thermiques. Une pâte

thermique est utilisée pour assurer le bon contact entre la source de chaleur et le dissipateur (4).



**Figure II.9: Dissipateur de chaleur.**



**Figure II.10: Source de chaleur simulant le microprocesseur (dimension en mm).**

### II.6.1. Description du système générant l'écoulement

La figure II.11 présente le dispositif permettant de générer l'écoulement du jet d'air refroidisseur à travers les mini canaux du dissipateur de chaleur. Plusieurs vitesses moyennes de soufflage, allant de 0,5 m/s à 5 m/s, sous un régime d'écoulement laminaire dans les

canaux du dissipateur de chaleur, sont en effet adoptées. Le régime d'écoulement est défini par le nombre de Reynolds comme suit [102]:

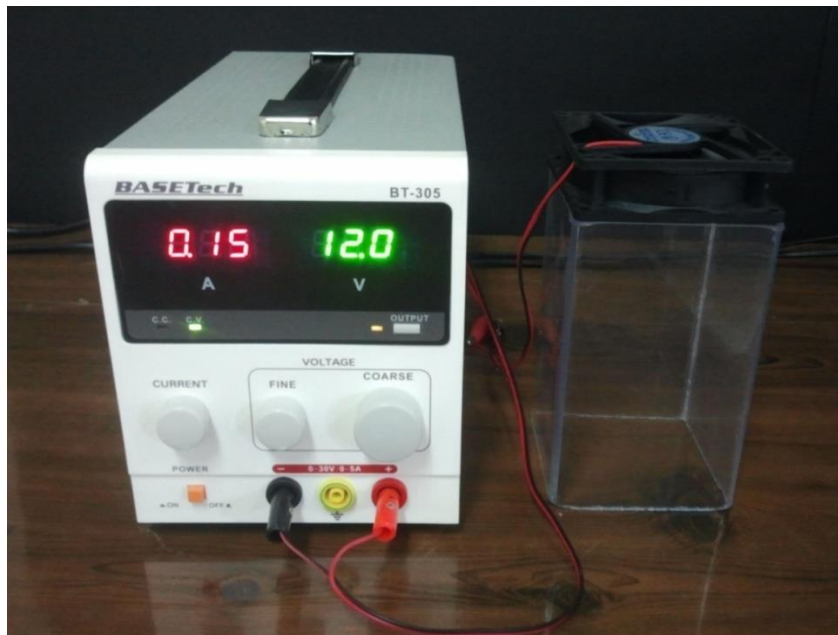
$$R_e = \frac{UD_h}{\nu} \quad (\text{II.12})$$

avec:

$$D_h = \frac{4A}{P_m} = \frac{2 \cdot h_a \cdot l_c}{h_a + l_c}. \quad (\text{II.13})$$

Où:  $D_h$  le diamètre hydraulique et  $A$  est la surface d'échange entre deux ailettes voisines.

A l'entrée de notre système, le dispositif est constitué d'un ventilateur électronique axial, suivi d'un conduit en plexiglas, de faible épaisseur dont les caractéristiques géométriques sont définies selon les dimensions du dissipateur de chaleur. Une source de tension continue assure la variation du débit d'air.



**Figure II.11: Système générant l'écoulement (source de tension continue)**

Dans le but d'optimiser la puissance consommée par le ventilateur, on a procédé à des essais préliminaires. En effet, en traçant une courbe de variation de la vitesse de l'écoulement en fonction de la puissance consommée, on a pu estimer la puissance correspondante à chaque vitesse mesurée. Ces mesures de vitesse ont été obtenues à l'aide de la sonde à fil chaud (7) à température constante préalablement étalonnée. Un système de déplacement de la sonde à fil

chaud, opère suivant la direction longitudinale de la partie supérieure du dissipateur de chaleur, permet d'assurer un déplacement minimal de 5 mm.

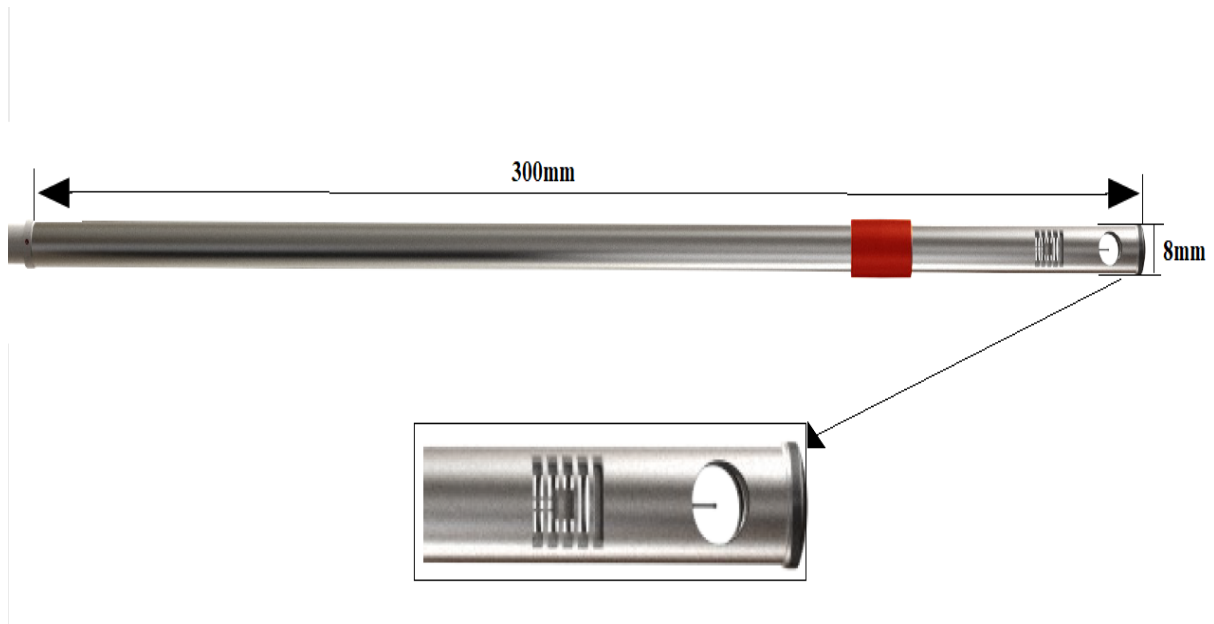
## **II.7. Mesures Expérimentales:**

Les températures du flux d'air et celles au niveau du radiateur, sont mesurées avec une précision de  $\pm 0,4\%$ , à l'aide de thermocouples de type K  $\varnothing$  0,2 mm, connectés au thermomètre numérique (6) cf Figure II.7. La vitesse d'écoulement est mesurée le long de la surface d'impact air/radiateur avec la sonde anémométrique à fil chaud (7), se déplaçant perpendiculairement à l'axe du canal du dissipateur de chaleur (7), affiche une précision de  $\pm 0,3\%$ . La chute de pression à travers le dissipateur de chaleur,  $\Delta P = P_{in} - P_{out}$ , est mesurée au moyen de deux prises de pression, l'une à l'entrée et l'autre à la sortie du dissipateur de chaleur, reliées toutes les deux au manomètre numérique à pression différentielle à affichage numérique (8) dont la précision est évaluée à  $\pm 0,5\%$ . Plusieurs vitesses moyennes de soufflage, allant de 0,5 m/s à 5 m/s, sous un régime d'écoulement laminaire dans les canaux du dissipateur de chaleur, sont en effet adoptées.

### **II.7.1. Anémométrie à fil chaud**

Les mesures instantanées de température et de vitesse du flux d'air ont été effectuées respectivement, par anémométrie à fil chaud. Cette technique de mesure repose sur les propriétés de résistance électrique d'un fil conducteur en fonction de la température et de la vitesse de l'écoulement.

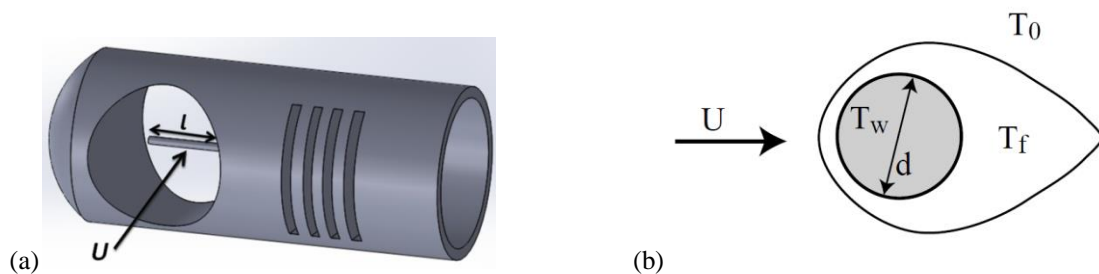
Les anémomètres à fils chauds usuels sont constitués d'un fin fil d'environ 3 mm de long, de 1 à 10  $\mu\text{m}$  de diamètre (figure II.12). Les mesures sont effectuées le plus souvent dans des souffleries (écoulement d'air de l'ordre de 0,1 m/s à plusieurs centaines de m/s). Divers compromis entre résistivité, conductivité thermique et robustesse mécanique conduisent à privilégier pour le fil, des matériaux comme le tungstène, le platine ou encore certains alliages.



**Figure II.12: Sonde de l'anémomètre à file chaude.**

Le principe de l'anémométrie à fil chaud, consiste à mesurer la puissance transférée depuis un fil fin, chauffé par effet Joule et refroidi par le passage du fluide. La puissance emportée par le fluide donne donc une mesure indirecte de la vitesse de l'écoulement mais pas de sa direction [110].

La figure II.13 illustre le fil chaud de la sonde perpendiculaire à la vitesse du fluide, ainsi que l'allure de la couche limite thermique autour du fil. On considère un fil de longueur  $l$  et de diamètre  $d$ , tel que le rapport  $l/d$  soit très grand (typiquement  $l/d \approx 200$ ). On fait circuler dans ce fil de résistance  $R_w$ , un courant d'intensité  $I$ . la température du film fluide  $T_f$  est calculée comme suit:  $T_f = (T_w + T_0)/2$ .



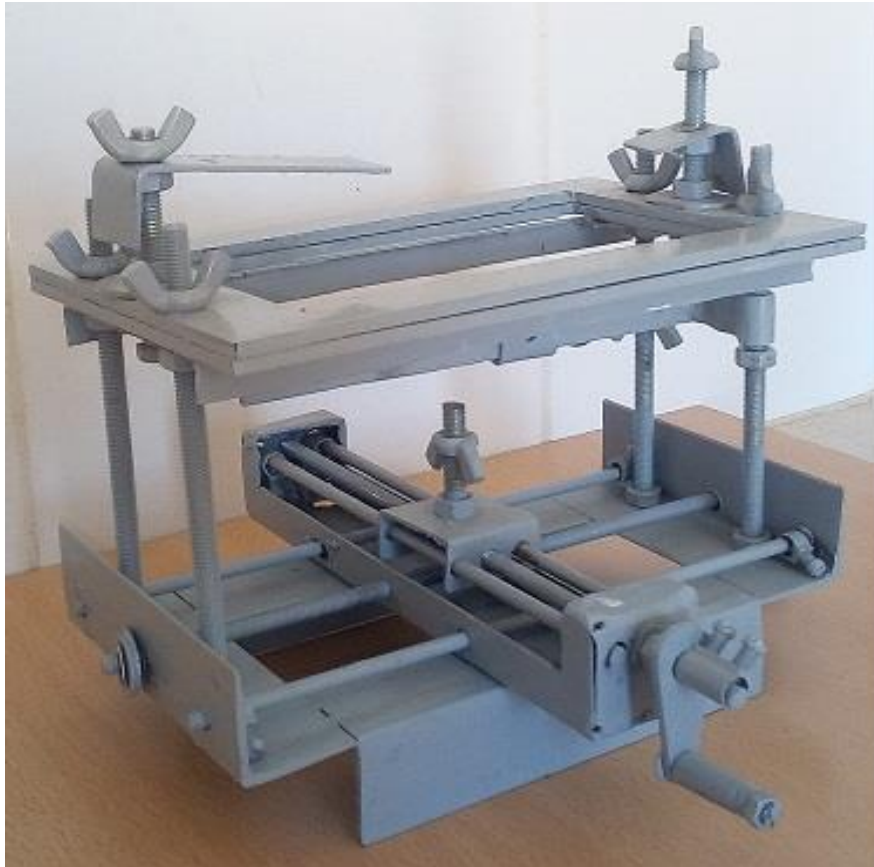
**Figure II.13:** (a) : Fil chaud monté sur la sonde perpendiculaire à la vitesse  
(b) : Allure de la couche limite thermique autour du fil



### II.7.2. Système de déplacement de la source de chaleur

Le système de déplacement de la source de chaleur présenté dans la figure II.14 opère suivant trois directions :

- *Direction longitudinale* : Assurer un déplacement de 5 mm, ce qui accorde une bonne précision aux mesures de la température de la source de chaleur.
- *Direction transversale (hauteur)* : Fixer la source de chaleur à la base du dissipateur de chaleur.
- *Direction transversale (envergure)* : Assurer le même déplacement de 5 mm que pour la direction longitudinale,



**Figure II.14: Système de Déplacements de la source de chaleur**

La figure II.15 présente les différentes positions du centre de la source de chaleur sur la base du dissipateur de chaleur, lors de son déplacement suivant les trois axes, longitudinal, transversal et diagonal.



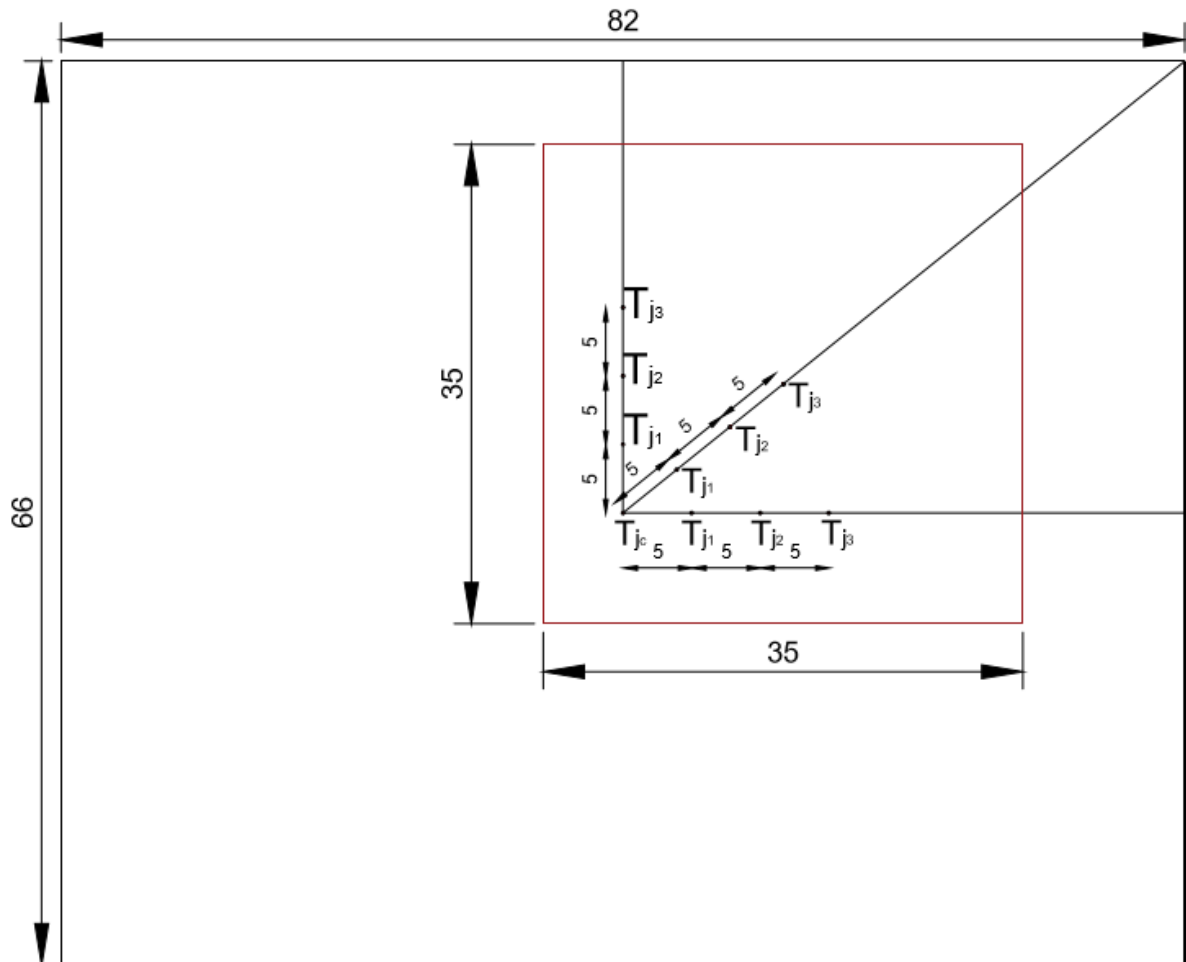


Figure II.15: Déplacements de la source de chaleur

## II.8. Etude expérimentale

Réussir avec efficacité la conception globale du système de refroidissement du microprocesseur, revient à atteindre un taux de transfert de chaleur élevé pour un coût énergétique minimal. L'influence de la hauteur du jet d'air refroidisseur et du positionnement de la source de chaleur (microprocesseur) collée à la base du dissipateur de chaleur, sur la température de jonction  $T_j$ , semblent relever le défi.

Dans une première partie, nous étudierons expérimentalement l'influence de la hauteur du jet d'air refroidisseur provenant du ventilateur axial, sur la structure de l'écoulement ainsi que sur les performances thermique et aérodynamique du dissipateur de chaleur. Dans une deuxième partie, nous étudierons l'influence du positionnement de la source de chaleur sur la base du dissipateur de chaleur, sur le transfert de chaleur qui en résulte.

Les conditions expérimentales choisies pour cette étude sont les suivantes :

- $T_{\text{amb}} = 27 \text{ °C}$
- $Q_{\text{elec}} = 80 \text{ W}$
- $U = [0,5\text{m/s} : 5 \text{ m/s}]$
- $H = [20\text{mm}; 40\text{mm}; 60\text{mm}]$
- La géométrie du dissipateur de chaleur est présentée dans le tableau II.2.

## **II.9. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté, le banc d'essai expérimental conçu pour réaliser notre étude. Les différents dispositifs constituant le banc d'essai sont illustrés à travers des figures et des schémas. Ensuite nous avons décrit les techniques de mesures employées.

***CHAPITRE III***  
***ETUDE ET CONCEPTION D'UN SYSTEME DE***  
***CONTROLE DE TEMPERATURE D'UN***  
***MICROPROCESSEUR PAR UN MODULE***  
***THERMOELECTRIQUE***

### **III.1 Introduction**

Dans ce chapitre, nous présenterons une investigation expérimentale sur l'application pratique de la thermoélectricité quant au refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur personnel standard. La technologie peut être utilisée pour résoudre les problèmes thermiques rencontrés dans les microprocesseurs. Ce volet décrit également un système de contrôle de température thermoélectrique conçu et construit, avec des résultats d'essais typiques, présentés pour le refroidissement des microprocesseurs lorsque l'ordinateur exécute des applications différentes. Le refroidissement thermoélectrique est ici évalué par des résultats d'essais typiques présentés. Des comparaisons sur l'efficacité du système de refroidissement thermoélectrique ont été tirées, ainsi que, les résultats obtenus seront comparés avec les résultats de refroidissement réalisés avec le Ventirad décrit précédemment sans module thermoélectrique.

L'application de la technologie thermoélectrique pour refroidir les microprocesseurs offre des avantages par rapport à d'autres technologies. Par exemple, la technologie ne nécessite pas des fluides qui pourraient être remplacés, peut atteindre le contrôle de la température à  $\pm 0,1$  °C, électriquement, elle a un fonctionnement silencieux, les modules sont relativement petits en taille et en poids, elle n'importe pas de poussières ou d'autres particules susceptibles de provoquer un court-circuit électrique [95].

Un module thermoélectrique standard utilise l'effet Peltier et peut fonctionner comme une pompe à chaleur, assurant le refroidissement d'un objet connecté à un côté du module, lorsqu'un courant continu est appliqué aux bornes de ce dernier. La motivation pour utiliser des modules thermoélectriques pour refroidir des microprocesseurs dans l'industrie informatique, a été d'augmenter leur vitesse d'horloge en dessous des températures de jonction, préconisées par les fabricants des microprocesseurs.

### **III.2. Description des Modules Thermoélectriques**

Les modules thermoélectriques sont des dispositifs électriques qui permettent d'avoir une disparité de température entre deux niveaux. Ils se composent de couples semi-conducteurs fixés, isolés électriquement par deux plaques de céramique et assurant un transfert thermique meilleur. Durant le fonctionnement du module thermoélectrique, la chaleur est

pompée par l'une de ses facettes puis chassée par l'autre. Diverses, sont les formes et les capacités de refroidissement des modules thermoélectriques. Ces derniers peuvent réaliser un refroidissement pour des composant dissipent une puissance inférieur à 100 W . Ils sont en mesure de résister à de fortes compressions (50 MPa).

### III.2.1. Processus thermique

S'agissant de la facette froide, la puissance absorbée est relative au courant d'alimentation du module thermoélectrique ainsi qu'au nombre du couple N. On écrit:

$$Q_f = 2N[\alpha_{12} T_f I - \rho I^2 l/S - 2k(T_c - T_f)S/l] \quad \text{III.1}$$

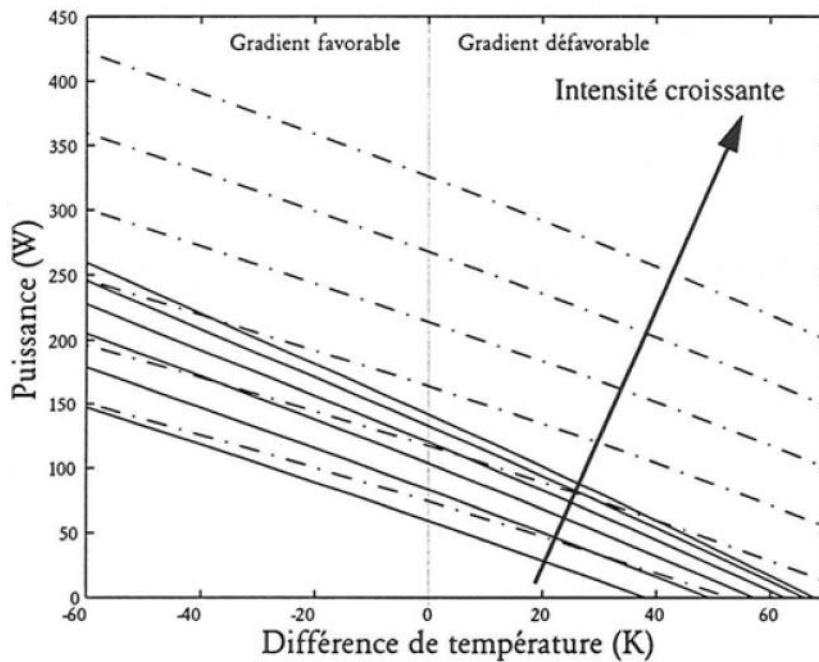
Pour ce qui est du premier terme, il met en évidence la puissance de refroidissement par effet Peltier. Quant au second, il présente l'effet Joule, entraîné par la transmission du courant, par le biais des semi-conducteurs. Le troisième , il exprime est relatif à-la conduction thermique qui se fait par le module thermoélectrique. En effet, la chaleur est ainsi pompée par la facette froide du module thermoélectrique, est en même temps chassée par la facette chaude. La quantité de la chaleur chassée est:

$$Q_c = 2N[\alpha_{12} T_c I - \rho I^2 l/S - 2k(T_c - T_f)S/l] \quad \text{III.2}$$

On constate qu'il existe une certaine interdépendance entre ces deux puissances et les températures des deux facettes. L'équation (III.1) montre que la puissance absorbée en fonction de l'intensité électrique adopte un profil parabolique. On considère deux cas limites Pour un maximum de puissance absorbée par le module thermoélectrique et pour des températures des deux facettes fixées:

- Pour une alimentation du module thermoélectrique avec un courant d'entrée maximal, la puissance absorbée est nulle, dans ce cas, avec la relation (III.1), on obtient une différence de température maximale que l'on peut atteindre avec un module thermoélectrique, (environ 65 ° C).
- Pour un module thermoélectrique, avec une différence de température entre les deux facettes nulle, la puissance absorbé est maximale.

La figure III.1 illustre la variation de la puissance absorbée ainsi que celle de la puissance chassée en fonction de la différence de température entre les deux facettes du module thermoélectrique pour diverses valeurs de courant. Dans le cas où la température est absorbée à un degré bas et chassée à un haut degré, le gradient de température entre les facettes, pourrait être positif (gradient défavorable), mais si celle-ci est absorbée à un degré haut et chassée à un degré bas, le gradient est dans ce cas négatif (gradient favorable). Il est également judicieux de souligner qu'il est impossible de réaliser le refroidissement d'un corps au dessous d'une certaine température, avec un courant électrique bien déterminé. La température la plus inférieure possible est réalisable en fonction de l'intensité du courant électrique et celle de la température de l'autre facette du module. La température basse est atteinte lorsque la puissance absorbée devient nulle.



**Figure III.1: Puissance absorbée (trait continu) - Puissance chassée (trait mixte fin), en fonction de la différence de température «  $T_c - T_f$  », pour différentes valeurs de courant d'entrée (4; 6; 8; 10 ; 12 et 14 A) [106].**

A l'état d'équilibre et pour une température chaude,  $T_c$  constante, la relation de la température froide  $T_f$  en fonction de la quantité de chaleur pompée froides  $Q_f$  peut être calculée comme suit:

$$T_f = \frac{Q_f + \frac{\rho I^2 l}{S} + k T_c \frac{S}{l}}{2(\alpha I + k \frac{S}{l})} \quad \text{III.3}$$

Théoriquement, la puissance maximale absorbée n'est pas limitée, il suffit d'augmenter le nombre de couples de semi-conducteurs, le cas contraire pour la différence de température maximale [106].

### III.3. Assemblage des modules thermoélectriques

La configuration d'un module thermoélectrique se compose de plusieurs thermocouples. Chaque thermocouple dispose d'une patte formée d'un semi-conducteur de type  $p$  et d'une deuxième, formée d'un semi-conducteur de type  $n$ . Pour assurer une bonne conductivité électrique, les deux pattes sont reliées par des contacts de cuivre. L'utilisation du cuivre permet aussi de diminuer l'effet Joule qui influe sur la performance du module thermoélectrique.

La figure III.2 présente le prototype d'un module thermoélectrique conventionnel, les flèches représentent le sens du flux de chaleur parcourant le module thermoélectrique. Deux plaques de céramique couvrent l'ensemble des pattes des thermocouples, permettant la fixation des thermocouples. L'utilisation des plaques en céramique, assure la conduction de la chaleur par les deux facettes, ainsi, une bonne isolation électrique. Les pattes des thermocouples sont connectées thermiquement en parallèle et électriquement en série. L'alternance des pattes et des plaques de cuivre forme un circuit électrique [107].



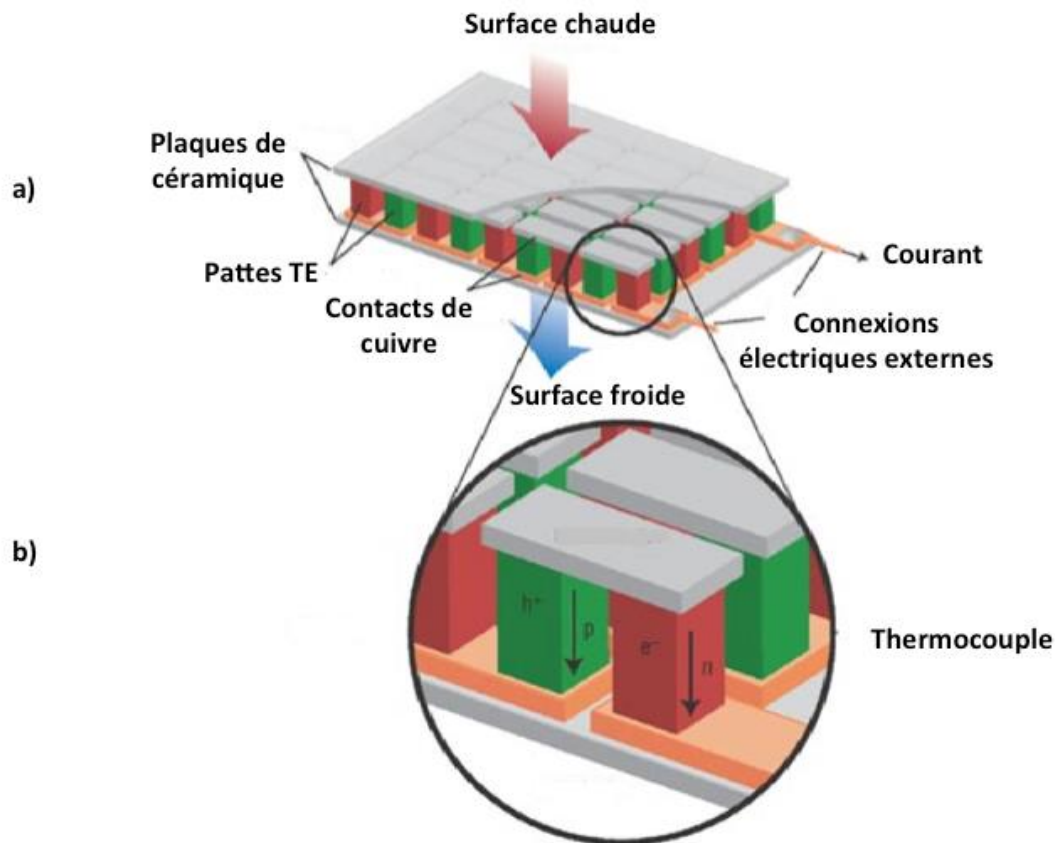
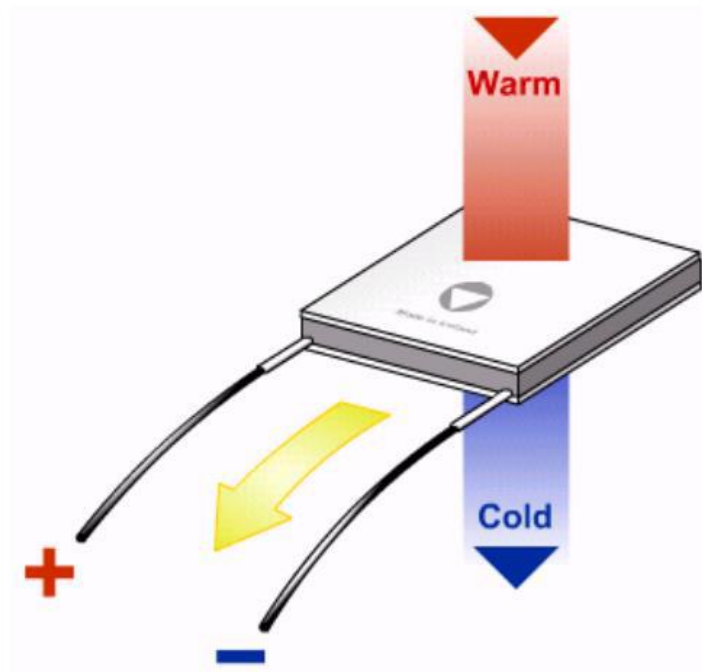


Figure III.2: a) Assemblage du module thermoélectrique, b) Thermocouple en semi-conducteur [107]

#### III.4. Module de refroidissement thermoélectrique

Les modules de refroidissement par thermoélectricité ont l'avantage de fournir de la réfrigération sans l'utilisation de fluides frigorigènes ou de mécanismes. L'application d'une différence de potentiel électrique aux bornes des fils du module thermoélectrique, permet d'avoir un effet de réfrigération (figure III.3). La jonction froide se refroidit, simultanément la jonction chaude se réchauffe. Nous soulignons que, pour obtenir de la réfrigération du côté de la face froide, la chaleur de la face chaude doit être chassée, l'utilisation de dissipateurs de chaleur ou d'autres systèmes est primordiale.

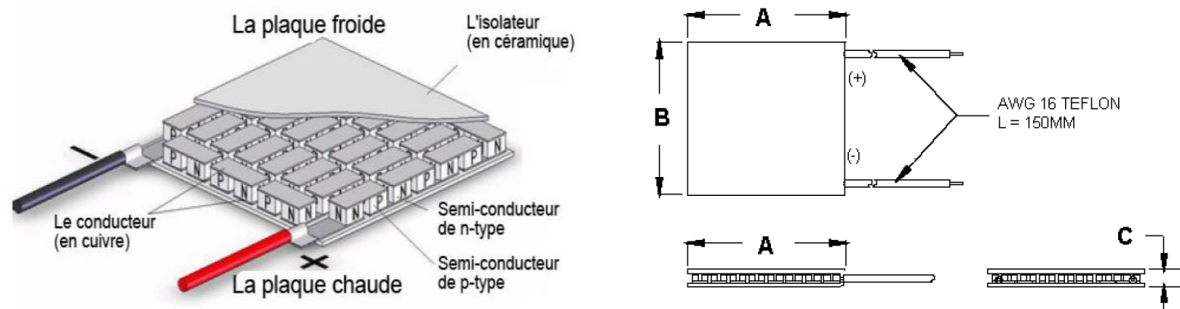


**Figure III.3: Module thermoélectrique à Effet Peltier**

Les systèmes de refroidissement thermoélectriques ont des privilèges sur les dispositifs de refroidissement habituels, compte tenu de leur taille compacte, leur légèreté, leur haute fiabilité, l'absence de pièce mécanique mobile, l'absence de fluide de travail et de plus ils sont alimentés par un courant continu [91]. Un dissipateur de chaleur couplé à un refroidisseur thermoélectrique, pourrait être une technique appropriée pour améliorer le refroidissement du CPU [92]. Les dispositifs qui l'utilisent ont aussi l'avantage d'être simples, robustes, silencieux et fiables.

En effet, bien que la puissance de réfrigération due à l'effet Peltier soit proportionnelle à l'intensité de courant, la puissance de réfrigération d'un thermo-élément est limitée par l'effet Joule. Pour cette raison, à partir d'une certaine valeur du courant d'entrée, une augmentation de l'intensité électrique, entrainera une augmentation de la température de l'extrémité froide.

La figure III.4 illustre les thermo-éléments en semi-conducteurs constituant un seul étage pour un module à effet Peltier. Le tableau III.1 ci dessous, montre les caractéristiques techniques ainsi que les dimensions d'un module à effet Peltier TEC1-12706.



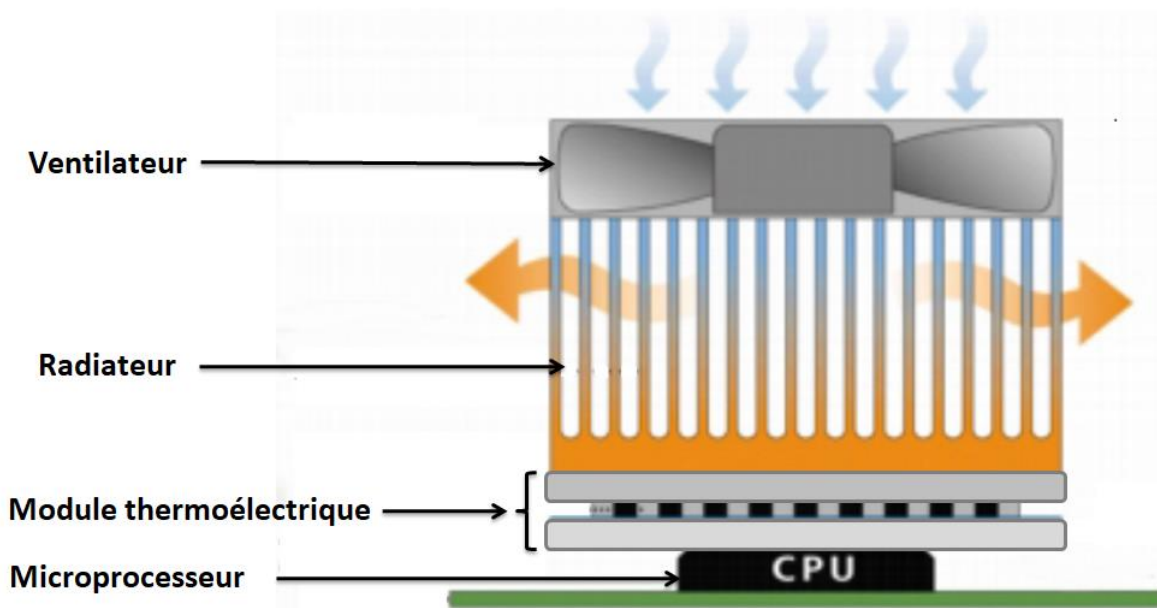
**Figure III.4: Illustration des thermo-éléments en semi-conducteurs pour un module thermoélectrique [21].**

Module à effet Peltier TEC1-12706	
Tension nominale	15 V
$I_{max}$	6.4 A
Puissance de refroidissement (max)	65 W
Différence de température (max)	60 °C
Largeur (A)	40 mm
Longueur (B)	40 mm
Hauteur (c)	3.8 mm

**Tableau III.1. Caractéristiques techniques du module Peltier TEC1-12706.**

### III.5 Méthodologie expérimentale

Le banc d'essai présenté précédemment (cf Figure II.7) est utilisé pour mener l'étude expérimentale de refroidissement thermoélectrique. Un schéma d'installation du module thermoélectrique entre le Ventirad et la source de chaleur est présenté dans la figure III.5. Le module thermoélectrique est monté entre la source de chaleur et l'assemblage Ventirad afin d'évaluer l'efficacité du refroidissement thermoélectrique.

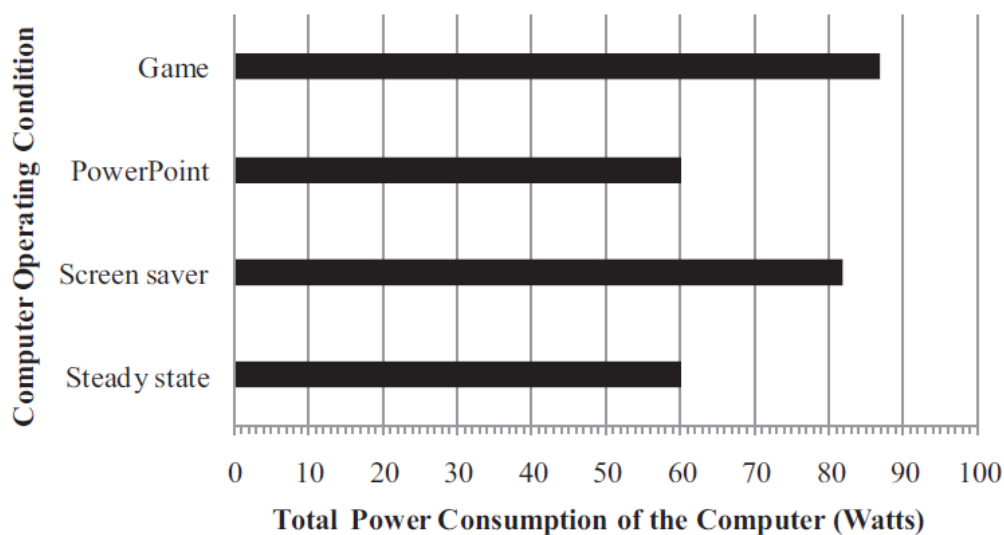


**Figure III.5: Schéma de principe de refroidissement thermoélectrique**

Pour le refroidissement thermoélectrique, la température des côtés «chaud» et «froid» d'un module thermoélectrique présente un grand intérêt. Le côté «froid» d'un module est le côté du module attaché à l'objet à refroidir, dans ce cas, le microprocesseur de l'ordinateur (source de chaleur) est attaché au côté «froid» du module thermoélectrique. Le côté «chaud» du module est le côté attaché au dissipateur de chaleur. En pratique, il est très difficile de mesurer la température du côté froid d'un module thermoélectrique, car il est important que le module soit en contact direct avec l'objet à refroidir pour assurer la dissipation thermique et obtenir une bonne conductivité thermique. Pour surmonter ce problème, la température de la source de chaleur est mesurée par un thermocouple de type K avec  $\varnothing$  0,2 mm, fixé sur le côté de la source de chaleur. La température de la source de chaleur est sensiblement égale à la température du côté froid du module thermoélectrique, appelée  $T_{\text{case}}$  dans les expériences.

Les températures sont mesurées avec une précision de  $\pm 0,4\%$  avec des thermocouples de type K connectés à un thermomètre numérique. La température de chaque thermocouple est ensuite enregistrée au moyen d'un ordinateur personnel. Le module thermoélectrique est alimenté par un courant continu d'entrée de 1A à 4A avec un pas de 1A. Le ventilateur électronique lui aussi est alimenté par un courant continu mais réglable pour varier la vitesse de soufflage.

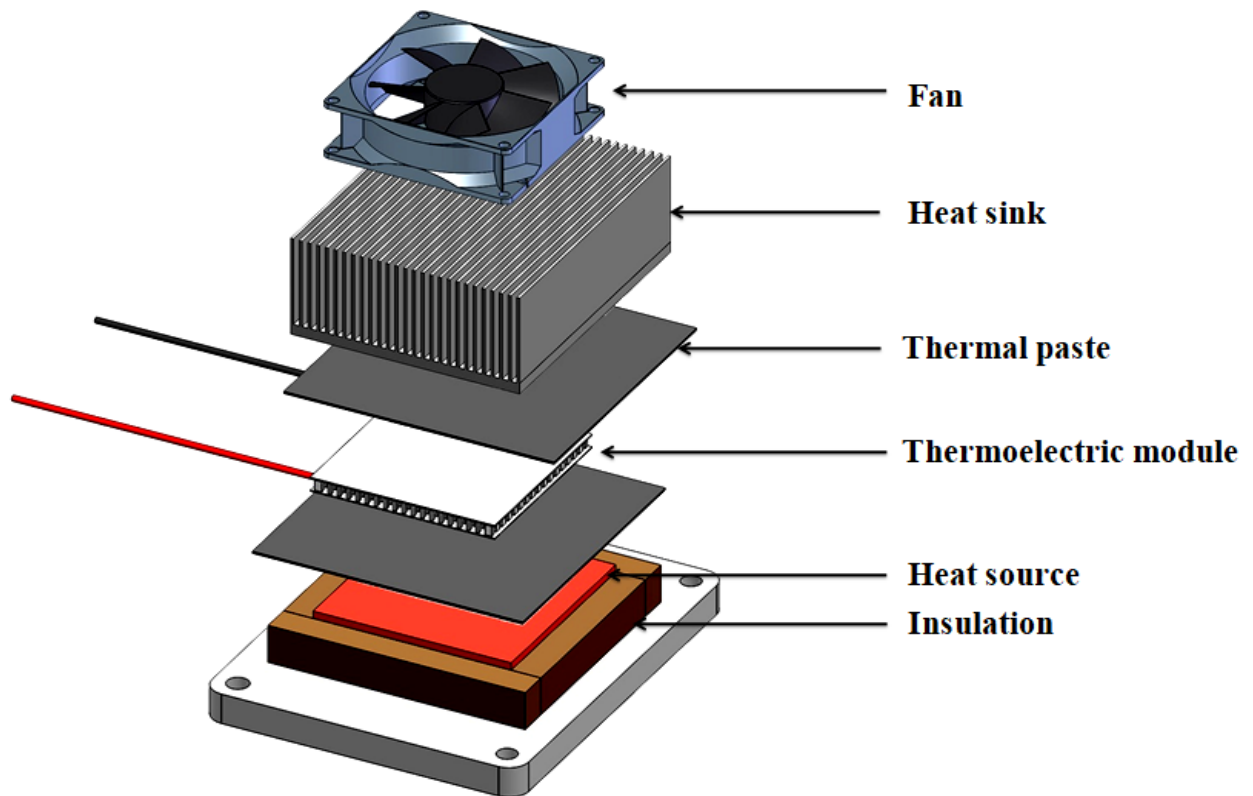
L'assemblage Ventirad utilisé dans cette étude, est le même assemblage présenté précédemment. La température de la source de chaleur (microprocesseur) est mesurée à l'aide de thermocouples de type K dans des conditions stables. En se référant à [95] (figure III.6), l'ordinateur utilise environ 60W de puissance électrique dans des conditions d'état stable, s'élevant à 87W lorsqu'un programme de jeu est en cours d'exécution. En outre, la puissance de dissipation thermique maximale de la nouvelle génération de processeurs Intel-Core-i7, est d'environ 95W sous une charge de travail très complexe, définie par "Intel" et la température maximale autorisée sur le répartiteur intégré du processeur est de 72,2 ° C [100]. Pour cela, trois puissances électriques pour la source de chaleur sont adoptées dans cette étude expérimentale: 60W, 87W et 95W. Ces quatre conditions de fonctionnement sont typiques pour les exigences d'un ordinateur personnel.



**Figure III.6. La consommation totale d'énergie de l'ordinateur pour les quatre conditions de fonctionnement (C.A. Gould) [95].**

Le ventilateur électronique est positionné au-dessus du radiateur à une hauteur de 40 mm [101], générant un jet d'air de refroidissement impactant, alimenté par une source de tension continue, avec une consommation électrique maximale de 8,4W (12V 0,7A). Les vitesses du jet varient ici avec la puissance électrique d'alimentation. Plusieurs vitesses moyennes du jet impactant, allant de 1 m/s à 5 m/s, sous un régime d'écoulement laminaire dans les canaux du dissipateur thermique, sont adoptés. Ces vitesses correspondent à une consommation électrique de 0,68W à 5,8W. Une pâte thermique est appliquée sur les deux côtés du module thermoélectrique pour assurer une bonne conductivité thermique. La figure

III.7 illustre l'installation du système de refroidissement thermoélectrique sur la source de chaleur.



**Figure III.7: Installation du Ventilad et du module thermoélectrique sur la source de chaleur**

Plusieurs tests ont été effectués pour maintenir la température de la source de chaleur à des niveaux prédéfinis de 30°C et 40°C et 50°C. On fait varier manuellement le courant d'entrée du module thermoélectrique à l'aide de la source de tension continue et ce, pour pouvoir contrôler la température du côté froid du module thermoélectrique. La puissance d'entrée du module thermoélectrique peut être trouvée en écrivant:

$$\text{Puissance d'entrée thermoélectrique} = V_{in} \times I_{in} \quad [\text{Watt}]$$

Où  $V_{in}$  est la tension d'entrée du module thermoélectrique et  $I_{in}$  est le courant d'entrée du module thermoélectrique. Le courant d'entrée du module thermoélectrique varie de 1 A à 4 A, avec un pas de 1A. La vitesse du ventilateur axial varie avec une autre source de tension. Celle-ci génère un jet d'air refroidisseur, utilisé pour chasser la chaleur dégagée par la face

chaude du module thermoélectrique en contact direct avec la base du dissipateur de chaleur. Les expériences ont montré que l'augmentation de la vitesse du jet d'air a une influence notable sur l'amélioration des performances thermiques du système de refroidissement thermoélectrique. On note que la chaleur dissipée par la face chaude du module thermoélectrique doit être chassée par l'assemblage Ventirad, pour que la face froide du module thermoélectrique puisse refroidir la source de chaleur.

Par ailleurs, les mesures de la température de la source de chaleur sont effectuées en utilisant le dissipateur thermique et le ventilateur électronique sans module thermoélectrique et ce, afin d'arriver à comparer les résultats obtenus pour le refroidissement avec le module thermoélectrique et sans module thermoélectrique, pour mieux cerner l'amélioration des performances du système de refroidissement. La température de la source de chaleur a été mesurée pour les conditions de fonctionnement citées plus haut: 60W, 87W, 95W.

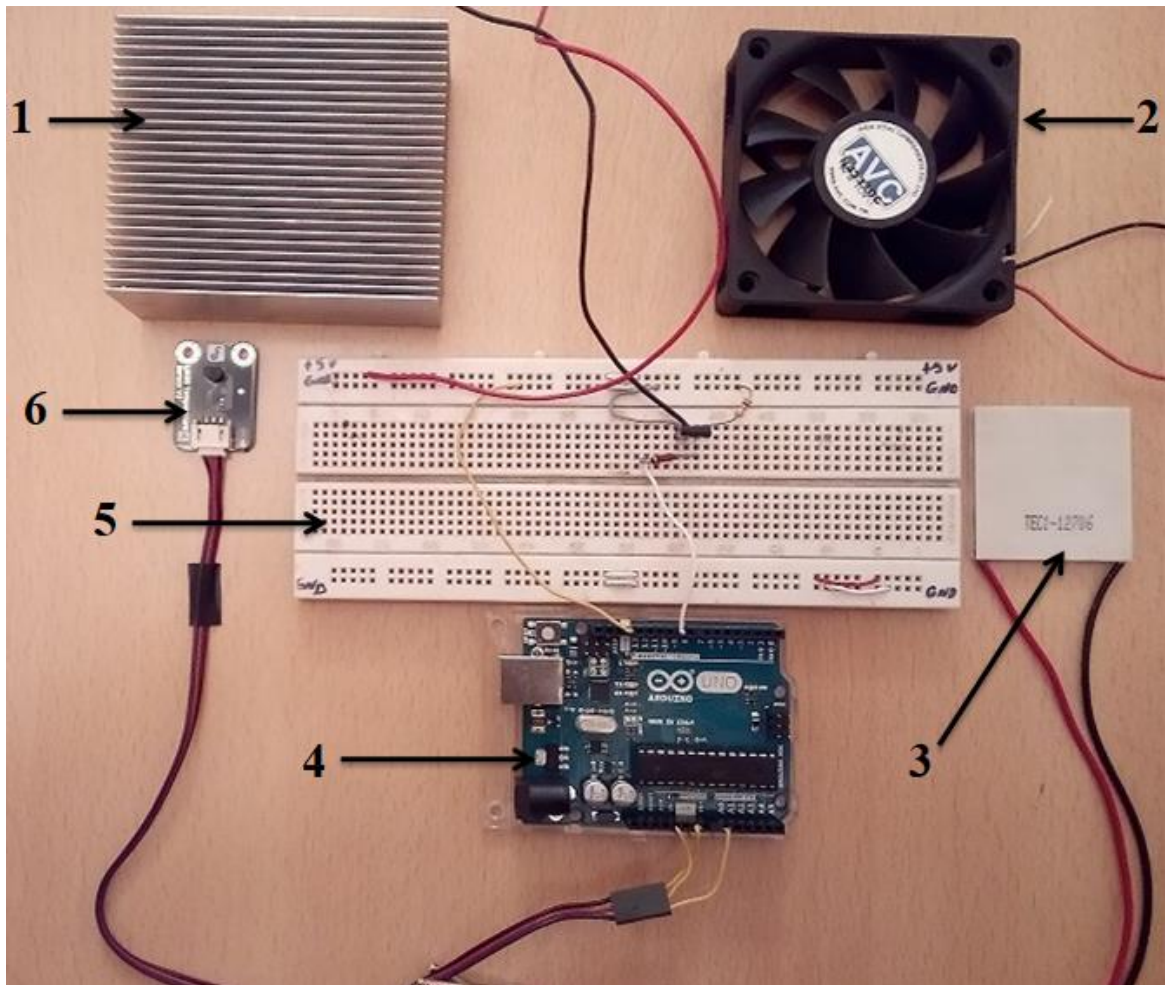
### **III.6 Système de contrôle de température thermoélectrique**

A la lumière de ce qui vient d'être évoqué plus haut, nous allons procéder à la réalisation d'un système de contrôle de température autonome, destiné au refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau. Le système consiste à préconiser les températures de fonctionnement des microprocesseurs au dessous des limites préconisées par les constructeurs dans les différentes conditions de fonctionnements.

#### **III.6.1 Configuration du système de contrôle de température**

La figure III.8 met en exergue les différents éléments qui constituent le système de refroidissement. Les caractéristiques du dissipateur de chaleur à mini canaux rectangulaires (1) et celles du ventilateur électronique axial (2), sont détaillées dans le deuxième chapitre. La vitesse moyennes du ventilateur utilisée varie de 1m/s à 5 m/s.





**Figure III.8: Système de contrôle de température**

Le courant d'entrée du module thermoélectrique TEC-12706 (3) présenté plus haut, varie de 1A à 4A. La carte électronique Arduino UNO (4), alimente le module thermoélectrique et le ventilateur axial, une carte d'essai (5) est nécessaire pour réaliser notre circuit. Un capteur de température LM35 est utilisé pour mesurer les températures de la source de chaleur, connecté avec la carte Arduino.

Le système de contrôle de température thermoélectrique est basé sur une carte électronique Arduino UNO. Les cartes électroniques Arduino disposent d'un microcontrôleur programmable ainsi que de nombreuses entrées-sorties. La carte Arduino UNO utilisé dans notre système de refroidissement est basée sur un microcontrôleur ATmega328 cadencé à 16 MHz, c'est la carte de microcontrôleur la plus économique d'Arduino. Le microcontrôleur est programmé en C ++, en utilisant un logiciel libre de programmation open-source fournit par Arduino.



Le principe de fonctionnement du système de contrôle de température est illustré dans le diagramme schématisé dans la figure III.9, les étapes de fonctionnement y sont numérotées. Le but est de maintenir la température de la source de chaleur désignée  $T_{case}$ , à des consignes prédéfinies, avec le moins de consommation d'énergie possible. Notons que les consignes de température sont obtenues à partir des tests préalablement effectués. Le capteur de température LM35 connecté à la carte Arduino, est utilisé pour mesurer la température instantanée de la source de chaleur, aussi, la température ambiante est mesurée à l'aide d'un thermocouple de type K, donnant une référence au système de contrôle de température. Dans cette étude, la température ambiante est d'environ 27 ° C.

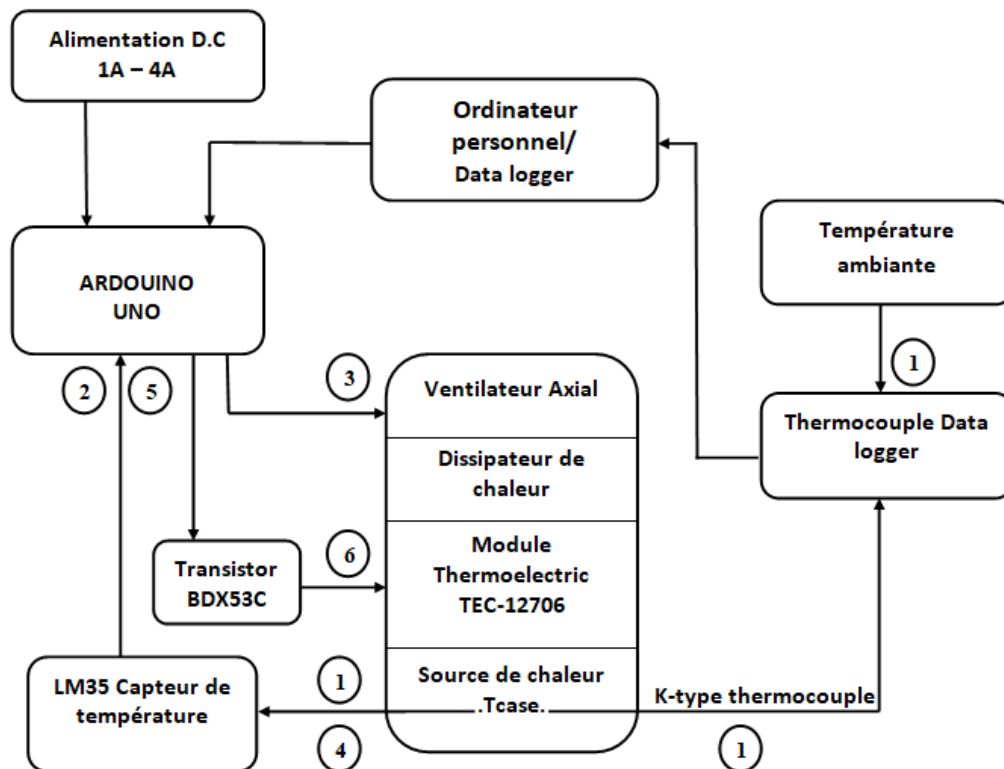


Figure III.9:Principe de fonctionnement du système de contrôle de température

Le contrôle de la température de la source de chaleur est maintenu sous des points de consigne prédéterminés de 30 °C, 40 °C et 50 °C. Le courant d'entrée du module thermoélectrique et la vitesse du ventilateur axial, sont variés et contrôlés par la carte Arduino. La puissance consommée par le ventilateur et par le module thermoélectrique est définie comme suit:

Pour une vitesse de ventilateur qui varie de 1m/s à 5m/s, la puissance du ventilateur consommée varie de 0.68W à 5.8W, ce qui donne une consommation de 70% de la puissance totale que peut consommer le ventilateur. Le courant d'entrée du module thermoélectrique varie de 1A à 4A, ce qui correspond à une consommation de puissance par le module thermoélectrique qui varie de 2W à 45W. Pour optimiser la puissance consommée par le système de contrôle de température thermoélectrique, la vitesse du ventilateur est contrôlée avant le courant d'entrée du module thermoélectrique. Dans un premier temps, la carte Arduino augmente la vitesse du ventilateur, si le système n'atteint pas le point de consigne, la carte Arduino augmente le courant d'entrée thermoélectrique jusqu'à atteindre la température de consigne.

### **III. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons étudié le refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau par un module thermoélectrique et un Ventirad. L'influence du courant d'entrée ainsi que la vitesse du ventilateur axial sur les performances thermiques de refroidissement ont été étudiées. L'étude paramétrique ainsi menée, nous a permis de concevoir un système de contrôle de température thermoélectrique dans le but de préconiser les températures de fonctionnement du microprocesseur dans les limites fixées par le constructeur.

***CHAPITRE IV***  
***RESULTATS ET DISCUSSIONS***

## **IV. Introduction**

Ce chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus. Dans un premier temps, nous présenterons les résultats aérodynamiques et thermiques et sur le refroidissement du microprocesseur d'ordinateur de bureau par le biais d'un dissipateur de chaleur à mini canaux rectangulaires, soumis à un jet d'air impactant. En effet, nous analyserons et discuterons l'influence de la hauteur du jet d'air impactant ainsi que l'influence du positionnement de la source de chaleur sous la base du dissipateur de chaleur sur les performances du système de refroidissement.

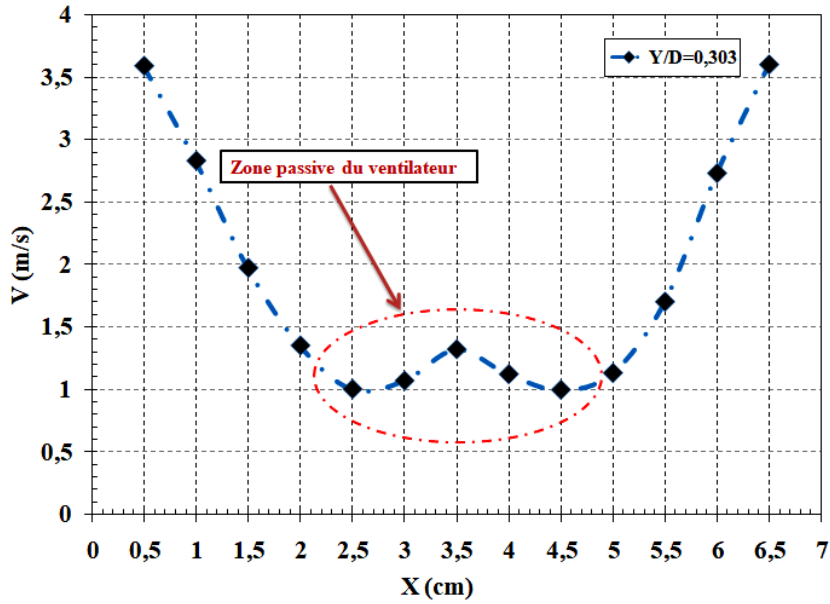
Dans un deuxième temps, nous présenterons les résultats relatifs au refroidissement thermoélectrique, où seront étudiées puis discutées l'influence du courant d'entrée du module thermoélectrique et celle de la vitesse du ventilateur axial, sur les performances thermiques du système de refroidissement. Après la mise en œuvre du système de contrôle de température thermoélectrique destiné au refroidissement des microprocesseurs conçu pour notre étude, les résultats obtenus seront illustrés et discutés. Nous comparerons ensuite les résultats de refroidissement par module thermoélectrique avec ceux obtenus avec Ventirad sans module thermoélectrique, ce afin d'évaluer l'apport du refroidissement thermoélectrique au refroidissement des microprocesseurs.

### **IV.2. Influence de la hauteur du jet impactant sur les performances hydrodynamique et thermique**

#### **IV.2.1. Influence de la hauteur du jet impactant sur le profile de la vitesse**

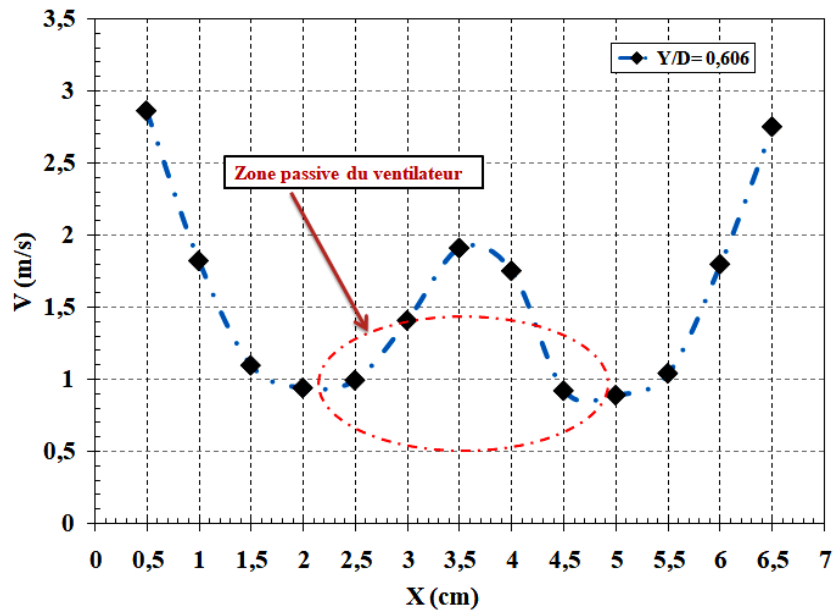
La vitesse du jet d'air impactant dans le système de refroidissement considéré est faible dans la zone centrale au dessus du dissipateur de chaleur. Ceci est dû sans doute à la zone passive créée par la partie centrale de la roue du ventilateur axial, causant ainsi une faible zone de refroidissement (Figure IV.1). On note que la surface de la roue du ventilateur axial occupe 20% de la surface d'entrée du jet d'air impactant. Malheureusement, cette zone de faible jet est la plus chaude au niveau du dissipateur de chaleur, sur la base duquel est fixée la source de chaleur qui est isolée thermiquement du milieu extérieur. En évacuant le maximum de chaleur à travers les canaux du radiateur en variant le rapport  $Y/D$ , on améliorera la circulation de l'air dans la zone à faible vitesse. Pour la présente étude, trois hauteurs de jet d'air impactant sont considérées:  $Y/D = 0.303$ ,  $Y/D = 0.606$ ,  $Y/D = 0.909$ .

Les figures IVa,b,c illustrent les profils de vitesse du jet d'air impactant pour les différentes hauteurs de soufflage. On constate que pour une vitesse de fonctionnement constante du ventilateur axial, à mesure que l'on se rapproche de la zone centrale d'impact, la vitesse du jet d'air diminue.



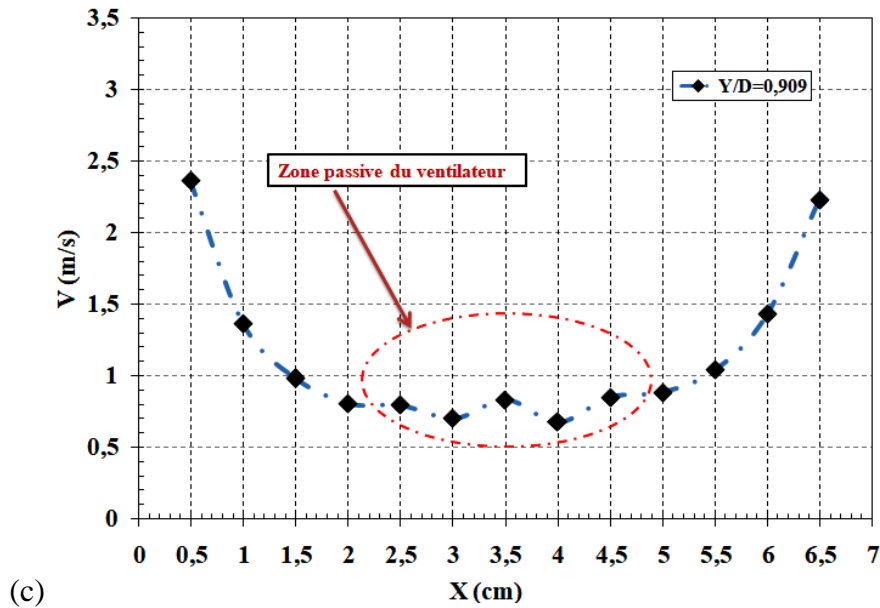
(a)

Figure IV.1.a Profile de vitesse pour Y/D=0.303



(b)

Figure IV.1.b Profile de vitesse pour Y/D=0.606

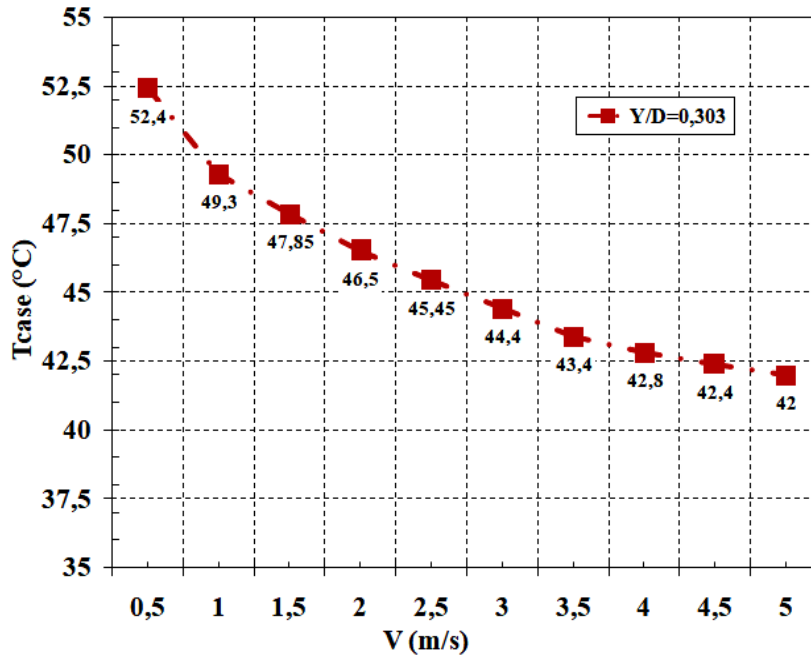


**Figure IV.1.c Profil de vitesse pour Y/D=0,909**

D'après les résultats présentés dans les figures IV.1.a,b,c, la deuxième hauteur par ordre croissant ( $Y/D=0,606$ ), permet d'avoir une vitesse plus importante au niveau de la zone la plus chaude du dissipateur de chaleur par rapport aux deux autres hauteurs. Le profil de vitesse de soufflage qui répond donc le mieux au souci d'obtenir une meilleure dissipation de chaleur possible, correspond au rapport  $Y/D=0,606$ , soit une hauteur réelle de jet  $Y=40\text{mm}$ .

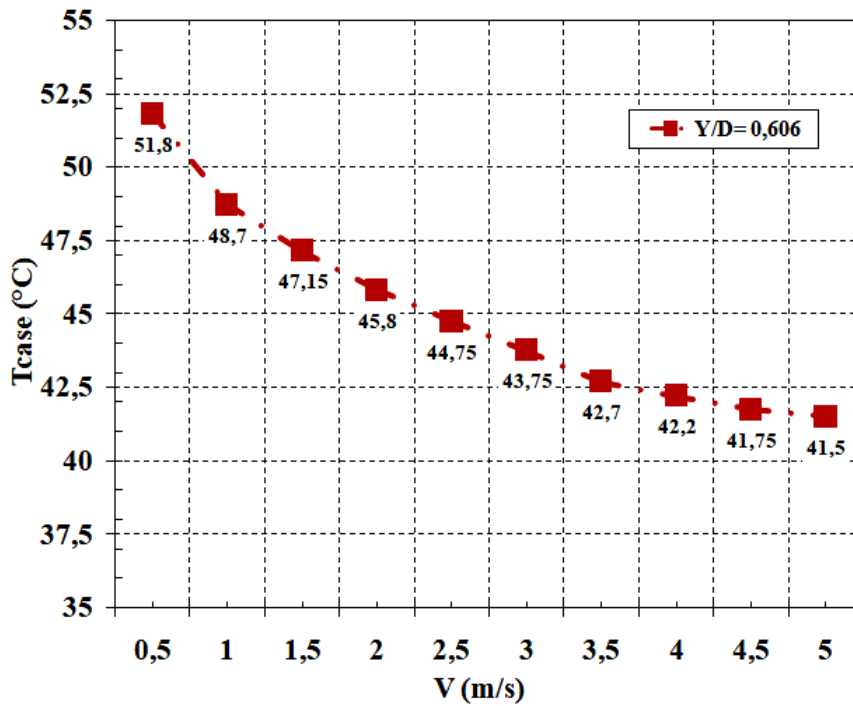
#### IV.2.2. Influence de la hauteur du jet impactant sur la température de la source de chaleur

Les figures IV.2.a,b,c illustrent l'évolution de la température de jonction entre la source de chaleur et la base du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse moyenne du jet pour différents rapports  $Y/D$ . Lorsque la vitesse du jet augmente, la température de jonction  $T_{case}$  décroît avec une allure sensiblement linéaire, avec une pente un peu plus accentuée, jusqu'à une vitesse de  $3,5\text{m/s}$ . Au-delà de cette vitesse,  $T_{case}$  continue toujours à évoluer mais avec une pente plus faible que la précédente. Quant à l'influence de la hauteur du jet sur  $T_{case}$ , on constate que la température de jonction prend des valeurs plus élevées pour des rapports  $Y/D$  supérieurs à  $0,606$ . Ce constat est valable aussi pour les rapports inférieurs, ce qui pourrait s'expliquer par le confinement de l'espace entre le jet et le dissipateur de chaleur, qui empêche ainsi le jet de s'épanouir pour assurer au dissipateur de chaleur un refroidissement suffisant. A l'issue des résultats des figures IV.2.a,b,c, on voit bien que la station  $Y/D=0,606$  offre un meilleur refroidissement au microprocesseur (source de chaleur) par rapport aux autres stations.



(a)

Figure IV.2.a Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour Y/D=0.303



(b)

Figure IV.2.b Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour Y/D=0.606

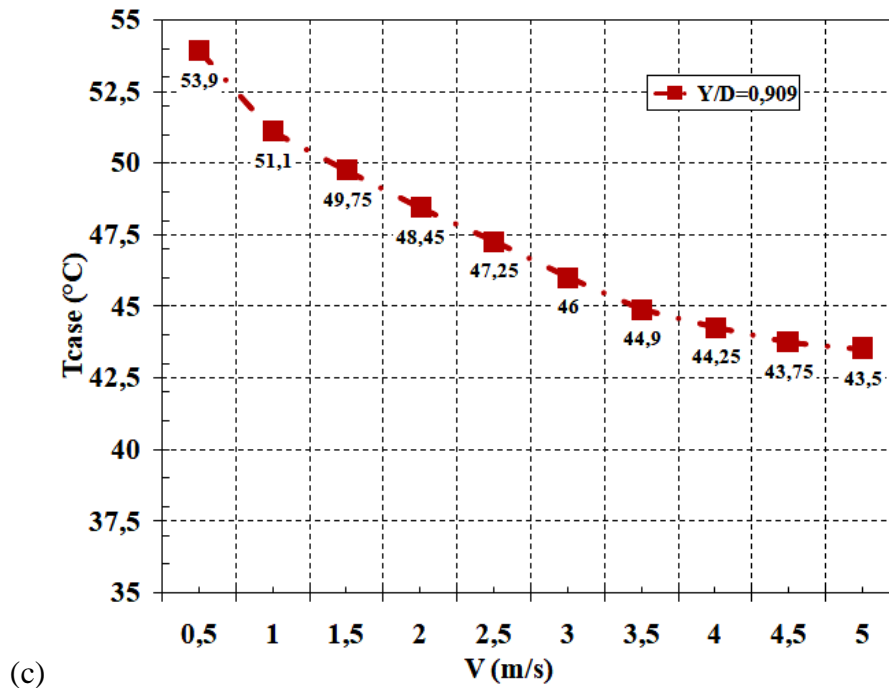


Figure IV.2.c Température du châssis en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.606$

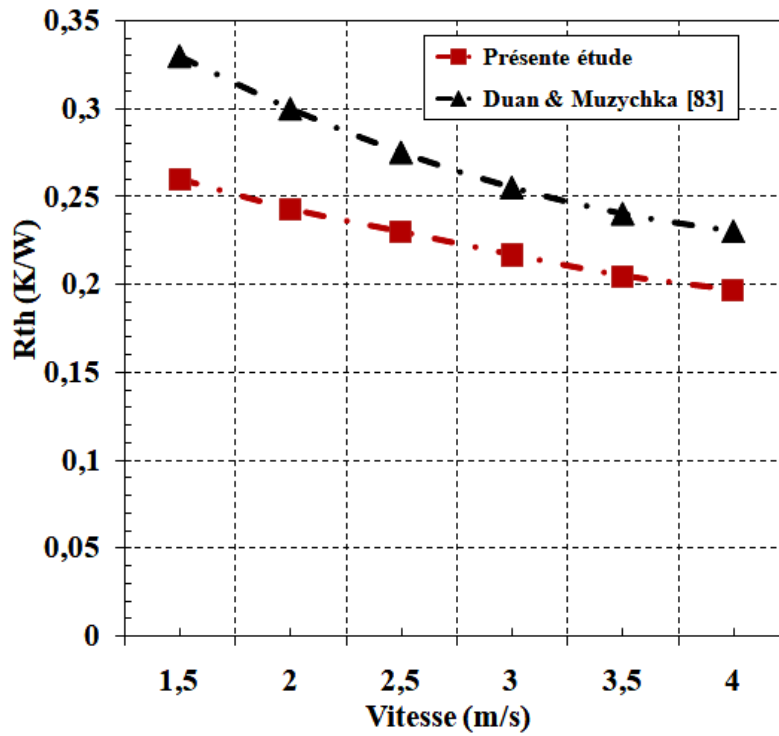
### IV.2.3. Influence de la hauteur du jet impactant sur la résistance thermique

La variation de la distance d'impact affecte non seulement la vitesse du jet mais aussi la portée du jet dans le dissipateur de chaleur. Pour étudier l'influence de la distance d'impact ( $Y/D$ ) sur la résistance thermique, reconsidérons les trois hauteurs (stations) de jet, où la vitesse moyenne du jet d'air varie de 1.5 m/s à 4 m/s. Les résultats sont montrés sur les figures IV.3a,b,c.

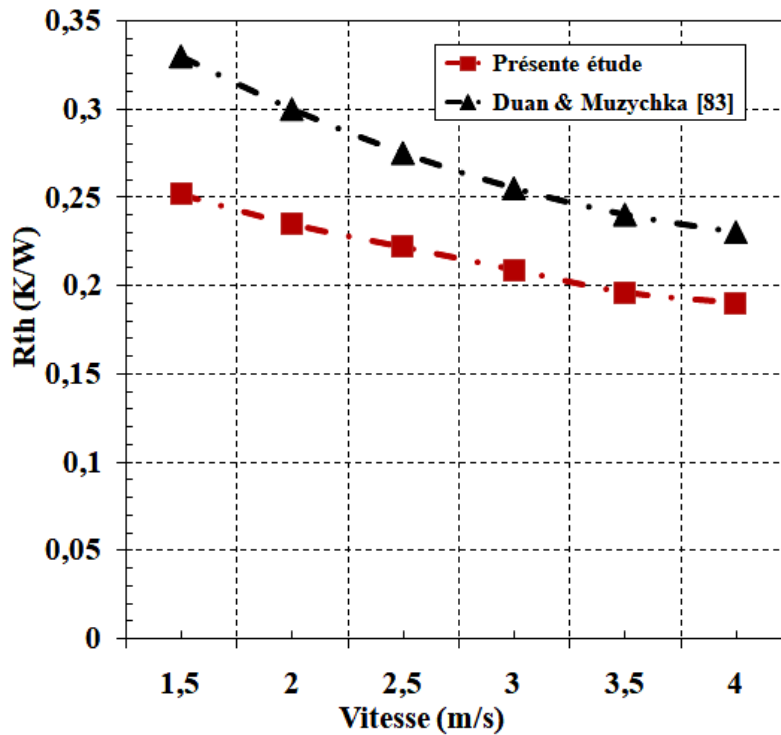
En effet, on voit que la résistance thermique augmente si la distance d'impact «  $Y/D$  » est trop longue ou trop courte. Les résultats indiquent que la résistance thermique diminue avec une augmentation du rapport  $Y/D$ . En revanche, elle augmente avec  $Y/D$  supérieure à 0.606. Il se trouve que le rapport  $Y/D=0,606$  est le plus approprié pour entraîner une réduction efficace de la résistance thermique.

Si la hauteur du jet est trop courte, la distance d'impact du jet est limitée, ce qui minimise l'échange de chaleur entre le jet et le dissipateur de chaleur. si maintenant la distance d'impact est trop longue, le jet peut ne pas être capable de pénétrer efficacement dans l'espace inter-ailettes pour évacuer la chaleur.





(a)

Figure IV.3.a Résistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.303$ 

(b)

Figure IV.3.b Résistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.606$ 

La figure 5 montre aussi l'évolution de la résistance thermique en fonction de la vitesse moyenne du jet. On constate que lorsque la vitesse du jet augmente, la résistance thermique diminue, d'abord avec une pente plus accentuée jusqu'à une vitesse 3,5 m/s où elle

devient pratiquement insensible à la vitesse du jet. Cette diminution de la résistance thermique lorsque la vitesse du jet augmente, montre bien l'accroissement de la dissipation de chaleur. Ce résultat est de tendance comparable à celui obtenu expérimentalement par Duan et Muzychka [83], moyennant l'écart constaté entre les deux résultats est dû sans doute à la différence qui existe entre les configurations des dissipateurs de chaleur utilisés.

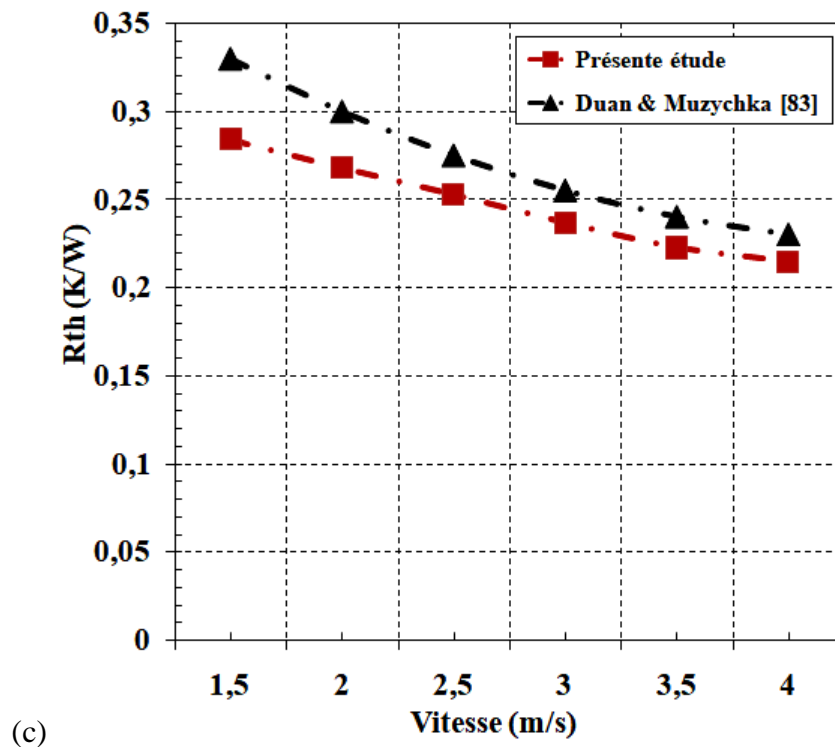


Figure IV.3.b Résistance thermique en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.909$

#### IV.2.4 Influence de la hauteur du jet impactant sur les pertes de pression dans un canal du radiateur en fonction de la vitesse du jet

La perte de pression  $\Delta P$  qui est l'autre performance aérodynamique du dissipateur de chaleur, est mesurée en fonction de la vitesse moyenne du jet d'air pour les trois hauteurs considérées plus haut.

D'après les résultats illustrés dans les figures IV.4a,b,c, la perte de pression augmente avec l'augmentation de la distance d'impact  $Y/D$ . En revanche, elle diminue lorsque la distance d'impact  $Y/D$  devienne plus courte. On constate que les pertes de pression augmentent d'abord de manière lente jusqu'à une vitesse 3.5 m/s, au-delà de laquelle, elles augmentent avec une pente un peu plus importante. Ce résultat est de tendance comparable à celle du résultat obtenu par Duan et Muzychka [82]. On peut dire que la vitesse de jet

lorsqu'elle prend des valeurs plus grandes, favorise l'augmentation des pertes de pression surtout pour des vitesses de jet dépassant les 3,5m/s.

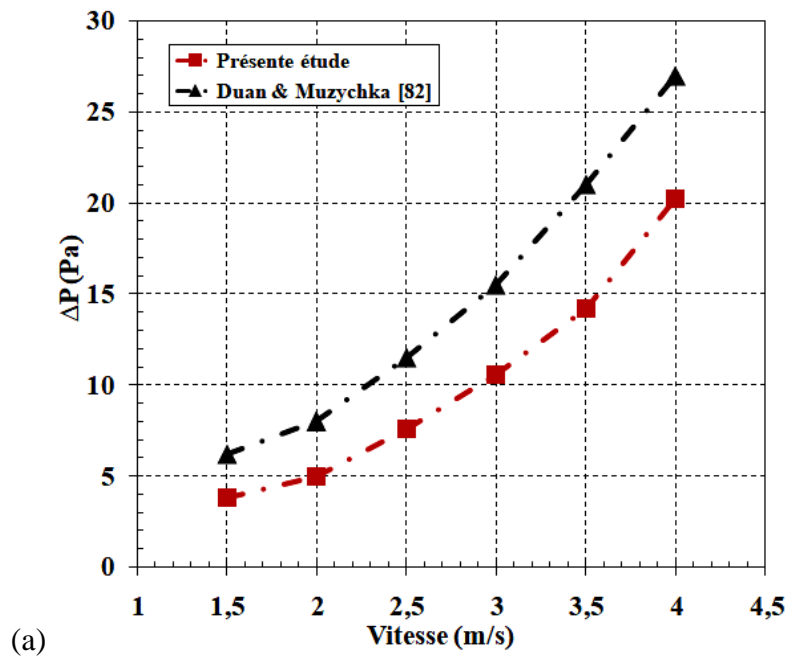


Figure IV.4.a Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.303$

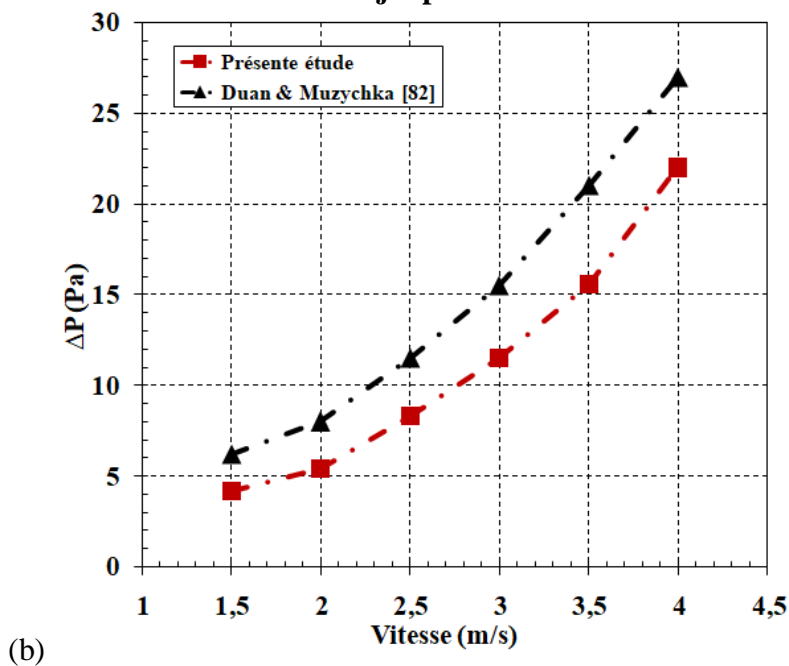
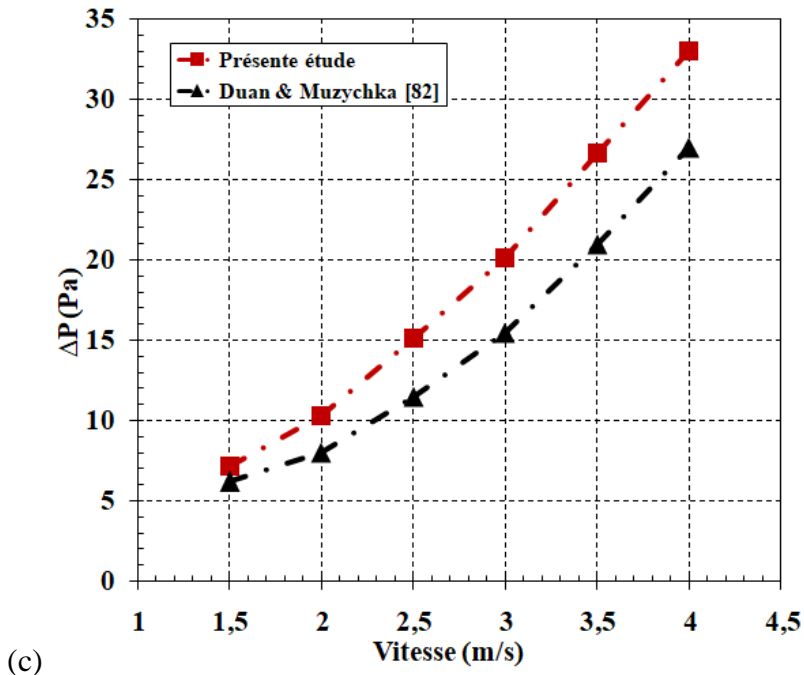


Figure IV.4.b Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.606$



(c) **Figure IV.4.c Pertes de pression dans le canal du dissipateur de chaleur en fonction de la vitesse du jet pour  $Y/D=0.909$**

### IV.3. Point de fonctionnement optimal du système de refroidissement

Dans la figure IV.5, nous avons superposé les courbes des deux performances thermique et aérodynamique pour la station  $Y/D= 0.606$ , à savoir la distance d'impact appropriée trouvée plus haut. Notre objectif est de trouver un point de fonctionnement commun qui tient compte à la fois des deux caractéristiques, pour en tirer la vitesse du jet d'air optimale de refroidissement.

L'incrémentement de la vitesse du jet induit la diminution de la résistance thermique du dissipateur de chaleur, ce qui est recherché. En revanche, la perte de pression enregistrée, augmente jusqu'à un point ( $I$ ) pour une vitesse de jet  $V_I$  commune, avoisinant les 3,5 m/s. Ce point commun  $I$  constitue un compromis qui offre au système de refroidissement une performance optimale. Ainsi, cette vitesse qui revient à chaque fois dans nos résultats, vient d'être encore une fois retrouvée ici. C'est pour nous une vitesse privilégiée. Elle permet d'avoir un refroidissement efficace avec une perte de pression correspondante à une résistance thermique minimale possible. Ceci a pour conséquence d'avoir moins de consommation d'énergie et encore moins de nuisance sonore.

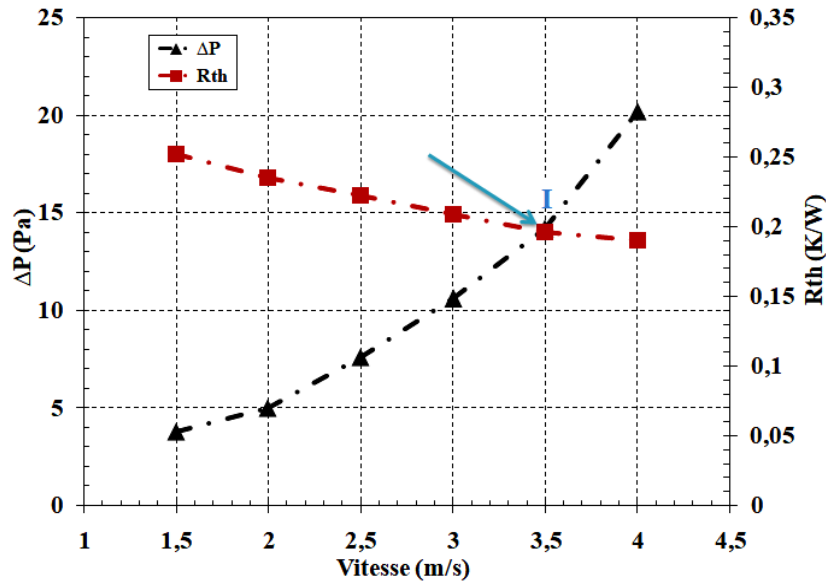


Figure IV.5: Point de fonctionnement optimal du système de refroidissement.

#### IV.4. Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction

Considérons trois axes, transversal, longitudinal et diagonal, le long desquels, la source subira des déplacements à pas constant de 5mm.

Le schéma présenté dans la Figure II.15 (chapitre 2), illustre les différentes positions atteintes par la source de chaleur à partir de sa position initiale (centrale)  $C$ . Trois positions sont en effet étudiées sur chacun des axes, sans compter la position centrale ( $T_{jc}$ ). Dans les figures IV.6a,b,c, il est présenté l'influence de la position de la source de chaleur suivant les trois axes sus cités, sur l'évolution de la température de jonction en fonction de la vitesse du jet impactant. Le déplacement de la source de chaleur à partir du centre de la base du dissipateur de chaleur semble avoir une influence significative sur la température de jonction. Il y a donc trois déplacements différents: *transversal* (figure.IV.6.a), *longitudinal* (figure.IV.6.b) et *diagonal* (figure.IV.6.c). Longitudinalement, on observe que la température de jonction fait l'objet d'une diminution de 6% par rapport au cas transversal, tout en notant que la deuxième position ( $T_{j2}$ ) de la source de chaleur est toujours privilégiée quant à la température de jonction la plus faible, par rapport à la position initiale. Quant au déplacement diagonal, la position qui offre la température la plus faible est la première position ( $T_{j1}$ ). Il se trouve que le déplacement longitudinal de la source de chaleur, offre la meilleure diminution de la température de jonction, évaluée par un taux de 10% sous les conditions optimales de la distance d'impact du jet d'air, comparativement au cas industriel où la hauteur du jet est quasiment négligeable.

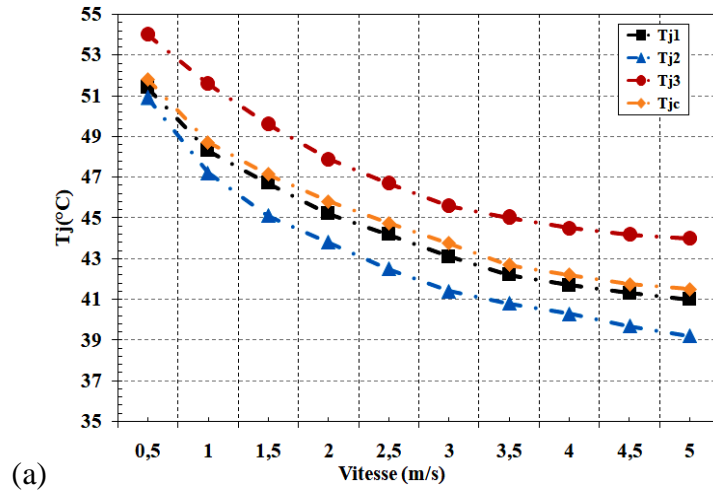


Figure IV.6.a: Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction (a) sur l'axe transversal

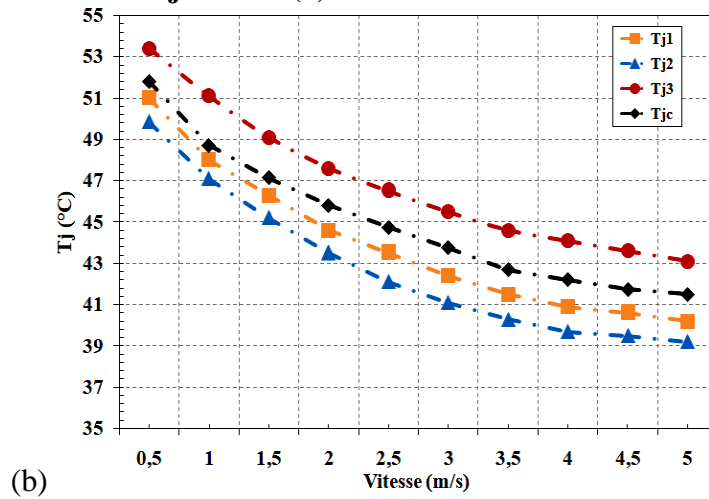


Figure IV.6.b: Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction (b) sur l'axe longitudinal .

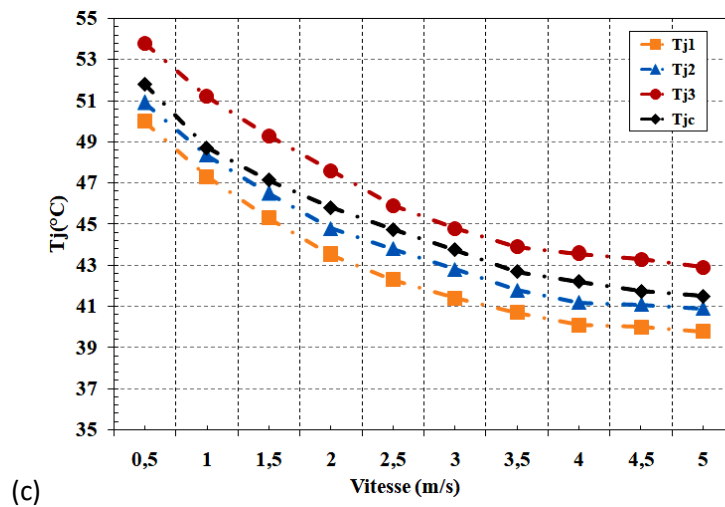
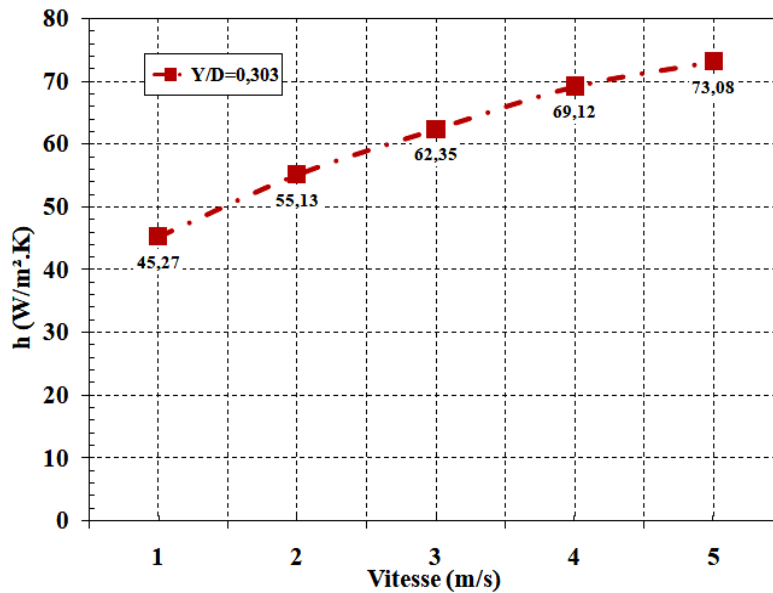


Figure IV.6.c: Influence de la position de la source de chaleur sur la température de jonction (c) sur l'axe diagonal.

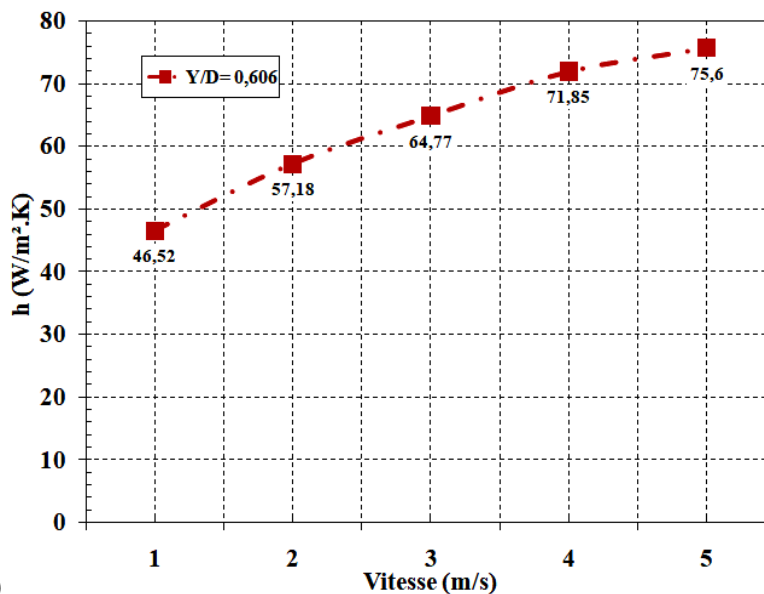
### IV.5. Influence de la hauteur du jet d'air impactant sur le coefficient de transfert thermique

Le coefficient de transfert thermique par convection, représente un paramètre important dans le refroidissement du dissipateur de chaleur. En effet, les figures IV.7a,b,c, montrent l'évolution du coefficient de transfert thermique convectif pour les trois hauteurs de jet d'air  $Y/D=0.303$ ,  $Y/D=0.606$  et  $Y/D=0.909$ .



(a)

Figure IV.7.a: Coefficient de transfert thermique pour  $Y/D=0,303$



(b)

Figure IV.7.b: Coefficient de transfert thermique pour  $Y/D=0,606$ .



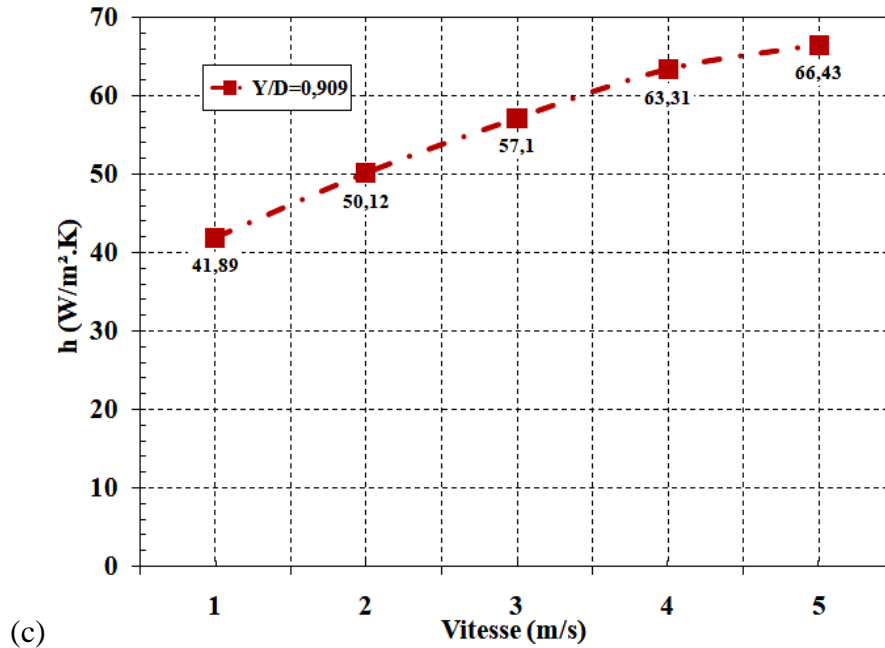


Figure IV.7.c: Coefficient de transfert thermique pour  $Y/D=0,909$ .

La figure IV.8 montre l'évolution du coefficient de transfert thermique convectif pour deux positions de la source de chaleur. La première position est au centre ( $h_c$ ) de la base du dissipateur et la deuxième position est celle optimale, suivant l'axe longitudinal ( $h_{opt}$ ). On constate que le déplacement de la source de chaleur sur l'axe longitudinal pour un pas de 10 mm à compter de la position centrale, offre un transfert thermique convectif plus performant.

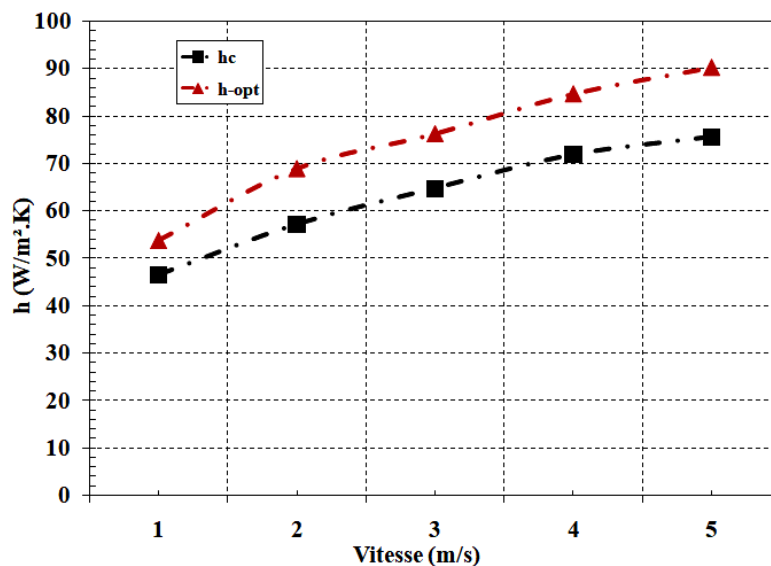


Figure IV.8: Coefficients de transfert thermique pour la position central de la source de chaleur ( $h_c$ ) et la position optimal ( $h_{opt}$ ), pour  $Y/D=0,606$ .

### IV.3. Etude du refroidissement du microprocesseur par un module thermoélectrique

#### IV.3.1. Influence du courant d'entrée du module thermoélectrique sur la température de la source de chaleur $T_{case}$

La température de la source de chaleur (microprocesseur)  $T_{case}$ , a été mesurée en utilisant l'assemblage dissipateur de chaleur et ventilateur standard, présenté dans le deuxième chapitre. Les mesures ont été effectuées pour les trois conditions de fonctionnement présentées dans le troisième chapitre: 60W, 87W et 95W. Lorsque la source de chaleur dissipe une puissance de 60W (soit l'état stable d'un microprocesseur), la température minimale  $T_{case}$  pour une vitesse du jet 5m/s, est de 41°C, environ 14°C au-dessus de la température ambiante. La température de la source de chaleur s'élève à 44°C pour une puissance de 87W. Enfin, la température de la source de chaleur augmente jusqu'à 57°C pour une puissance de 95W.

Le module thermoélectrique (TEC) est monté entre la base du dissipateur de chaleur et la source de chaleur. Les figures IV.9a,b,c montrent l'effet du courant d'entrée du module thermoélectrique sur la relation entre le jet d'air impactant et la température de la source de chaleur  $T_{case}$ . Les résultats sont relevés pour une température critique de 72,2°C.

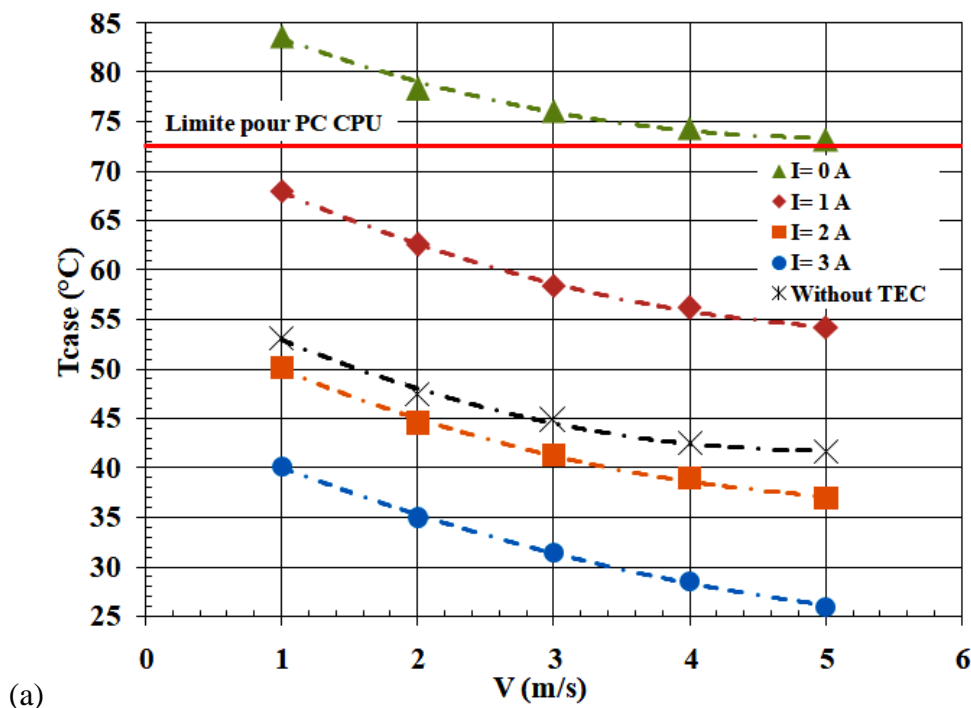


Figure IV.9.a: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (a)  $Q_{elec} = 60W$

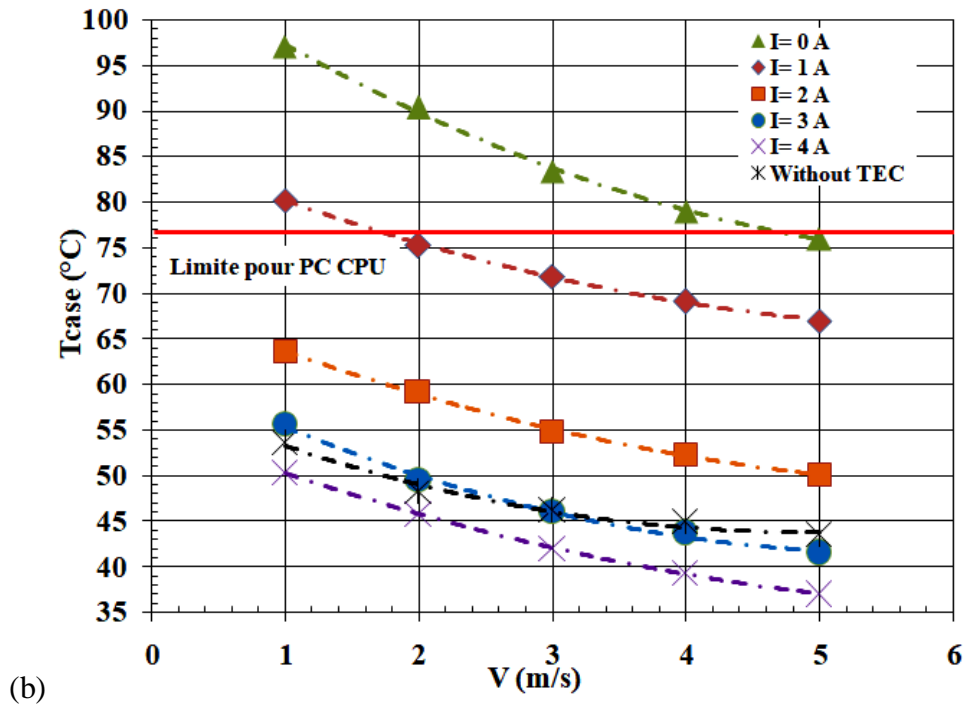


Figure V.9.b: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (b)  $Q_{elec} = 87W$ .

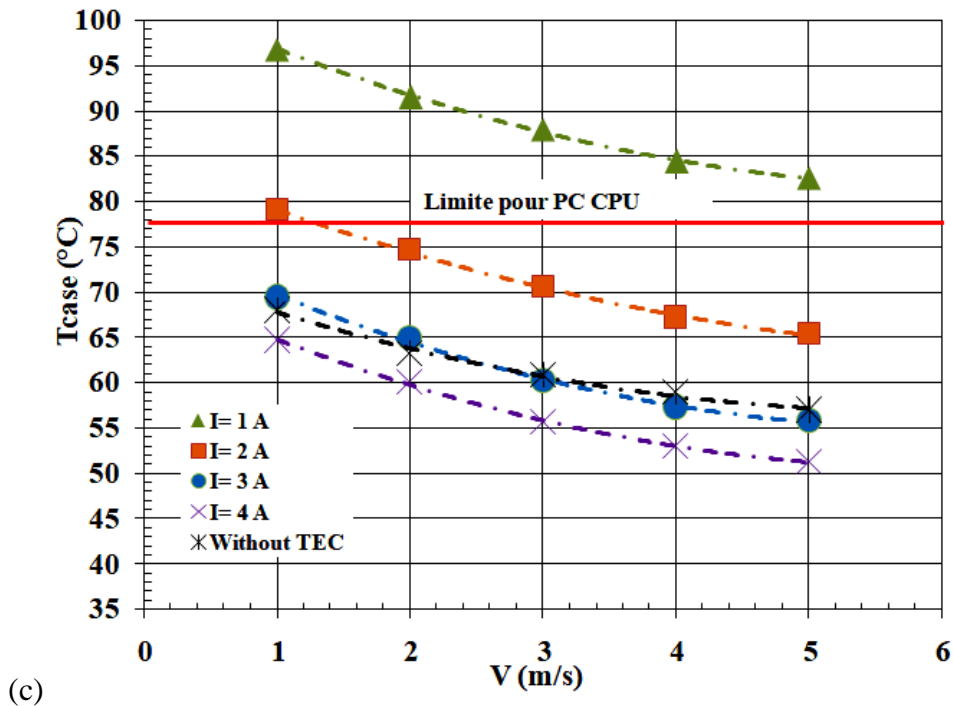


Figure IV.9.c: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (c)  $Q_{elec} = 95W$ .

Nous varions le courant d'entrée thermoélectrique de 1A à 4A avec un pas de 1A, pour une source de chaleur de 60W, simulant l'état stationnaire du CPU. La température de la source de chaleur  $T_{case}$ , diminue avec une allure presque linéaire lorsque la vitesse du jet

augmente. En outre, l'augmentation du courant d'entrée thermoélectrique jusqu'à 3A, implique une diminution de la température  $T_{\text{case}}$  autour de  $15,7^{\circ}\text{C}$  par rapport au refroidissement sans TEC. Typiquement,  $T_{\text{case}}$  diminue en dessous de la température ambiante pour une vitesse de jet supérieure à  $4\text{m/s}$ , l'amélioration est d'environ 38% par rapport au refroidissement sans TEC. Pour une source de chaleur de  $87\text{W}$  simulant la consommation d'énergie d'un CPU lorsque le programme du jeu est en cours, l'augmentation du courant d'entrée thermoélectrique jusqu'à  $4\text{A}$  entraîne la diminution de  $T_{\text{case}}$ , lui donnant ainsi une amélioration de 16%. Pour une source de chaleur dissipant une puissance de  $95\text{W}$  simulant la consommation maximale d'un Intel-Core-i7. Le refroidissement par TEC fournit une capacité de gain de  $6^{\circ}\text{C}$  par rapport au refroidissement sans TEC.

### IV.3.2 Influence du courant d'entrée du module thermoélectrique sur la résistance thermique

Les figures IV.10a,b,c illustrent les variations de la résistance thermique du système de refroidissement en fonction de la vitesse du jet d'air impactant pour différents courants d'entrée du module thermoélectriques, pour les trois sources de chaleur,  $60\text{W}$ ,  $87\text{W}$  et  $95\text{W}$ .

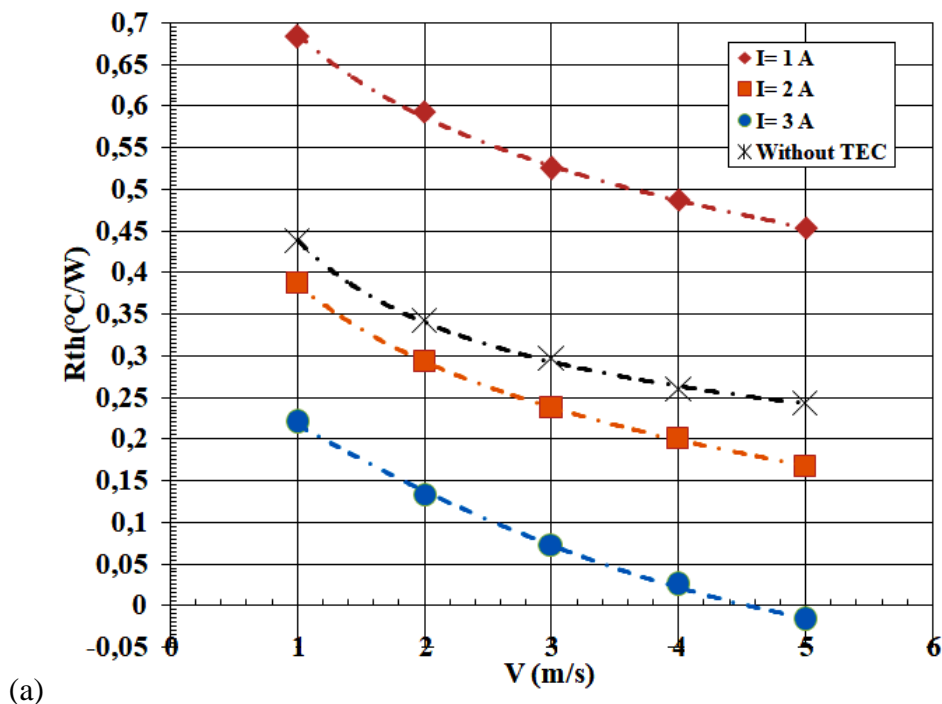


Figure IV.10.a: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la température de la source de chaleur: (a)  $Q_{\text{elec}} = 60\text{W}$ .

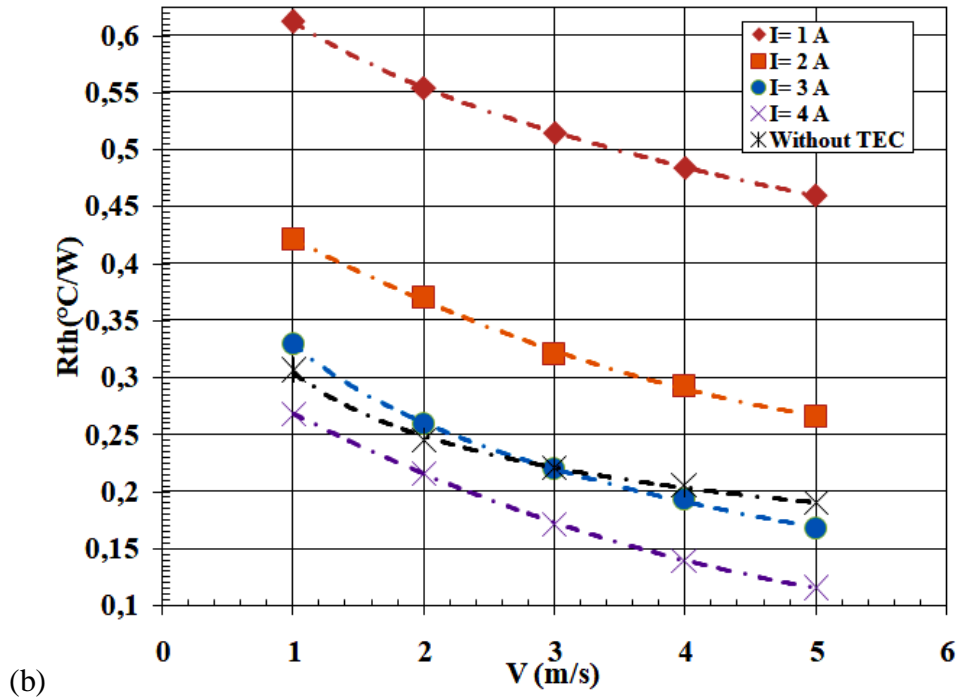


Figure IV.10.b: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la résistance thermique:

(b)  $Q_{elec} = 87W$ .

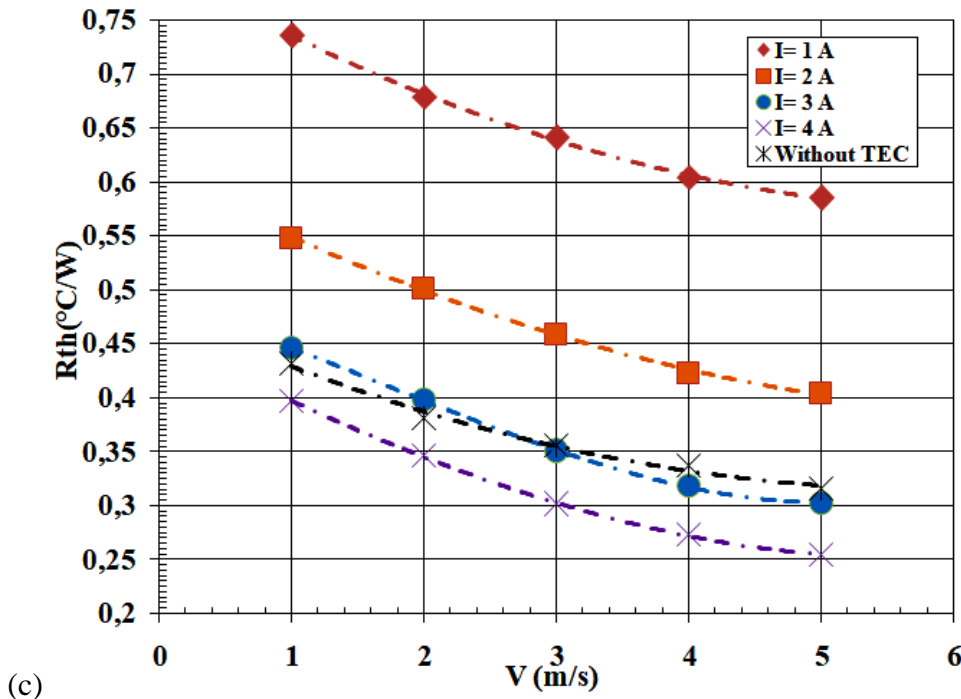


Figure IV.10.c: Effet du courant d'entrée thermoélectrique sur la résistance thermique:

(c)  $Q_{elec} = 95W$ .

Nous notons une diminution de la résistance thermique  $R_{th}$ , due à l'augmentation de la vitesse du jet d'air impactant. La figure IV.10.a montre que, lorsque le courant d'entrée thermoélectrique est supérieur à 2A,  $R_{th}$  diminue de 31% environ par rapport à celle obtenue

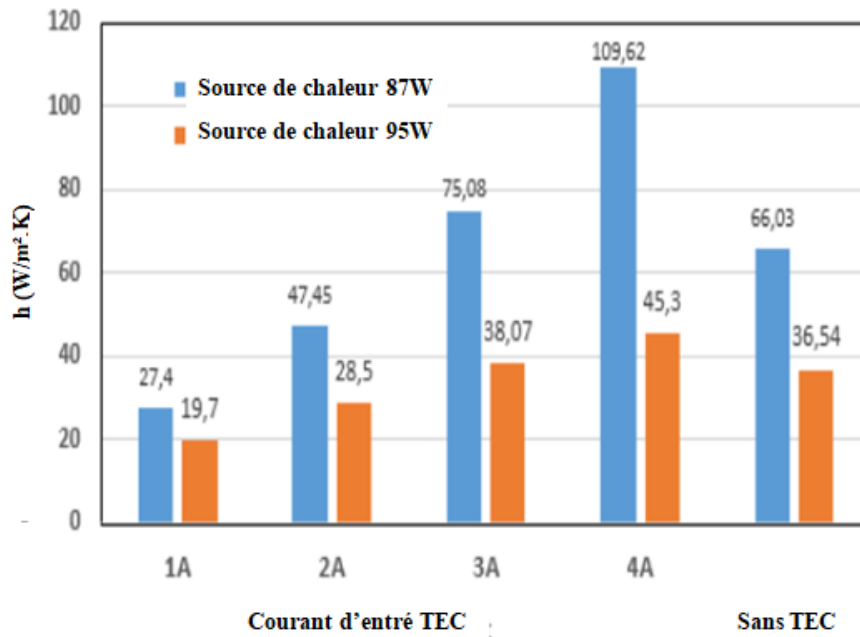
sans TEC. Pour un courant d'entrée du module thermoélectrique de 3A et une vitesse de jet supérieure à 4,5m/s, la réduction peut atteindre 100% ( $T_{case}$  est inférieure à la température ambiante). Pour la figure IV.10.b, l'augmentation du courant d'entrée du module thermoélectrique jusqu'à 4A, implique une diminution de 40% de la résistance thermique par rapport au refroidissement sans TEC. Sur la figure IV.10.c, la réduction de la résistance thermique est d'environ 20% inférieure à celle obtenue sans TEC, pour un courant d'entrée du module thermoélectrique de 4A.

### IV.3.3 Coefficient du transfert thermique

Pour évaluer l'efficacité de la solution de refroidissement thermoélectrique sur le mécanisme de transfert de chaleur, le coefficient de transfert thermique par convection ( $h$ ) est calculé (Tableau IV.1) sur la base des résultats expérimentaux, par l'équation II.9. La figure IV.11 représente une analyse de l'effet du courant d'entrée du module thermoélectrique sous une vitesse de jet de 5m/s sur le coefficient de transfert de chaleur par convection du système de refroidissement pour deux puissances électriques critiques, 87W et 95W. Pour le cas de la puissance 60W et la vitesse 5m/s, la température  $T_{case}$  diminue au-dessus de la température ambiante, cette situation doit être évitée. Selon les résultats obtenus, l'augmentation du courant d'entrée du module thermoélectrique, implique une augmentation du coefficient de transfert de chaleur par rapport au refroidissement sans TEC. L'augmentation du coefficient de transfert de chaleur peut atteindre 40% pour une source de chaleur de 87W et 20% pour une source de chaleur de 95W, pour un courant d'entrée du module thermoélectrique de 4A.

Courant d'entré TEC		Avec TEC				Sans TEC
		1A	2A	3A	4A	
$h$ (W/m <sup>2</sup> K),	Source de chaleur 87W	27.4	47.45	75.08	109.62	66.03
$h$ (W/m <sup>2</sup> K),	Source de chaleur 95W	19.7	28.5	38.07	45.3	36.54

**Tableau IV.1: Coefficient de transfert thermique pour refroidissement: avec et sans TEC.**



**Figure IV.11. Coefficient de transfert de chaleur par convection pour les deux systèmes de refroidissement: TEC et sans TEC.**

#### IV.4. Système de contrôle de température thermoélectrique

Les résultats pour le système de contrôle de refroidissement thermoélectrique sont montrés sur la figure IV.12. Pour une source de chaleur de 60W, la température  $T_{\text{case}}$  peut être maintenue à environ 30°C, avec une puissance d'entrée du module thermoélectrique de 22W et 2,8W pour le ventilateur. Pour un point de consigne de 40°C, la puissance d'entrée du module thermoélectrique est typiquement de 14W et est de 0,68W pour le ventilateur. Pour 50°C, la puissance d'entrée est d'environ 4W et est de 0,68W pour le ventilateur, l'amélioration est d'environ 32% par rapport à sans TEC. Pour une source de chaleur de 87W et un point de consigne de 30°C, la température  $T_{\text{case}}$  peut être maintenue à 36,2°C avec une puissance d'entrée du module thermoélectrique de 42W et une puissance de 5,8W pour le ventilateur, la température  $T_{\text{case}}$  peut être maintenue à un point de consigne 40°C pour une puissance d'entrée du module thermoélectrique de 26.1W et une puissance de 2.3W pour le ventilateur, également pour un point de consigne de 50°C la puissance d'entrée du module thermoélectrique et de 10.2W et 5.8W pour le ventilateur. L'amélioration est d'environ 17% par rapport à sans TEC. Pour une source de chaleur de 95W, la température du  $T_{\text{case}}$  peut être maintenue uniquement pour un point de consigne de 50°C avec une puissance d'entrée du module thermoélectrique de 45W et une puissance de 5,8W pour le ventilateur, la

température  $T_{\text{case}}$  peut être réduite à 48 ° C, une amélioration de 15% comparant au refroidissement sans TEC.

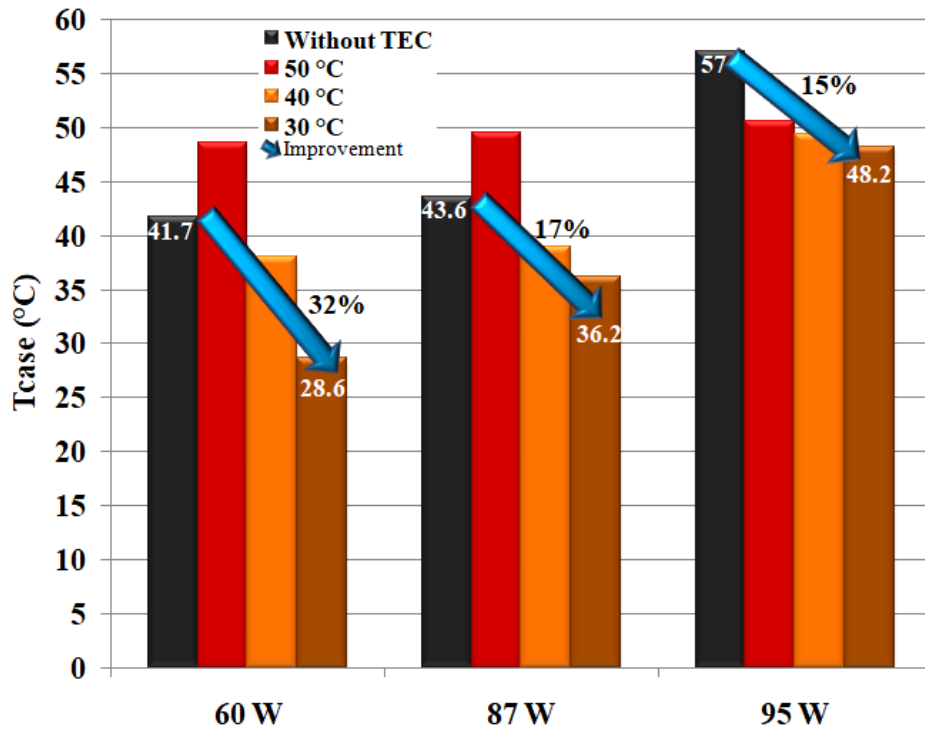


Figure.IV.12. Température de la source de chaleur pour le système de contrôle de température du module thermoélectrique



## *Conclusion Générale*

Ce travail de recherche est consacré à une étude expérimentale du refroidissement des microprocesseurs des ordinateurs de bureau, par le biais d'un assemblage dissipateur de chaleur à mini canaux rectangulaires et un ventilateur axial, à travers un module thermoélectrique.

Dans un premier temps, nous avons étudié le refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau par le biais d'un dissipateur de chaleur à ailettes planes rectangulaires, soumis à un jet d'air impactant. Nous avons mis en évidence l'influence de la distance d'impact du jet d'air sur le refroidissement du microprocesseur et sur l'échange convectif. La hauteur « Y » variable du jet, est un paramètre important dans la caractérisation des performances des dissipateurs de chaleur. Pour cela, une série de mesures expérimentales a été effectuée sous l'influence du rapport « Y/D ». A partir des résultats obtenus, on peut tirer les conclusions suivantes: Le rapport adimensionnel  $Y/D = 0.606$ , correspondant à la hauteur de jet  $Y=40\text{mm}$ , offre de meilleures performances de refroidissement au dissipateur de chaleur. Aussi, la nécessité de trouver un compromis en superposant les caractéristiques des deux performances thermique ( $R_{th}$ ) et aérodynamique ( $\Delta p$ ) du dissipateur de chaleur, a permis de conclure que 3,5 m/s est la vitesse du jet qui assure un refroidissement optimal du microprocesseur.

Nous avons par la suite étudié l'influence de la position de la source de chaleur (microprocesseur) sur la base du dissipateur de chaleur, par rapport à la position initiale. Nous avons pu constater que le positionnement de la source de chaleur au dessous du dissipateur de chaleur, était un paramètre d'influence très important qui nécessitait également une attention particulière. Une série de mesures expérimentales a été en effet effectuée. Il se trouve que la position de la source de chaleur sur l'axe longitudinal, à 10 mm du centre de la base du dissipateur de chaleur, offre une meilleure dissipation de chaleur à travers le radiateur. Les résultats obtenus pourront apporter un plus aux industriels quant à l'amélioration des conditions de refroidissement des microprocesseurs d'ordinateurs de bureau.

Dans le présent travail, on s'est également intéressé à une étude expérimentale sur le couplage d'un module thermoélectrique avec un dissipateur de chaleur à ailettes rectangulaires soumis à un jet d'air impactant pour le refroidissement des microprocesseurs d'ordinateur de bureau. L'étude a été réalisée par la conception d'un système de contrôle de refroidissement thermoélectrique par une carte électronique Arduino UNO. Les résultats obtenus avec et sans

refroidissement thermoélectrique ont été en effet comparés. Nous étudions l'effets du courant d'entrée thermoélectrique, la vitesse du jet d'air et les conditions de fonctionnement du CPU sur la température des performances thermique du système de refroidissement. Les résultats expérimentaux indiquent que la température de la source de chaleur et la résistance thermique du système de refroidissement se sont nettement améliorées d'au moins 31%, 17% et 15%, pour les trois conditions de fonctionnement, 60W, 87W et 95W respectivement, lorsque le système de refroidissement thermoélectrique est installé par rapport au refroidissement sans module thermoélectrique. Cette amélioration est plus significative lorsque le courant d'entrée du TEC est plus élevé, mais elle est en revanche moins importante pour un courant d'entrée faible. La température  $T_{case}$  de la source de chaleur augmente avec la puissance de fonctionnement de la source de chaleur. La capacité de refroidissement est une fonction croissante du courant d'entrée du module thermoélectrique. Cependant, on constate que pour une puissance de fonctionnement de la source de chaleur, supérieure à 87W, l'amélioration des performances de refroidissement commence à diminuer. Les résultats ont démontré que pour un courant d'entrée thermoélectrique de 4A et une vitesse de jet de 4 m/s, la résistance thermique est la plus faible pour le système de refroidissement thermoélectrique considéré. Le système de refroidissement par module thermoélectrique protège les CPU de la surchauffe pour les différentes puissances de fonctionnement.

Dans le but d'optimiser la consommation d'énergie par le système du refroidissement thermoélectrique, un système de contrôle est appliqué est mis en place. Ce dernier s'adapte à la demande de refroidissement par l'aide des capteurs de température connecté avec la carte électronique ARDUION. Les résultats obtenus au cours de cette recherche, prouvent l'applicabilité du refroidissement thermoélectrique à l'électronique de puissance et devraient conduire à des directives pour la conception de systèmes de refroidissement des CPU, avec des performances de transfert de chaleur plus améliorées.

Le banc d'essais demande encore plus de perfectionnement, à présent il a été réalisé avec les moyens de bord mis à part les instruments de mesure qui ont été commandés et achetés. Les résultats obtenus avec ce matériel sont acceptables, mais, il reste beaucoup d'améliorations et de perfectionnement qu'on peut apporter afin d'améliorer ces derniers. C'est pourquoi, avec un banc d'essais plus perfectionné et avec des dispositifs de mesure plus performants, qu'on pourra avoir des résultats plus réalistes et plus détaillés que ceux

précédemment obtenus. Si on parle d'insuffisance, cela réside dans le manque de matériels plus performants comme :

- Absence des systèmes de fixation et déplacement des sondes de mesure,
- Problème de control et de maintien de la température ambiante lors de prise des mesures (absence des enceintes climatiques pour stabiliser la température ambiante),
- Absence d'une caméra thermique pour une meilleure étude thermique.

Plusieurs travaux de recherche futurs, concernant le refroidissement des microprocesseurs sont à distinguer en perspectives de ce travail de recherche.

- Comme première perspective, il est à envisager de poursuivre l'étude paramétrique des dissipateurs de chaleur, destinés au refroidissement des microprocesseurs, ainsi que les paramètres hydrodynamiques des jets d'air, placés au dessus du dissipateur de chaleur.
- Il serait utile de modifier la forme des conduits du jet d'air afin d'améliorer les performances de refroidissement.
- Il serait aussi judicieux d'étudier d'autres techniques d'évacuation de la chaleur pompée par le module thermoélectrique afin d'améliorer le rendement de refroidissement du module thermoélectrique.
- Il serait enfin avantageux d'utiliser un montage en cascade pour le refroidissement thermoélectrique pour améliorer et augmenter l'efficacité du refroidissement thermoélectrique.
- Il sera utile de testé d'autre capteur de température dans la réalisation du système de contrôle de la température thermoélectrique destiné au refroidissement des microprocesseur. Et ce, afin de concevoir un système de refroidissement plus précis et plus économique en consommation d'énergie.

***REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE***

- [1] Moore, G. E. (1965). Cramming More Components Onto Integrated Circuits, IEEE Electronics, Vol.38, No.8, (19 April 1965), pp.114. This Paper Appears Again In IEEE Solid-State Circuits Newsletter, Vol.20, No.3, pp. 33-35, 2006.
- [2] Pfahl RC and McElroy J. The international electronics manufacturing initiative (iNEMI) technology roadmaps. Proceedings of the IEEE, 1-7, 2005.
- [3] Agostini B, Fabbri M, Park JE, Wojtan L, Thome JR and Michel B. State of the art of high heat flux cooling technologies. Heat Transfer Engineering. Vol 28:258-281, 2007.
- [4] Tilak T, D Jagannatha, R Narayanaswamy. Synthetic Jet-Based Hybrid Heat Sink for Electronic Cooling, Heat Transfer - Mathematical Modelling, Numerical Methods and Information Technology. ISBN: 978-953-307 550-1, InTech, 2011.
- [5] Wei-Keng Lin. Theoretical Derivation of Junction Temperature of Package Chip, InTech, 2016.
- [6] Kim, D. D, J. Kim, Cho, C. Plouchart, J.O. & Trzcinski, R. SOI CMOS SoC Technology for Low Power mmWave & RF Platform, Silicon Monolithic Integrated Circuits in RF Systems, pp. 46-49, 2008.
- [7] M. A. Elsayaf, A. L. Elshafei and H. A. H. Fahmy. Multi-Core CPU Air Cooling. Heat Transfer - Engineering Applications. InTech, 2011.
- [8] Kim, S. Dick, R. Joseph, R. Power Deregulation: Eliminating Off-Chip Voltage Regulation Circuitry From Embedded Systems, Proceedings of the International Conference on Hardware-Software Codesign & System Synthesis, IEEE/ACM , pp. 105-110, 2007.
- [9] Huangy, W. ; Stany, M. R. Skadronz, K. Sankaranarayanan, K. Ghoshy, S. & VelUSAmyz, S . Hotspot: A Compact Thermal Modeling Methodology For Early-Stage Vlsi Design, IEEE Transactions, 2006, Vol.5, pp. 501 513, 2006.
- [10] Mccrorie, P. On-Chip Thermal Analysis Is Becoming Mandatory, Chip Design Magazine, 2008.
- [11] Oktay S, Hannemann R, Bar-Cohen. High heat from a small package. ASME Mech Eng. . 108(3):36-42, 1986.
- [12] Kodaka T, Wakai M, Hashimoto T, Ogawa K, Wada K, Sakamoto M . Processing scheme of M-680/682H with enhanced high-speed performance by means of ALU pipelines and hierarchical memories. Nikkei electronics, pp 228-288, 1985.
- [13] Kobayashi F, Watanabe Y, Yamamoto M, Anzai A, Takahashi A, Daikoku T, Fujita T. Hardware technology for HITACHI M-880 processor group. In: Proceedings of 41st electronic components and technology conference, pp 693-703, 1991.
- [14] Wei ,J. Challenges in cooling design of CPU packages for high-performance servers. Heat Transf Eng 29(2):178-187, 2008.

- [15] M. Rebay, S. Kakaç , R. Ben Maad , J. Padet, Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, *Int. Journal of Transport Phenomena*, Vol. 11, pages :185-196, 2009.
- [16] J. Donald et M. Martonosi. Temperature-aware design issues for SMT and CPM architectures.
- [17] Ahlem arfaoui omrani. étude de la convection aux petites échelles : application au refroidissement des composants électroniques. Thèse de Doctorat. Université de Reims Champagne-Ardenne/ Université de Tunis El Manar (2009).
- [18] I. Md. Didarul, O. Kenyu, Y. Minoru, S. Izuru, Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 31, pages 367-379 , 2007.
- [19] D. Derosiaux, [www.presence-pc.com](http://www.presence-pc.com): Les-waterblocks-a-microstructures, 2004.
- [20] Y. Peles, A. Kosar, C. Mishra, C. Kuo, B. Schneider, Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pages : 3615-3627, 2005.
- [21] Hasna Louahlia, M. Sébastien Yon. Dissipation Thermique Dans Les Composants/Systemes Electroniques. Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg (2015).
- [22] Viswanath, R. Wakharkar, V. Watwe, A., & Lebonheur, V. Thermal Performance Challenges from Silicon to Systems, *Intel Technology Journal*, Vol. Q3, (Mars 2000), pp. 1-16, ISSN 1535-864X.
- [23] Meijer, I.; Brunswiler T., Paredes S. & Michel B. Advanced Thermal Packaging, IBM Research GmbH Presentation, (nov.2009), pp.1-52, Zurich Research Laboratory.
- [24] Ioan Mihai. Heat Transfer in Minichannels and Microchannels CPU Cooling Systems, *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, Prof. Aziz Belmiloudi (Ed.), ISBN: 978-953-307-226-5, InTech (2011).
- [25] Banton, R. & Blanchet D. (2004). Utilizing Advanced Thermal Management for the Optimization of System Compute and Bandwidth Density, *Proceeding of CoolCon MEECC Conference*, pp. 1-62, Scottsdale, Arizona, (May 2004), Publisher ACM New York, NY, USA
- [26] Meijer, I.; Brunswiler T., Paredes S. & Michel B. (2009). Advanced Thermal Packaging, IBM Research GmbH Presentation, (nov.2009), pp.1-52, Zurich Research Laboratory.
- [27] Pautsch G. Thermal Challenges in the Next Generation of Supercomputers, *Proceeding of CoolCon MEECC Conference*, pp. 1-83, Scottsdale, Arizona, (May 2005), Publisher ACM New York, NY, USA.

- [28] M. K.Subha, R. M. John, Optimization of Elliptical Fin Heat sink Design in Forced Convection: Single and Multiple Heat Sink, Interpack, pages : 350-369, 2003.
- [29] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, Cooling of Electronic Systems, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1994.
- [30] K. M. Kelkar, D. Choudhury, Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.5, pages: 1133-1145, 1993.
- [31] T. Icoz and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, Numerical Heat Transfer, Part A 48, pages: 831-847, 2005.
- [32] W. Aung, Heat transfer in a electronic systems with emphasis on asymmetric heating, Bell Syst. Tech. J. 52, pages: 907-925, 1973.
- [33] J.R. Bodoia, J.F. Osterle, The development of free convection between heated vertical plates, J. Heat Transfer 84, pages: 40-44, 1962.
- [34] H.H. Chu, W.S.Churchill, The development and testing of a numerical method for computation of laminar natural convection in enclosures, Computers and Chemical Eng., Vol.1, pages: 101-102, 1977.
- [35] S. Y. Kim, H. J. Sung and J. M. Hun, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, pages: 2941-2952, 1992.
- [36] T. Icoz and Y. Jaluria, Design of cooling system for electronic equipment using both experimental and numerical inputs, Journal of Electronic Packaging 126, pages: 465-470, 2004.
- [37] A. Dogan, M. Sivrioglu and S. Baskaya, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, International Communications in Heat and Mass Transfer 32, pages: 1244-1252, 2005.
- [38] Zhang. Z, Gestion thermique des composants d'électronique de puissance -Utilisation du diamant CVD. Thèse de Doctorat, Université de Toulouse. 2012.
- [39] LUU, A., Méthodologie de prédiction des effets destructifs dus à l'environnement radiatif naturel sur les MOSFETs et IGBTs de puissance, 2009, l'Université Toulouse III – Paul Sabatier.
- [40] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, High-performance heat sinking for VLSI, IEEE Electron Device Letters, vol. EDL- 2, pages: 126-129, 1981.



- [41] M. Richter, R. Linnemann and P. Wolas, Robust design of gas and liquid micropumps, *Sensors and Actuators A*, vol. 68, pages: 480-486, 1998.
- [42] T. Fujiwara, O. Kitoh et T. Tsuda, Original Effect of applied parallel Electric Field on Electroosmotic Flow in donut channel, *Chromatography*, Vol.23, pages: 25-31, 2002.
- [43] M. Stehr, S. Messner, H. Sandmaier and R. Zengerlle, The VAMP – a new device for handling liquid or gases, *Sensors and Actuators A*, vol. 57, pages: 153-157, 1996.
- [44] G. M. Mala and D. Li, Flow characteristics of water in microtubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 20, pages: 142-148, 1999.
- [45] Q. Weilin, G. M. Mala and L. Dongqing, Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pages: 353-364, 2000.
- [46] J. Pfahler, J. Harley and H. Bau, Liquid transport in micron and submicron channels, *Sensors and Actuators A*, vol. 21, pages: 431-434, 1990.
- [47] J. Pfahler, J. Harley, H. Bau and J. N. Zemel, Gas and liquid flow in small channels, *ASME*, New-York, vol. DSC-32, pages: 49-60, 1991.
- [48] J. Pfahler, Liquid transport in micron and submicron size channels, Thèse Université de Pennsylvanie, 1992.
- [49] X.F. Peng, B. X. Wang, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pages: 3421-3427, 1993.
- [50] X.F. Peng, G.P. Peterson et B.X. Wang, Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels, *Experimental Heat Transfer* 7, pages: 265-283, 1994.
- [51] X. F. Peng and G. P. Peterson, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pages: 2599-2608, 1996.
- [52] G. P. Peterson, Boiling nucleation and two-phase flow patterns in forced liquid flow in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pages: 4797-4810, 2005.
- [53] W. Qu, I. Mudawar, Analysis of three-dimensional heat transfer in micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pages 3973-3985, 2002.
- [54] Legierski J, Wiecek B. Steady state analysis of cooling electronic circuits using heat pipes. *IEEE Trans Comp Packag Technol* 2001;24:549–53.
- [55] Chang Y-W, Cheng C-H, Wang J-C, Chen S-L. Heat pipe for cooling of electronic equipment. *Energy Convers Manage* 2008;49:3398–404.

- [56] Pastukhov VG, Maydanik YF. Active coolers based on copper-water LHPs for desktop PC. *Appl Therm Eng* 2009;29:3140–3.
- [57] Peretz R. Relation between evaporator and condenser lengths of a finless heat pipe to achieve a maximum heat flow per unit weight. *Int J Heat Fluid Flow* 1982;3:147–8.
- [58] Peretz R, Horbaniuc B. Optimal heat pipe heat exchanger design. *J Heat Recov Syst* 1984;4:9–24.
- [59] Söylemez MS. On the thermoeconomical optimization of heat pipe heat exchanger HPHE for waste heat recovery. *Energy Convers Manage* 2003;44:2509–17.
- [60] Söylemez MS. Optimum length of finned pipe for waste heat recovery. *Energy Convers Manage* 2008;49:96–100.
- [61] Tian Shen Liang, Yew Mun Hung. Experimental investigation on the thermal performance and optimization of heat sink with U-shape heat pipes. *Energy Conversion and Management*.
- [62] J. Yang, L. Wang and H. Li, 2-dimensional CFD simulation and correlation development for optimisation of fin heatsinks in electronic cooling, *J. Thermal Science*, 10, pages: 363-371, 2001.
- [63] C.W. Leung, H.J. Kang and S.D. Probert, Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection, *Applied Energy*, Vol. 56, pages: 71-91, (1997).
- [64] H.-Y. Li, S.-M. Chao, Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 2949–2955.
- [65] H.-Y. Li, C.-L. Chen, S.-M. Chao, G.-F. Liang, Enhancing heat transfer in a platefin heat sink using delta winglet vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer* 67 (2013) 666–677.
- [66] T.Y. Kim, S.J. Kim, Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 5358–5370.
- [67] K.-S. Yang, S.-L. Li, I.Y. Chen, K.-H. Chien, R. Huc, C.-C. Wang, An experimental investigation of air cooling thermal module using various enhancements at low Reynolds number region, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 5675–5681.
- [68] K. Yakut, N. Alemdaroglu, I. Kotcioglu, C. Celik, Experimental investigation of thermal resistance of a heat sink with hexagonal fins, *Appl. Therm. Eng.* 26 (2006) 2262–2271.
- [69] K.S. Yang, W.H. Chu, I.Y. Chen, C.C. Wang, A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 4661–4667.

- [70] H.-Y. Li, S.-M. Chao, Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 2949–2955.
- [71] Sakkarin Chingulpitak, Somchai WongwisesInternational. A review of the effect of flow directions and behaviors on the thermal performance of conventional heat sinks. *Journal of Heat and Mass Transfer* 81 (2015) 10–18.
- [72] T.M. Jeng, S.C. Tzeng, Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 2364–2375.
- [73] P. Naphon, A. Sookasem, Investigation on heat transfer characteristics of tapered cylinder pin fin heat sinks, *Energy Convers. Manage.* 48 (2007) 2671–2679.
- [74] K.S. Yang, W.H. Chu, I.Y. Chen, C.C. Wang, A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 4661–4667.
- [75] Brignoni, L.A. Garimella, S.V., “Experimental optimization of confined air jet impingement on a pin fin heat sink,” *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol*, Vol. 22, pp.399–404, 1999.
- [76] El-Sheikh, H.A. Garimella, S.V., “Enhancement of air impingement heat transfer using pin-fin heat sinks,” *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol*, Vol. 23(2), pp.300–328, 2000.
- [77] Maveety, J.G. Hendricks, J.F., “A heat sink performance study considering material, geometry, Reynolds number with air impingement,” *J. Electron. Packag.* Vol.121, pp.156–161,1999.
- [78] Maveety, J.G. Jung, H.H., “Heat transfer from square pin-fin heat sinks using air impingement cooling,” *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol.* Vol. 25, pp.459–469, 2002.
- [79] Biber, C.R. Fijol, S., “Fan-plus-Heatsink Optimization– Mechanical and Thermal Design with Reality, *Proceedings of the International Systems Packaging Symposium*, pp. 285-289, 1999.
- [80] Sathe, S.B. Sammakia, B.G., “An analytical study of the optimized performance of an impingement heat sink,” *J. Electron. Packaging* 126, pp.528–534,2004.
- [81] S. Bhopte, M.S. Alshuqairi, D. Agonafer, G. Refai-Ahmed, Mixed convection of impinging air cooling over heat sink in telecom system application, *J. Electron. Packaging* 126 (2004) 519–523.
- [82] Duan, Z.P. Muzychka, Y.S., “Impingement air cooled plate fin heat sinks Part I-pressure drop model,” *Proceedings of 9th Int. Soc. Conf. Therm. Phenom. Electronic Syst*, pp.429–435.2004.
- [83] Duan, Z.P. Muzychka, Y.S., “Impingement air cooled plate fin heat sinks Part II-Thermal resistance model,” *Proceedings of 9th Int. Soc. Conf. Therm. Phenom. Electronic Syst*, pp.436–443, 2004.

- [84] Hung-Yi Li , Shung-Ming. C, Go-Long. T, Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 5386–5394, 2005.
- [85] Hung-Yi Li, Kuan-Ying Chen, Thermal performance of plate-fin heat sinks under confined impinging jet conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 1963–1970, 2007.
- [86] Hung-Yi Li, Kuan-Ying Chen, Ming-Hung Chiang, Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet Hung-Yi Li, Kuan-Ying Chen, Ming-Hung Chiang, *Energy Conversion and Management* 50, 2738–2746, 2009.
- [87] Dong-Kwon, K., Sung J.K. Jin-Kwon B., “Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.52, pp.3510–3517, 2009.
- [88] Diani, A. Mancin, S. Zilio, C. and Rossetto, L., “An assessment on air forced convection on extended surfaces, Experimental results and numerical modeling,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.67, pp.120–134, 2013.
- [89] Mesalhy, O.M. El-Sayed M.M., “Thermal performance of plate fin heat sink cooled by air slot impinging jet with different cross sectional area,” *Heat Mass Transfer*, Vol.51, pp.889–899, 2015.
- [90] HoSung Lee, *Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*, pp.100-175, 2010.
- [91] DongliangZhao. Author links open the author workspace.GangTan, A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications, *Applied Thermal Engineering*, Volume 66, Issues 1–2,15-24, 2014.
- [92] Ssenoga Twaha, Jie Zhu , Yuying Yan, Bo Li, A comprehensive review of thermoelectric technology: Materials, applications, modelling and performance improvement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65 , 698–726, 2016.
- [93] Chein, R., Huang, G., Thermoelectric cooler application in electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*. 24, 2207–2217, 2004.
- [94] Chang, Y.-W., Chang, C.-C., Ke, M.-T., Chen, S.-L., Thermoelectric air-cooling module for electronic devices. *Applied Thermal Engineering*. 29, 2731–2737, 2009.
- [95] C.A. Gould, N.Y.A. Shamma, S. Grainger, I. Taylor, Thermoelectric cooling of microelectronic circuits and waste heat electrical power generation in a desktop personal computer , *Materials Science and Engineering B* 176 , 316–325, 2011.
- [96] Xiaohong Hao, Bei Peng, Gongnan Xie, Yi Chen, Efficient on-chip hotspot removal combined solution of thermoelectric cooler and mini-channel heat sink, *Applied Thermal Engineering* 100, 170–178, 2016.

- [97] Alvaro Martinez, David Astrain, Patricia Aranguren, Thermoelectric self-cooling for power electronics: Increasing the cooling power ,Energy 112, 1-7, 2016.
- [98] H.M. Hu, T.S. Ge, Y.J. Dai , R.Z. Wang, Experimental study on water-cooled thermoelectric cooler for CPU under severe environment, international journal of refrigeration 62, 30–38, 2016.
- [99] Yoshimo Ito, Thought-Evoking Approaches in Engineering Problems, Springer International Publishing Switzerland 2014.
- [100] [https://ark.intel.com/fr/products/41315/Intel-Core-i7-870-Processor-8M-Cache-2\\_93-GHz](https://ark.intel.com/fr/products/41315/Intel-Core-i7-870-Processor-8M-Cache-2_93-GHz)
- [101] Belarbi, A.A. Beriache, M. Bettahar.A., Caractérisation expérimentale des performances d'un dissipateur de chaleur à mini-canaux,Proceedings du Congrès Français de Thermique, La Rochelle, France, p.13, 2015.
- [102] M.Beriache, Analyse numérique de la convection forcée dans une rangée de plaque chauffées, Thèse de doctorat Es-sciences, Université Abdelhamid Benbadis de Mostaganem , 2012.
- [103] Naik, S. Probert, S.D. and Shilston M.J., “Forced-convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed air-stream,” Appl. Energy, Vol.26 (2), pp.137–158, 1987.
- [104] Al-Damook, A. Kapur, N. Summers, J.L. and Thompson, H.M., “ An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks,” Applied Thermal Engineering, Vol.89,pp.365–376, 2015.
- [105] Holman J.P., Experimental Methods for Engineers, eighth ed., McGraw Hill Book Company, p. 10971, 2011.
- [106] Marc Bonnissel, Adsorption de gaz modulée en température par des éléments thermoélectriques à effet peltier, Thèse de doctorat, L'institut national polytechnique de lorraine, 1997.
- [107] Aroua Belhadj, Analyse expérimentale de la performance thermoélectrique des modules générateurs, Thèse de maîtrise Es sciences appliquées, Université de Montréal, 2015.
- [108] ]Incropera, Dewitt, Bergman, Lavine., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Incropera-6th ed, , 2007.
- [109] Taji, S.G. Parishwad, G.V. Sane, N.K., “Enhanced performance of horizontal rectangular fin array heat sink using assisting mode of mixed convection,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.72, pp.250–259.2014.
- [110] F. Moisy, " Techniques Expérimentales Avancées en Mécanique des Fluides ", Dynamique des Fluides et Énergétique, université paris sud , 2017.

## ***Publication et travaux***

---

### ***Communications Internationales ( Proceedings avec comité de lecture)***

1. **Abdelillah Abed BELARBI**, M'hamed BERIACHE, Ahmed BETTAHAR " Caractérisation expérimentale des performances d'un dissipateur de chaleur à minicanaux ". congrès annuel de la Société Française de Thermique, La Rochelle, 26-29/5/2015, France.  
[http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/actes/Congres\\_2015/Communications/41774-fichier4.pdf](http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/actes/Congres_2015/Communications/41774-fichier4.pdf)
2. **Abdelillah Abed BELARBI**, M'hamed BERIACHE, Ahmed BETTAHAR " Experimental Study On Coupling Application Of Thermoelectric Module And Heat Sink For Cooling CPU ". First Arab Conference on Mechanical Engineering (ARCME'17) Biskra, Algeria, December 10-11, 2017

### ***Publication international***

1. **Abdelillah A. Belarbi**, M'hamed Beriache, Ahmed Bettahar, " Experimental study of aero-thermal heat sink performances subjected to impinging air flow " International Journal of Heat and Technology Vol. 36, No. 4, December, 2018, pp. 1310-1317.  
[DOI: 10.18280/ijht.360420](https://doi.org/10.18280/ijht.360420)
-

## Experimental study of aero-thermal heat sink performances subjected to impinging air flow

Abdelillah A. Belarbi<sup>1\*</sup>, M'hamed Beriache<sup>1</sup>, Ahmed Bettahar<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Rhéologie et mécanique, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, University Hassiba Benbouali of Chlef, 02000, Algeria

<sup>2</sup>Laboratoire de Contrôles, Essais, Mesures et Simulations Mécaniques: Department of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, University Hassiba Benbouali of Chlef, 02000, Algeria

Corresponding Author Email: [a.belarbi@univ-chlef.dz](mailto:a.belarbi@univ-chlef.dz)

<https://doi.org/10.18280/ijht.360420>

### ABSTRACT

**Received:** 20 July 2018

**Accepted:** 24 December 2018

#### **Keywords:**

*heat sink, impinging air jet, cooling, case temperature, thermal resistance, pressure drop*

In this study, experimental investigation of thermal and aerodynamic performances of a rectangular mini-channel heat sink subjected to an impinging air jet was carried out with the aim to improve the cooling performance of personal computer CPUs. The influence of the impinging distance on the velocity profile, the pressure drop, the case temperature, the thermal resistance, and the heat transfer coefficient are studied. Moreover, the effect of the positioning of the microprocessor (heat source) on the thermal performance was investigated. The results show a ratio "height jet/diameter"  $Y/D=0.606$  offer a better cooling, and a longitudinal displacement of the heat source (central processor unit) 10 mm from the original position (center) improve the cooling performance. The enhancement rate was in a range of 10% compared to the initial position (central position before shifting the source).

## 1. INTRODUCTION

Recent advances in electronics industries have resulted in an abrupt increase in power dissipation which has resulted in severe operating constraints, particularly for desktop microprocessors (CPUs). In order to function correctly, the microprocessor must have a case temperature less than an operating limit specified by the manufacturer.

Excessive overheating degrades CPU performance, reduces CPU life, and can cause failure. The study of the thermal behaviour of the CPU will therefore help to predict its reliability, its lifetime and the evolution of its performance over time. The need to improve the cooling techniques of high-power CPUs has widened the scope of the research on heat transfer at the latter, in particular on the maximum case temperature beyond which the component is destroyed.

Without effective heat transfer, excessive temperatures can make the operating performance of these components unstable, potentially reducing their lifetime by causing them to be damaged. Thus, the major challenge in the design of electronic components is to improve the efficiency of their heat transfer [1]. To do this, an effective cooling system must be designed to evacuate the amount of heat generated during the operation of the computer. This, in order to maintain their stability and reliability. The heat sink undergoing an impact air jet is the most widely used means of cooling electronic components because of its favorable unit cost, weight and reliability. The efficiency of these heat dissipation devices is imperative in their design, with a view to optimizing the cooling of the circuits to which they are connected [2]. Many researchers have studied the thermal and hydrodynamic characteristics of different heat sinks subjected to an impacting jet of air. Brignoni, L.A. and Col. [3] and El-Sheikh, H.A. and Col. [4] experimentally studied the heat transfer enhancement of squared pin-fins, subjected to a confined jet of

air impinging for different Reynolds numbers and a fixed jet height. They have obtained that the heat transfer coefficient increases when the diameter of the jet decreases under a fixed air flow rate. This parameter is improved by 2.4 to 9.2 times more than that obtained with a plate fin heat sink. As for Maveety, J.G. and Col. [5-6], they carried out experimental and numerical studies on the performance of pin-fin heat sink, cooled by an impingement air jet. They have shown that geometry, air jet height and Reynolds number have a significant influence on the performance of heat sinks. In another study, Biber, C.R. and Col. [7] and Sathe S.B. and Col. Have described the process of optimizing a parallel fins heat sink associated with a fan for cooling electronic components. The parameters taken into account are the thickness of the fin, its height and its density as well as the number of fins. They draw the following conclusions: the sensitivity to the number of fins decreases as the fin height increases with a wider inter-fin space, which would be more suitable for a smaller pressure drop compared to narrow space inter-fin. Duan, Z.P. and Col. [9] studied the optimization of the performance of a plate fin heat sink under a rectangular impinging jet. The results showed that by cutting the fins located under the impact zone; this reduced the pressure drop without affecting the heat transfer.

Duan, Z.P. and Col. [10] and Muzychka, Y.S. [11] carried out a series of experiments on the thermal and aerodynamic performances of four plate fin heat sinks subjected to an impinging air jet in order to study the influence of the jet width, inter-fin spacing, the height of the fins and the flow velocity on the pressure drop and on the thermal resistance. Hung-Yi, L. and Cil. [12-13], have experimentally studied the thermal and aerodynamic performances of plate fin heat sink, subjected to confined air jet cooling. They found that at a specific Reynolds number, corresponds to an adequate blowing distance, giving the lowest thermal resistance. They obtained that the blowing



distance increases with the Reynolds to a ratio between the impact distance and the jet diameter,  $Y/D = 20$ , where it reaches a minimum value. Beyond the value of the ratio  $Y/D = 20$ , the thermal resistance increases with a smaller fin height effect than the Reynolds number of the impinging jet. Dong-Kwon, K. et al. [14] carried out an experimental study by comparing the thermal performance of the plate fin heat sink with those of the pin-fin heat sink, subjected to impinging air jet. Experimental investigations were carried out for different flow rates and channel widths. It is found that plate fin heat sinks exhibit the lowest thermal resistance when the power dissipated is large and the length of the heat sink is small. Diani, A, and Col. [15], have developed a numerical model on the thermal and aerodynamic performances of a plate fin heat sink, which they were able to validate by experimental measurements carried out on the same heat sink model. The experiments were carried out by varying the mass flow of air for two different heat fluxes. They find that the overall heat transfer coefficient increases with the flow rate while the temperature at the heat sink wall decreases. Moreover, the flow rate and heat transfer characteristics of a plate fin heat sink cooled by a rectangular impinging jet for different jet widths were studied experimentally and numerically by Mesalhy, OM and El-Sayed, MM [16]. The study was carried out for several fins at different heights, under a turbulent jet stream. The results showed that the use of a narrow jet provides better dissipation of heat or even better cooling for heat sinks with a minimum number of short fins. In the literature, other researches have been developed in the aim to determine the average coefficient of heat transfer [17-18].

In light of the above, a limited number of researches exists in the literature to understand the performance of heat sinks under impinging air cooling, particularly for the plate fin heat sinks due to the complexity of the thermal and aerodynamic characteristics. It can be said that the domain is still virgin and needs to be even better explored. The aim of this research is to carry out an experimental study in order to improve the thermal and aerodynamic performance of a plate fin heat sink with rectangular mini-channels subjected to an impinging air jet coming from an axial fan for cooling desktop central processing unit (CPU). The influence of the height of the cooling fan and the positioning of the heat source under the heat sink on its thermal and aerodynamic performances are studied and discussed in order to optimize the cooling system.

## 2. Experimental equipment

The experimental test bench, shown in FIG. 1, consists essentially of an impinging air jet system, a heat sink (see FIG. 2) and devices for measuring the flow velocity, the pressure difference and the temperatures. The impact air jet system (1) consists of an axial fan 70x70x15 mm, type 12VDC 0.7A, delivering an impinging air of 42 m<sup>3</sup>/h with a jet diameter  $D = 66$  mm, the motor of which is powered by a DC voltage source (2). The speed of the fan varies with the supply voltage. The air flow is routed from the fan to the heat sink along a Plexiglas duct (3).

The heat sink (4) with rectangular mini-channel plate fin is made of pure extruded aluminum (FIG. 2), by virtue of its low density  $\rho = 2702$  kg/m<sup>3</sup> and its high thermal conductivity, In the order of 237 Wm<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> [19]. Its dimensions are shown in Table 1 below.



Figure 1. Experimental rig

Table 1. Heat sink dimensions

N	27
W (mm)	66
h <sub>a</sub> (mm)	32
L (mm)	82
h <sub>b</sub> (mm)	4
l <sub>c</sub> (mm)	1.5
l <sub>a</sub> (mm)	1
H (mm)	36

A heat source (5) of dimensions 35x35x15 mm, emitting a power of 80 Watt simulating the central processing unit, is fixed on the base of the heat sink and surrounded by an insulation to minimize thermal losses. A thermal grease was applied to ensure better thermal conductivity between the heat source and the heat sink (FIG. 3). The jet of air is placed above the heat sink, at blowing heights whose variation will have a notable influence on the velocity of air flow.

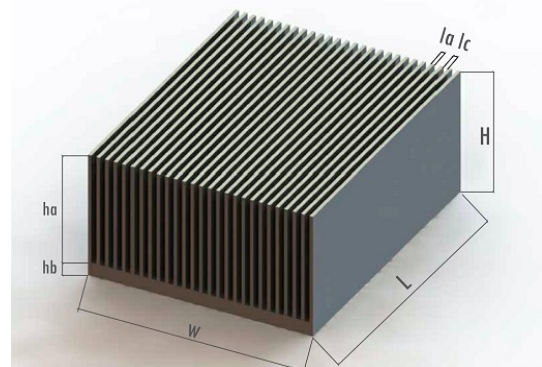


Figure 2. Rectangular minichannel plate fin heat sink

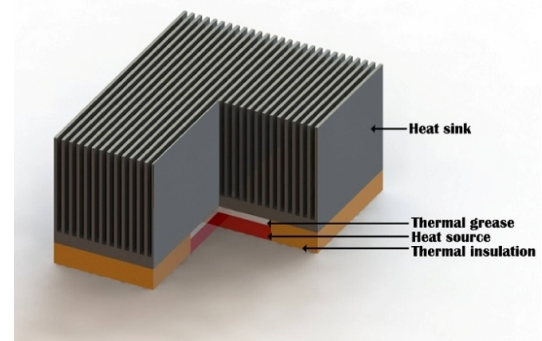


Figure 3. Fixing of the heat source on the heat sink



### 3. EXPERIMENTAL METHODOLOGIES

The air flow temperatures and those through the heat sink are measured with an accuracy of  $\pm 0.4\%$  using thermocouples (see Fig 1) of type K  $\varnothing$  0.2 mm, connected to a digital thermometer (6). The flow velocity is measured along the air/heat sink impinging surface with a hot wire anemometer probe moving perpendicular to the channel axis of the heat sink (7) displaying an accuracy of  $\pm 0.3\%$ . The pressure drops across the heat sink,  $\Delta p = p_{in} - p_{out}$ , is measured by two pressure taps, one at the inlet and the other at the heat sink outlet, connected to a differential pressure gauge with digital display (8), the precision of which is evaluated to  $\pm 0.5\%$ . Several mean velocities of blowing, ranging from 0.5 m/s to 5 m/s, under a laminar flow regime in the channels of the heat sink, are indeed adopted. The flow regime is defined by the Reynolds number as follows:

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} \quad (1)$$

$$\text{where: } D_h = \frac{4A}{P_m} = \frac{2h_a l_c}{h_a + l_c}$$

where A is the exchange surface between two adjacent fins.

At steady state, the thermal balance between the heat sink and the external environment is expressed as follows:

$$Q_{elec} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{loss} \quad (2)$$

$Q_{elec}$  is the total electrical power applied at the base of the heat sink,  $Q_{conv}$ ,  $Q_{rad}$ ,  $Q_{loss}$  are the heat transfer flows of the heat sink by convection, radiation and conduction heat losses, respectively.

The radiative heat power  $Q_{rad}$ , is given as follows [20]:

$$Q_{rad} = \sigma F A_s (T_w^4 - T_a^4) \quad (3)$$

Since the fins and base of the heat sink are made of highly polished aluminum to reduce their emissivity,  $Q_{rad}$  will be neglected in what follows.

Thermal losses by  $Q_{loss}$  conduction are minimized by the good insulation of the heat source and the base of the heat sink. According to [21], we write:

$$Q_{loss} = \frac{AK_{ins}}{\Delta X} T_{ins} \quad (4)$$

where A is the base surface of the heat sink,  $K_{ins}$  is the thermal conductivity of the insulation,  $\Delta T_{ins}$  is the temperature difference across the insulation and  $\Delta X$  is the thickness of the insulation.

The convective heat transfer coefficient  $h$  is calculated according to [22] as follows:

$$h = \frac{Q_{conv}}{A_t [T_j - T_{jet}]} = \frac{Q_{elec} - Q_{loss}}{A_t [T_j - T_{jet}]} \quad (5)$$

With:  $T_{jet} \approx T_{amb}$  and  $A_t$  is the heat exchange surface, given according to [23; 24] by the relation:

$$A_t = NA_f + A_b \quad (6)$$

The thermal resistance is calculated by the following relation:

$$At = \frac{T_j - T_{jet}}{Q_{elec} - Q_{loss}} \quad (7)$$

### 4. RESULTS AND DISCUSSIONS

#### 4.1 influence of the height of the impinging jet on the velocity profile

The velocity of the jet in the considered cooling system is low in the central zone of the duct. This is due to the passive area of the axial fan motor, thus causing a low cooling zone [25]. This zone of low air jet corresponds to the hottest zone on the heat sink [26]. It is noted that the passive surface of the axial fan wheel occupies 20% of the input surface of the impact air jet (Figure 4). On the basis of which is setting the heat source which is thermally insulated from the external environment. To evacuate the maximum heat through the channels of the heat sink, by improving the flow of air in the zone at low velocity, the Y/D ratio is varied. For the present study, three impact air jet heights are considered:  $Y/D = 0.303$ ,  $Y/D = 0.606$ ,  $Y/D = 0.909$ . figure5 a, b, c illustrates the velocity profiles of the impact air jet for the different jet heights., for a constant operating velocity of the axial fan, it can be seen that for a constant operating speed of the axial fan, when approaching the central impact zone, the speed of the air jet decreases.

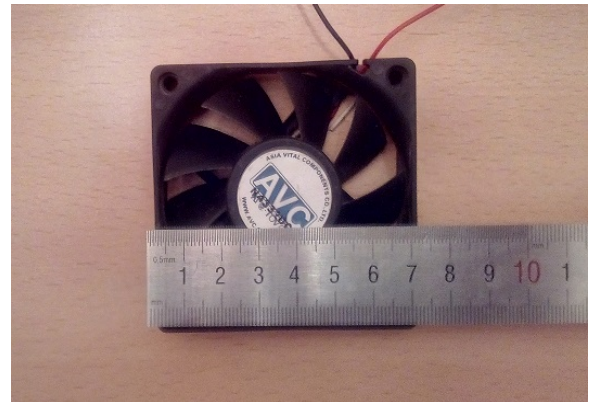
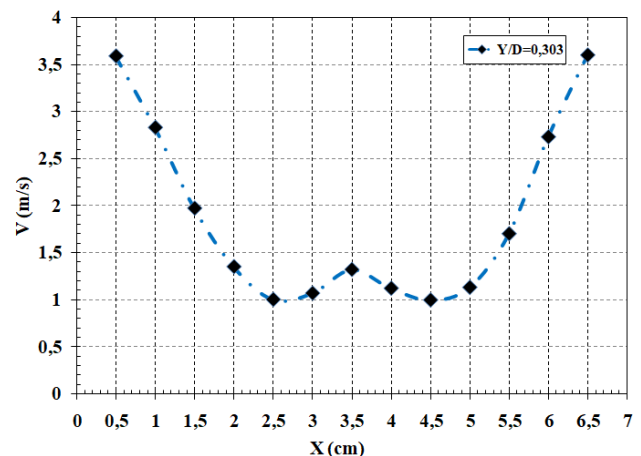
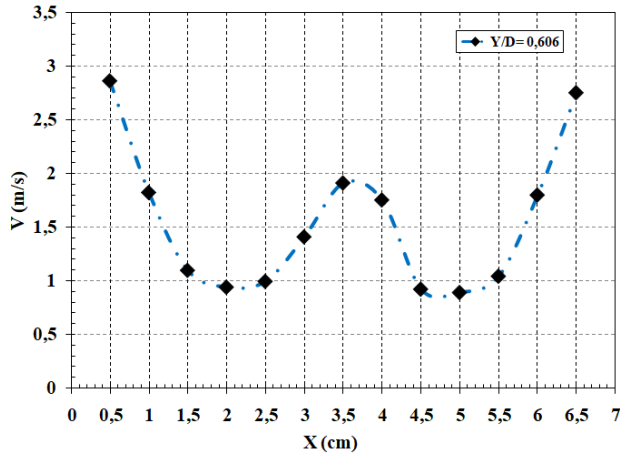


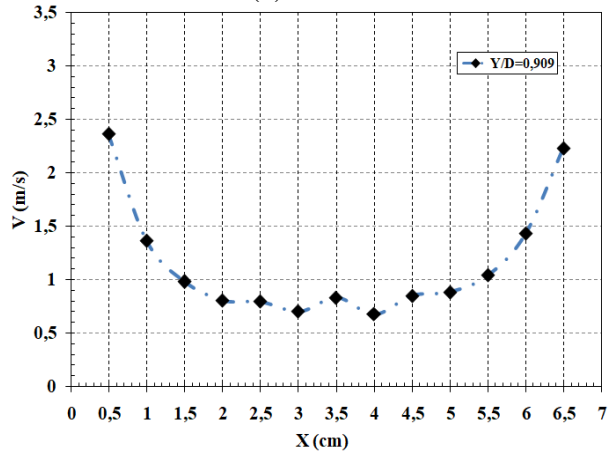
Figure 4. Axial fan



(a) Y/D=0.303



(b)  $Y/D=0.606$

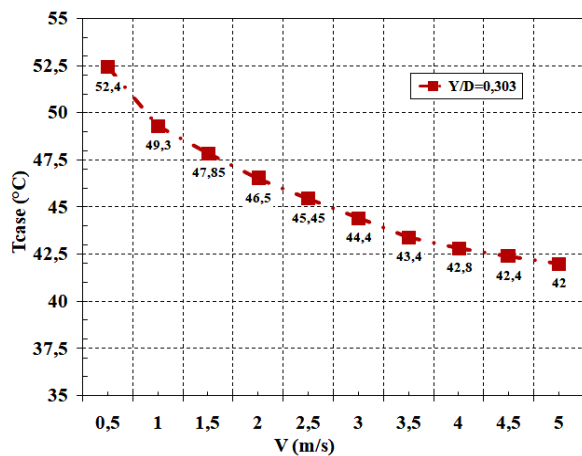


(c)  $Y/D=0.909$

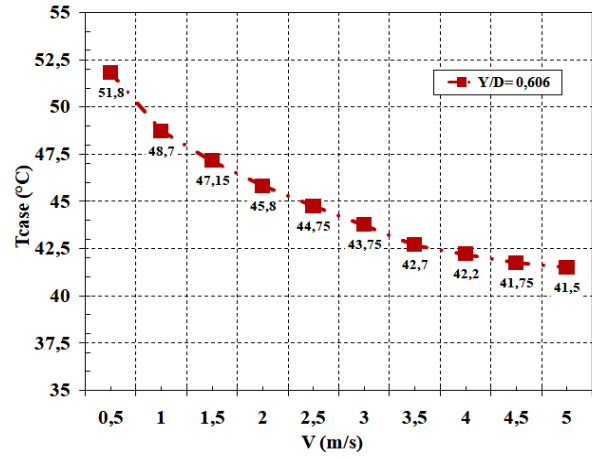
Figure 4. Influence of the height impinging jet on the velocity profile

#### 4.2 Influence of the height of the impinging jet on the junction temperature

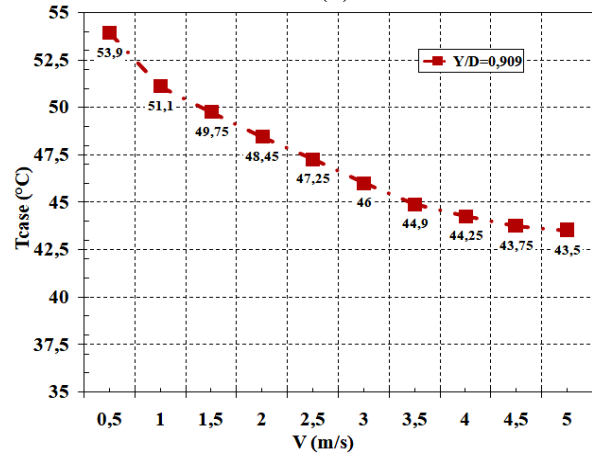
Figure 5. a,b,c illustrates the change in the case temperature between the heat source and the base of the heat sink as a function of the mean jet velocity for different  $Y/D$  ratios. The case temperature  $T_{case}$  decreases with a substantially linear appearance when the velocity of the jet increases. When the velocity of the jet reaches 3.5 m/s, the flow regime being laminar ( $Re=640$ ), the junction temperature takes a linear form with a slight slope.



(a)



(b)



(c)

Figure 5. Junction temperature versus the jet velocity

As for the influence of the jet height on  $T_{case}$ , it can be seen that the case temperature assumes higher values for  $Y/D$  ratios greater than 0.606. This is also true for ratios below 0.606, which could be explained by the fact that the spacing between the jet and the heat sink becomes confined, thus preventing the jet to flourish sufficiently to ensure to the heat sink better cooling. By making a connection between figures 4 and 5, it can be deduced that the  $Y/D = 0.606$  station offers better cooling to the central processing unit than all the other stations.

#### 4.3 Influence of the height of the jet impinging on the thermal resistance

The variation of the impact distance affects not only the velocity of the jet but also the range of the jet in the heat sink. To study the influence of the impact distance ( $Y/D$ ) on the thermal resistance, reconsider the three heights (stations) of jet, where the velocity of the jet of air varies from 1.5 m/s to 4 m/s. The results are shown in Figures 6.a, b, c.

Indeed, we see that the thermal resistance increases if the impact distance  $Y/D$  is too long or too short. The results indicate that the thermal resistance obviously decreases with an increase in the  $Y/D$ . On the other hand, it increases with  $Y/D$ . It turns out that the ratio  $Y/D = 0.606$  is the most suitable for effective reduction of the thermal resistance.

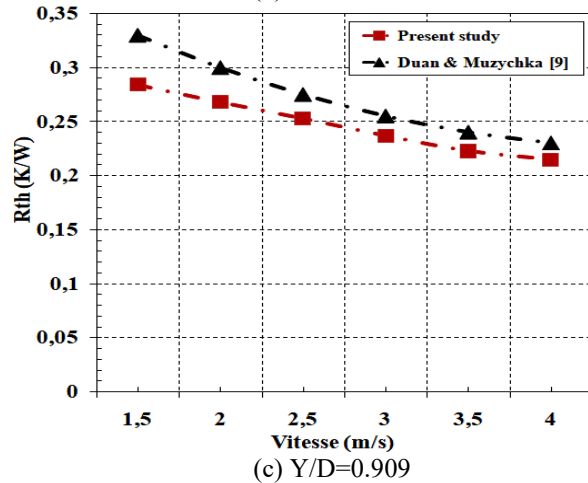
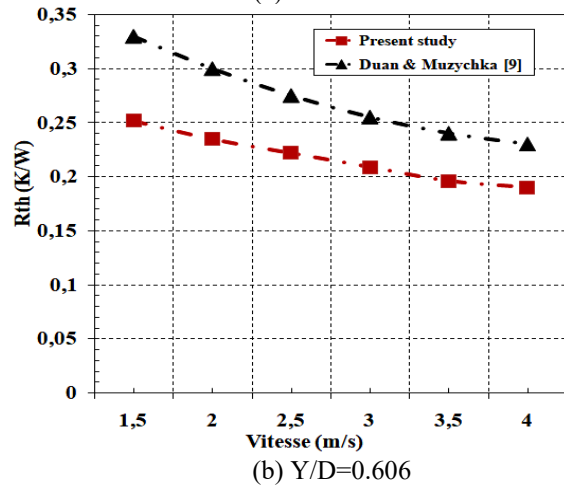
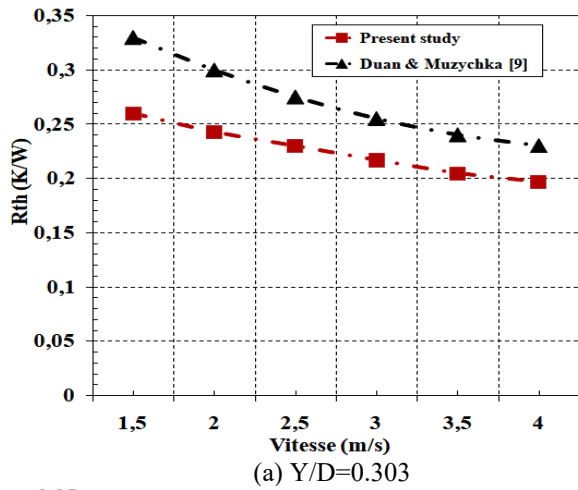


Figure 6. Thermal resistance as a function of jet velocity

If the jet height is too short, the impact distance of the jet is limited, which minimizes the heat exchange between the jet and the heat sink. If now the impact distance is too long, the jet may not be able to effectively penetrate the inter-fin space to evacuate the heat.

Figure 6 also shows the evolution of the thermal resistance as a function of the average velocity of the jet. It can be seen that as the velocity of the jet increases, the thermal resistance decreases, first with a steeper slope up to a velocity of 3.5 m/s where it becomes practically insensitive to the velocity of the jet. This decrease in thermal resistance as the velocity of the jet increases, shows the increase in heat dissipation. This result is comparable to the results obtained experimentally by Duan and Muzychka [9], by the difference found between the two

results is due probably to the difference which exists between the configurations of the heat sink used.

#### 4.4 Evolution of pressure drop through the heat sink channel as a function of jet velocity

The pressure drop  $\Delta P$ , which is the other aerodynamic performance of the heat sink, is measured for the optimal jet height of 40 mm ( $Y/D=0.606$ ), as a function of the mean air jet velocity. According to figure 7, the pressure drop increase gradually to a speed of 3.5 m/s, where they maintain the same slope. This result is comparable to the result obtained by Duan and Muzychka [10]. We deduce that the jet velocity when taking larger values favors the increase of the pressure drop especially above the jet velocities exceeding 3.5 m/s as illustrated in the figure 7.

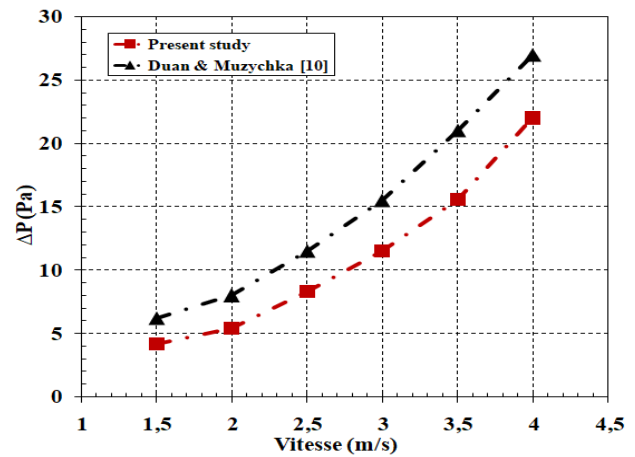


Figure 7. Pressure drop in the heat sink channel as a function of jet velocity

#### 4.5 Optimal cooling system operation point

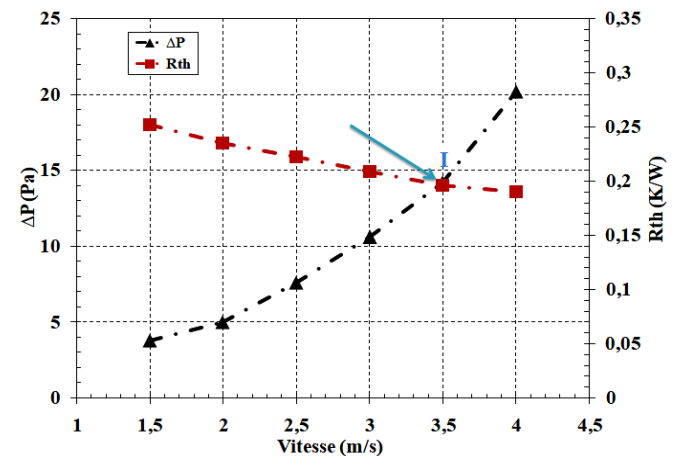


Figure 8. Optimal operating point of the cooling system.

In figure 8 we have superimposed the curves of the two thermal and aerodynamic performances in the aim to find a common point that takes into account both thermal and aerodynamic characteristics, to draw the optimal cooling rate of cooling. The increase in the jet velocity induces the decrease of the heat resistance of the heat sink, which is highly sought after. On the other hand, the recorded pressure drop increases to the point (I) for a common blowing velocity  $V_i$ , close to 3.5 m/s. This common point I, which can be taken an operating

point, was a compromise given optimal performance to the cooling system. Thus, this velocity which returns each time has just been confirmed once again by the result of figure 8. It can be considered as the optimal jet velocity required. It allows efficient cooling with a pressure drop corresponding to a lowest possible thermal resistance. These results given better cooling with less energy consumption and even less nuisance noise.

#### 4.6 Influence of the position of the heat source on the junction temperature

Successfully achieving the overall design of the central processing unit cooling system means achieving a high heat transfer rate at minimum energy cost. The influence of the positioning of the heat source (CPU) bonded to the base of the heat sink, on the junction temperature  $T_j$ , seems to meet the challenge. Indeed, consider three axes, transversal, longitudinal, and diagonal, along which, the source will undergo displacements with constant pitch of 5mm. The diagram shown in figure 10 illustrates the different positions reached by the heat source from its initial (central) position C. Three positions are in fact studied on each of the axes without counting the central position ( $T_{jc}$ ).

Figure 9 shows the influence of the position of the heat source along the three aforementioned axes on the evolution of the junction temperature as a function of the speed of the impacting jet.

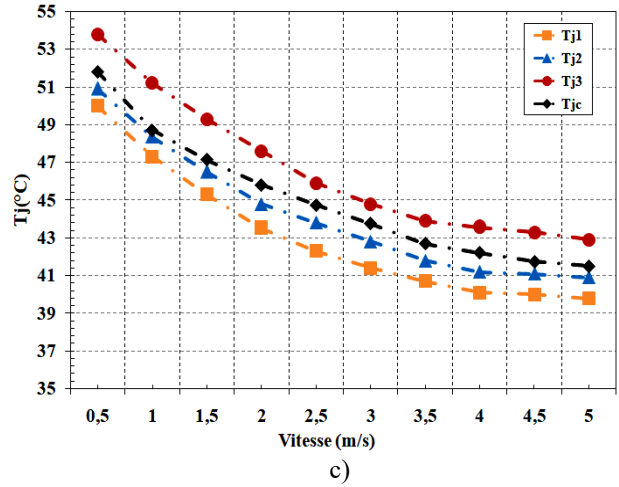
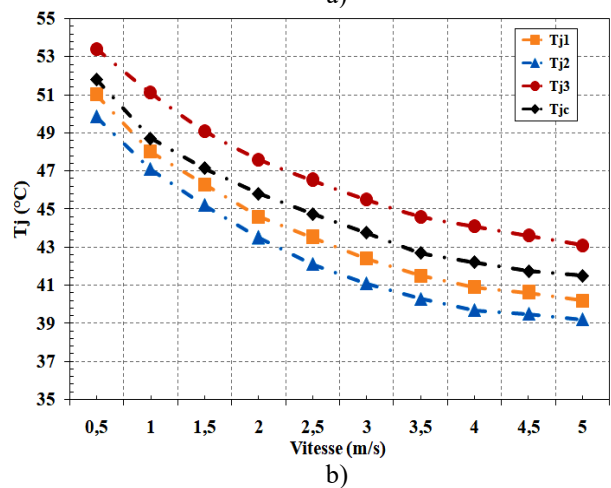
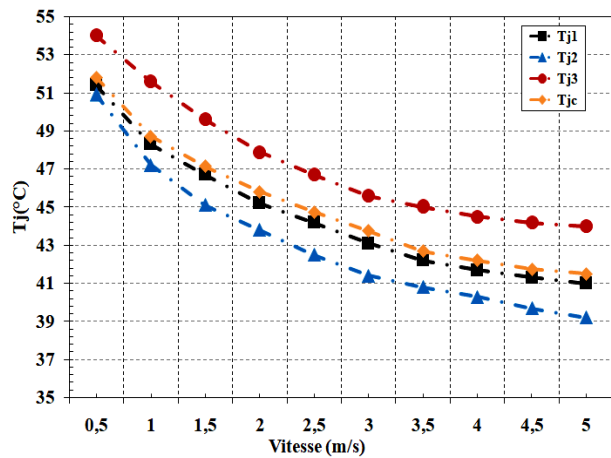


Figure 9. Influence of the position of the heat source on the junction temperature (a) on the transverse axis (b) on the longitudinal axis (c) on the diagonal axis

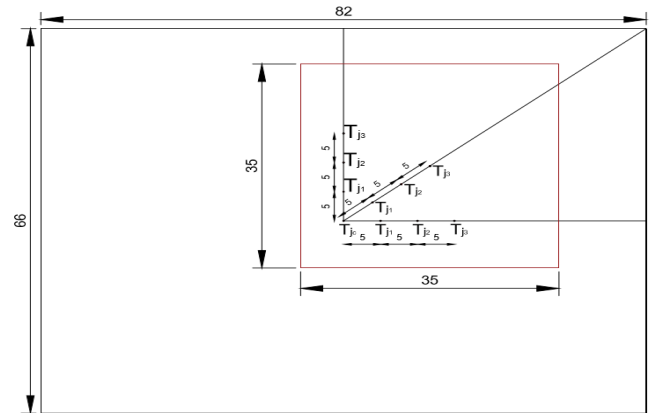
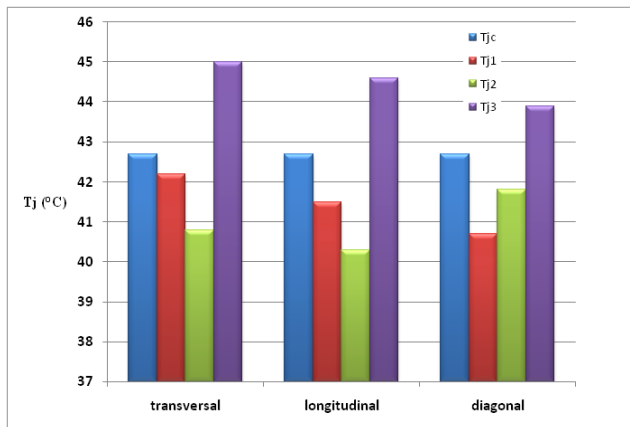


Figure 10. Displacement of the heat source

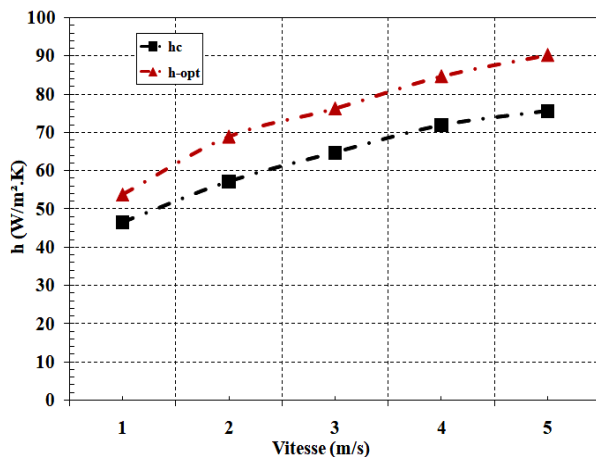
The displacement of the heat source from the center of the base of the heat sink seems to have a significant influence on the junction temperature. So there are three different displacements, Transversal (Figure 9.a), longitudinal (Figure 9.b) and Diagonal (Figure 9.c). Longitudinally, it is observed that the junction temperature is reduced by 6% with respect to the transverse case, while noting that the second position ( $T_{j2}$ ) of the heat source is always preferred as regards the junction temperature the lowest relative to the initial position. With respect to the diagonal displacement, the position which offers the lowest temperature is the first position ( $T_{j1}$ ).

In the light of the results obtained above, Fig. 11 shows, the rates of improvement of the junction temperature, resulting from the different directions of displacement of the heat source with respect to its initial position ( $T_{jc}$ ). It is found that the longitudinal displacement of the heat source offers the best reduction in the junction temperature, evaluated by a rate of 10% under the optimal blowing conditions, compared with the industrial case where the height of the jet is almost negligible.



**Figure 11.** Comparison of the junction temperatures

Moreover, the coefficient of heat transfer by convection represents an important parameter in the cooling of the heat sink. Indeed, Fig. 12 shows the evolution of the coefficient of convective heat transfer for two positions of the heat source. The first position ( $h_c$ ) is at the center of the base of the heat sink and the second position is the optimal position (cf Fig 9) along the longitudinal axis ( $h_{opt}$ ). It can be seen that the displacement of the heat source on the longitudinal axis for a pitch of 10 mm from the central position provides more efficient convective heat transfer.



**Figure 12.** Heat transfer coefficient

## 5. CONCLUSION

The experimental study carried out in this work was devoted to the cooling of the desktop central processing unit by means of a heat sink with rectangular plate fins, subjected to an air impinging jet. The variable jet height  $Y$  is an important parameter in the performance characterization of heat sinks. For this, a series of experimental measurements was carried out under the influence of the  $Y/D$  ratio. From the results obtained, the following conclusions can be drawn: The dimensionless ratio  $Y/D=0.606$  corresponding to the height of the jet  $Y=40$  mm, offers better cooling performance on the heat sink. Therefore, the need to find a compromise by superimposing the characteristics of the two thermal performances ( $R_{th}$ ) and aerodynamics ( $\Delta p$ ) of the heat sink made it possible to conclude that 3.5 m/s is the velocity of the jet which ensures Optimal cooling of the central processing unit. It should also be noted that the position of the heat source

(central processing unit) on the base of the heat sink, relative to the initial position, was a very important parameter of influence, which also required special attention. This led to a series of measures. It is found that the position of the heat source on the longitudinal axis at 10 mm from the center of the base of the heat sink provides better heat dissipation through the heat sink, characterized by a 10% decrease in the junction temperature. The results obtained will be of benefit to manufacturers in improving the cooling conditions of desktop CPUs.

## REFERENCES

- [1] Li HY, Chen CL, Chao SM, Liang GF. (2013). Enhancing heat transfer in a plate-fin heat sink using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 67: 666-677. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.042>
- [2] Huang CH, Chen YH. (2013). An impingement heat sink module design problem in determining optimal non-uniform fin widths. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 67: 992-1006. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.103>
- [3] Brignoni LA, Garimella SV. (1999). Experimental optimization of confined air jet impingement on a pin-fin heat sink. *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol* 22: 399-404. <https://doi.org/10.1109/6144.796542>
- [4] El-Sheikh HA, Garimella SV. (2000). Enhancement of air impingement heat transfer using pin-fin heat sinks. *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol.* 23(2): 300-328. <https://doi.org/10.1109/6144.846768>
- [5] Maveety JG, Hendricks JG. (1999). A heat sink performance study considering material, geometry. Reynolds number with air impingement. *J. Electron. Packag* 121: 156-161. <https://doi.org/10.1115/1.2792678>
- [6] Maveety JG, Jung HH. (2002). Heat transfer from square pin-fin heat sinks using air impingement cooling. *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol.* 25: 459-469. <https://doi.org/10.1109/TCAPT.2002.803650>
- [7] Biber CR, Fijol S. (1999). Fan-plus-heat sink optimization—mechanical and thermal design with reality. *Proceedings of the International Systems Packaging Symposium* 285-289.
- [8] Sathe SB, Sammakia BG. (2004). An analytical study of the optimized performance of an impingement heat sink. *J. Electron. Packag* 126: 528-534. <https://doi.org/10.1115/1.1827269>
- [9] Duan ZP, Muzychka YS. (2004). Impingement air cooled plate fin heat sinks Part II- Thermal resistance model. *Proceedings of 9th Int. Soc. Conf. Therm. Phenom. Electronic Syst* 36-443: <https://doi.org/10.1109/ITHERM.2004.1319207>
- [10] Duan ZP, Muzychka YS. (2004). Impingement air cooled plate fin heat sinks Part I-pressure drop model. *Proceedings of 9th Int. Soc. Conf. Therm. Phenom. Electronic Syst* 429-435. <https://doi.org/10.1109/ITHERM.2004.1319206>
- [11] Li HY, Chen KY. (2007). Thermal performance of plate-fin heat sinks under confined impinging jet conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50: 1963-1970. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.024>



- [12] Li HY, Chen KY, Chiang MH. (2009). Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet. *Energy Conversion and Management* 50: 2738-2746. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.06.030>
- [13] Li HY, Chao SM, Tsai GL. (2005). Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48: 5386-5394. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.007>
- [14] Kim DK, Kim JK, Bae JK. (2009). Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52: 3510-3517. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.02.041>
- [15] Diani A, Mancin S, Zilio C, Rossetto L. (2013). An assessment on air forced convection on extended surfaces. *Experimental results and numerical modeling. International Journal of Thermal Sciences* 67: 120-134. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.11.012>
- [16] Mesalhy OM, El-Sayed MM. (2015). Thermal performance of plate fin heat sink cooled by air slot impinging jet with different cross sectional area. *Heat Mass Transfer* 51: 889-899. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1463-5>
- [17] Camaraza-Medina Y, Rubio-Gonzales ÁM, Cruz-Fonticiella OM, García-Morales OF. (2018). Simplified analysis of heat transfer through a finned tube bundle in air cooled condenser. *Mathematical Modelling of Engineering Problems* 5(3): 237-242. <https://doi.org/10.18280/mmep.050316>
- [18] Camaraza-Medina Y, Khandy NH, Carlson KM, Cruz Fonticiella OM, García-Morales OF, Reyes-Cabrera D. (2018). Evaluation of condensation heat transfer in air-cooled condenser by dominant flow criteria. *Mathematical Modelling of Engineering Problems* 5(2): 76-82. <https://doi.org/10.18280/mmep.050204>
- [19] HoSung L. (2011). *Thermal design*. John Wiley & Sons, Inc.
- [20] Naik S, Probert SD, Shilston MJ. (1987). Forced-convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed air-stream. *Appl. Energy* 26(2): 137-158. [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(87\)90015-8](https://doi.org/10.1016/0306-2619(87)90015-8)
- [21] Al-Damook A, Kapur N, Summers JL, Thompson HM. (2015). An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks. *Applied Thermal Engineering* 89: 365-376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.036>
- [22] Holman JP. (2011). *Experimental methods for engineers*. eighth ed., McGraw Hill Book Company.
- [23] Incropera. (2007). Dewitt, Bergman, and Lavine., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed.
- [24] Taji SG, Parishwad GV, Sane NK. (2014). Enhanced performance of horizontal rectangular fin array heat sink using assisting mode of mixed convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 72: 250-25. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.012>
- [25] Beriache M, Bettahar A, Loukarfi L. (2012). Fluid flow and thermal characteristics of a minichannel heat sink with impinging air flow. *Arab J Sci Eng* 37: 2243-2254. <https://doi.org/10.1007/s13369-012-0321-3>
- [26] Belarbi AA, Beriache M, Bettahar A. (2015). Caractérisation expérimentale des performances d'un dissipateur de chaleur à mini-canaux. *Proceedings du Congrès Français de Thermique, La Rochelle, France*, p. 13.

## NOMENCLATURE

$A_f$ :	Heat exchange surface, $mm^2$
$A_f$ :	Surface of the fin, $mm^2$
$A_b$ :	Surface inter-fins, $mm^2$
$D_h$ :	Hydraulic diameter, $mm$
$D$ :	jet diameter, $mm$
$H$ :	Heat sink height, $mm$
$h$ :	Convection heat transfer coefficient, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$h_a$ :	fin height, $mm$
$h_b$ :	Thickness of heat sink base, $mm$
$L$ :	Length of fin, $mm$
$l_a$ :	Thickness of the fin, $mm$
$l_c$ :	Channel width, $mm$
$N$ :	Number of fins
$Pm$ :	Wet perimeter, $mm$
$Q_{elec}$ :	Heat source power applied to the base of the heat sink, $W$
$Q_{conv}$ :	Convection heat flow, $W$
$Q_{rad}$ :	Radiation heat flux, $W$
$Q_{loss}$ :	Heatpower loss, $W$
$R_{th}$ :	Thermal resistance, $K.W^{-1}$
$Re$ :	Number of Reynolds
$S$ :	Inlet Width, $mm$
$t_b$ :	Thickness of heat sink base, $mm$
$T_{case}$ :	case temperature of processor (heat source), $^{\circ}C$
$T_{amb}$ :	Ambient temperature, $^{\circ}C$
$T_{jet}$ :	Temperature of the impinging air jet, $^{\circ}C$
$U$ :	Mean jet velocity, $m.s^{-1}$
$V$ :	Air jet velocity, $m.s$
$W$ :	heat sink width, $mm$
$X$ :	Transverse displacement of the probe

## Greek symbols

$\Delta p$ :	Pressure drop, $Pa$
$\nu$ :	Kinematic viscosity, $m^2.s^{-1}$
$\rho$ :	Density of fin material, $kg.m^{-3}$