



وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



جامعة باجي مختار عنابة

**BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA**

**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

Etude thermique du refroidisseur d'une composante Electronique

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR :

BOUCHELAGHEM MOHAMED AMINE

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Dr. AZZOUZ .S

DEVANT LE JURY

Président :

Examineurs :

Pr. MERZOUG Bachir

Pr. SARI .Mohamed Rafik

Dr. MECHIGHEL Farid

Dr. KADRI Salim

UBMA

UBMA

UBMA

UBMA

Année:2016-2017

Remerciements

Je remercie en premier lieu ALLAH qui m'a donné la santé, le courage et la volonté de pour suivre mes études.

Je remercie mes parents, qui se sont sacrifiés pour mon bien-être et ma famille qui m'a encouragé à reprendre les études.

Je souhaite exprimer également ma reconnaissance à toutes les personnes qui m'ont fait l'honneur de bien vouloir m'orienter tout au long de ce travail; pour leurs conseils et leurs encouragements.

Je tiens à exprimer mon profond respect et ma reconnaissance à Monsieur AZZOUZ. S, l'encadreur de ce mémoire, qui a encouragé, soutenu et orienté la réalisation de ce travail.

Mes remerciement vont aussi au président et aux membres du jury d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Enfin une pensée amicale à tous mes collègues et mes proches amis pour les moments que nous avons partagés ensemble durant ces années de formation.

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique	
I. Introduction.....	3
I.2.Principe de transfert de chaleur.....	4
I.3.Facteur de conception.....	6
I.3.1.Résistance thermique.....	6
I.3.2.Matériel.....	7
I.3.3.Efficacité des farines.....	8
I.3.4.Résistance à l'étalement.....	9
I.3.5.Optimisation (forme des ailettes, emplacement des ailerons, ...)	9
I.3.6.Arrangements financiers.....	10
I.3.7.Matériaux à haute conductivité.....	11
I.3.8.Cavités (ailettes inversées).....	11
I.3.9.Plaque épaisse conductrice entre la source de chaleur et le dissipateur de chaleur...11	
I.3.10.Couleur de surface.....	12
I.4.Applications d'ingénierie.....	13
I.4.1.Refroidissement par microprocesseur.....	13
I.4.2.Méthodes d'attachement.....	14
I.4.3.Ruban thermo conducteur.....	14
I.4.4.Epoxy.....	15

I.4.5. Arbres filetés avec des ressorts de compression.....	17
I.5. Matériaux d'interface thermique.....	17
I.6. Un modèle théorique de transfert de chaleur.....	19
I.6.1. Méthodes expérimentales.....	22

**Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes
et les interfaces de contact**

II.1 NOTION DE RESISTANCE DE CONTACT.....	23
II.1.1 Mécanismes de transfert thermique en régime stationnaire.....	23
II.1.2 Schématisation du transfert de chaleur à l'interface.....	25
II.1.3 Domaine de la valeur RTC.....	27
II.1.2 VOIES DE PASSAGE DE LA CHALEUR DANS LE CONTACT IMPARFAIT.....	28
II.1.2.1- Voie solide-solide et phénomène de constriction thermique.....	28
II.1.2.1.1- Cas classique de la constriction à un contact.....	28
II.1.2.1.1.1- Formes du contact et du tube de flux.....	31
II.1.2.1.1.2- Constriction en milieu fini.....	31
II.1.3. Transfert de chaleur micro-gap.....	34
II.2.2. TRANSFERT DE CHALEUR A TRAVERS LES AILETTES...38	
II.2.2.1. L'équation de la barre.....	38
II.2.2.2. Ailettes longitudinale.....	40
II.2.2.3. Efficacité globale de l'ailette.....	41

Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

III.1. Introduction.....	43
III.2. Présentation du comsol.....	44
III.2.1. Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics.....	44
III.2.2. Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics.....	45
III.3. Présentation du modèle.....	45
III.4. Description de la simulation géométrique du dissipateur de chaleur.....	46
III.4.1. Géométrie.....	46
III.5. Matériel utilisé.....	47
III.6. Condition aux limites.....	51
III.6.a. Condition global.....	51
III.6.a.1. transfert de chaleur dans les solides.....	51
III.6.b. Condition à l'interface.....	52
III.6.b.1. Contact thermique.....	51
III.6.b.2. source de chaleur.....	54
III.6.c.3. flux de chaleur.....	55
III.6.d.4. symétrie.....	56
III.7. Résultats et discussions.....	56
Conclusion générale.....	63
Référence bibliographique.....	64

Introduction générale :

Notre étude concerne une simulation via le logiciel Comsol d'un dissipateur de chaleur d'un équipement électronique fonctionnant à une puissance de 5 W. Plus particulièrement on aura à mener deux études, la première concerne à évaluer par simulation le champ de température dans un dissipateur de chaleur d'un composant électronique. La deuxième partie de l'étude sera dédiée à caractériser les résistances thermiques aux interfaces des corps constituant l'ailette, en fonction des paramètres topographiques des aspérités et géométries des rugosités des pièces mises en contact. Cette étude vient à la suite d'un travail publié à Elsevier par M. Grujicic et al [1] où il est considéré comme constituant de l'ailette deux matériaux à savoir le silicium matériau de la composante électronique chauffé à 5 W sous l'effet du fonctionnement de l'appareil électronique. Le dissipateur de chaleur est constitué d'aluminium d'une hauteur de 2 cm. Dans l'étude de Grujicic le comportement thermique du dissipateur en fonction des résistances thermiques pour différentes géométries d'aspérités a été étudié. Le problème a été résolu numériquement par la méthode des éléments finis. Notre étude est spécifique par simulation en COMSOL et diffère du travail de Grujicic par un complément de matériaux utilisé comme composante du dissipateur de chaleur. Ainsi les matériaux utilisés dans notre étude pour le refroidissement de la composante électronique en silicium seront un couplage entre aluminium et cuivre. Pour les dimensions, le silicium est de forme cylindrique de 2 cm de diamètre et de 5 cm de longueur. La hauteur de la partie aluminium est fixée à 1,5 cm et celle du cuivre est fixée à 0.5 cm. Le but de cette étude est de voir le comportement de la résistance thermique à l'interface pour différentes géométries. Le transfert de chaleur à l'interface s'effectue par deux voies. Pour la première voie, c'est à travers des interstices que le passage de flux s'effectue qu'on appelle Gap, cette partie est remplie par l'air. La deuxième voie de passage concerne un transfert solide-solide suivant le phénomène de constriction qui sera détaillé ultérieurement.

Ce mémoire se compose de trois chapitres. Le premier est consacré à la présentation des dissipateurs de chaleur et leurs rôles. Le deuxième chapitre fait le point sur l'étude des aspects thermiques à l'interface de contact, dans le but de bien apprécier les rôles respectifs des paramètres de contact servant à décrire la condition thermique d'interface. Le troisième chapitre est consacré à la résolution du problème de chauffage de l'ailette par simulation. On y trouve aussi les résultats de l'étude obtenus concernant le champ de température le long de l'ailette et l'influence des paramètres topographiques sur la résistance thermique à l'interface.

des pièces misent en contact. Enfin du mémoire une conclusion globale qui récapitule notre travail.

I. Introduction :

Un dissipateur de chaleur (également un dissipateur de chaleur couramment orthographié) est un échangeur de chaleur passif qui transfère la chaleur générée par un dispositif électronique ou mécanique à un milieu fluide, souvent de l'air ou un liquide de refroidissement liquide, où il est dissipé à l'écart du dispositif, Permettant ainsi la régulation de la température de l'appareil à des niveaux optimaux. Dans les ordinateurs, les dissipateurs de chaleur sont utilisés pour refroidir les unités centrales de traitement ou les processeurs graphiques. Les puits de chaleur sont utilisés avec des dispositifs semi-conducteurs à haute puissance tels que des transistors de puissance et des optoélectroniques tels que les lasers et les diodes électroluminescentes (LED), où la capacité de dissipation de chaleur du composant lui-même est insuffisante pour modérer sa température.



Figure I : Un dissipateur de chaleur refroidi par ventilateur sur le processeur d'un ordinateur personnel. À droite, un dissipateur de chaleur plus petit refroidit un autre circuit intégré de la carte mère

Un dissipateur de chaleur est conçu pour maximiser sa surface en contact avec le fluide de refroidissement qui l'entoure, comme l'air. La vitesse de l'air, le choix du matériau, la conception de la protrusion et le traitement de surface sont des facteurs qui influent sur la performance d'un dissipateur de chaleur. Les méthodes de fixation du dissipateur de chaleur et les matériaux d'interface thermique affectent également la température de la matrice du circuit intégré. L'adhésif thermique ou la graisse thermique améliorent la performance du dissipateur de chaleur en remplissant les trous d'air entre le dissipateur de chaleur et l'épandeur de chaleur sur l'appareil. Un dissipateur de chaleur est généralement composé de cuivre et / ou d'aluminium. Le cuivre est utilisé car il présente de nombreuses propriétés souhaitables pour

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

les échangeurs de chaleur thermiquement efficaces et durables. D'abord et avant tout, le cuivre est un excellent conducteur de chaleur. Cela signifie que la haute conductivité thermique du cuivre permet à la chaleur de passer rapidement. L'aluminium est utilisé dans les applications où le poids est une grande préoccupation.

I.2.Principe de transfert de chaleur :

Un dissipateur de chaleur transfère l'énergie thermique d'un appareil à température plus élevée à un fluide à température inférieure. Le milieu fluide est souvent de l'air, mais peut également être de l'eau, des fluides frigorigènes ou de l'huile. Si le milieu fluide est de l'eau, le dissipateur de chaleur est souvent appelé une plaque froide. Dans la thermodynamique, un dissipateur de chaleur est un réservoir de chaleur qui peut absorber une quantité arbitraire de chaleur sans changer de température de manière significative. Les dissipateurs de chaleur pratiques pour les appareils électroniques doivent avoir une température supérieure à l'environnement pour transférer la chaleur par convection, rayonnement et conduction. Les alimentations électriques ne sont pas efficaces à 100%, ce qui entraîne une chaleur supplémentaire qui peut nuire à la fonction de l'appareil. En tant que tel, un dissipateur de chaleur est inclus dans la conception pour disperser la chaleur pour améliorer la consommation d'énergie efficace. [2]

Pour comprendre le principe d'un dissipateur de chaleur, considérez la loi de Fourier sur la conduite de la chaleur. La loi de Fourier sur la conduction de la chaleur, simplifiée à une forme unidimensionnelle dans la direction x , montre que lorsqu'il y a un gradient de température dans un corps, la chaleur sera transférée de la région de température plus élevée à la région de température inférieure. La vitesse à laquelle la chaleur est transférée par conduction est proportionnelle au produit du gradient de température et de la section transversale à travers laquelle la chaleur est transférée.

$$Q_k = -KA \frac{dT}{dx}$$

Considérons un dissipateur de chaleur dans un conduit, où l'air circule dans le conduit. On suppose que la base du dissipateur de chaleur est plus élevée que l'air. L'application de la conservation de l'énergie, des conditions d'équilibre et la loi de Newton sur le refroidissement aux nœuds de température indiqués dans le diagramme donne l'ensemble des équations suivantes:

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

$$\dot{Q} = \dot{m} c_{p,in} (T_{air,out} - T_{air,in}) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{hs} - T_{air,av}}{R_{hs}} \quad (2)$$

D'où :

$$T_{air,av} = \frac{T_{air,in} + T_{air,out}}{2} \quad (3)$$

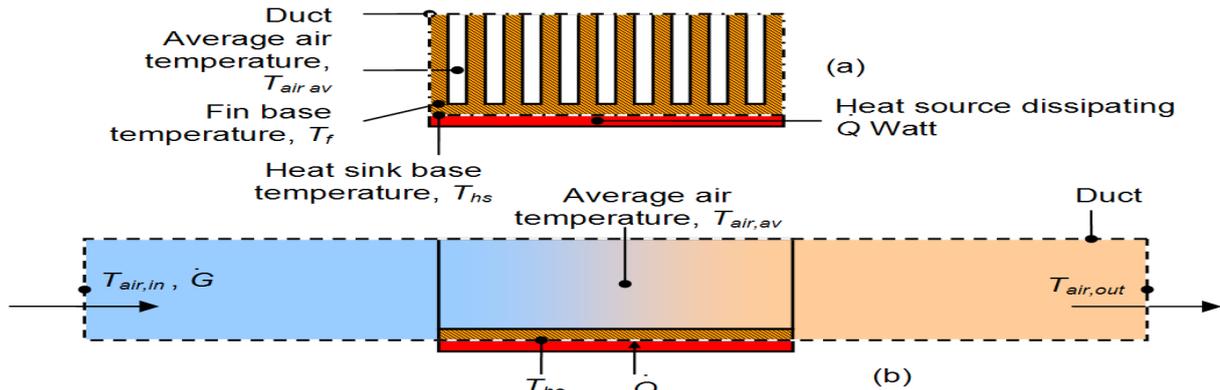


Figure I.2 : Croquis d'un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour calculer les équations de régulation de la conservation de l'énergie et la loi de refroidissement de Newton

L'utilisation de la température moyenne de l'air est une hypothèse qui est valable pour les dissipateurs de chaleur relativement courts. Lorsque des échangeurs de chaleur compacts sont calculés, la température moyenne logarithmique de l'air est utilisée. Est le débit massique d'air en kg/s :

Les équations ci-dessus montrent que :

- Lorsque l'air coule à travers le dissipateur de chaleur diminue, cela entraîne une augmentation de la température moyenne de l'air. Cela augmente la température de base du dissipateur de chaleur. Et en outre, la résistance thermique du dissipateur de chaleur augmentera également. Le résultat net est une température de fond de dissipateur thermique plus élevée.
- L'augmentation de la résistance thermique du dissipateur de chaleur avec une diminution du débit sera indiquée plus loin dans cet article.
- La température de l'air d'entrée se rapporte fortement à la température de base du dissipateur de chaleur. Par exemple, s'il y a recirculation d'air dans un produit, la température de l'air d'entrée n'est pas la température de l'air ambiant. La température de l'air d'entrée du

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

dissipateur de chaleur est donc plus élevée, ce qui entraîne également une température de base de dissipateur thermique plus élevée.

- S'il n'y a pas de flux d'air autour du dissipateur de chaleur, l'énergie ne peut pas être transférée.
- Un dissipateur de chaleur n'est pas un appareil doté de la «capacité magique d'absorber la chaleur comme une éponge et de l'envoyer à un univers parallèle». [3]

La convection naturelle nécessite une circulation d'air libre sur le dissipateur de chaleur. Si les ailettes ne sont pas alignées verticalement, ou si les ailettes sont trop proches les unes des autres pour permettre un débit d'air suffisant entre elles, l'efficacité du dissipateur de chaleur diminuera.

I.3.Facteur de conception :

I.3.1.Résistance thermique :

Pour les dispositifs semi-conducteurs utilisés dans une variété d'électronique grand public et industrielle, l'idée de résistance thermique simplifie la sélection des dissipateurs de chaleur. Le flux de chaleur entre la matrice semi-conductrice et l'air ambiant est modélisé comme une série de résistances au flux de chaleur; Il existe une résistance de la matrice à l'étui de l'appareil, du boîtier au dissipateur de chaleur et du dissipateur de chaleur à l'air ambiant. La somme de ces résistances est la résistance thermique totale de la filière à l'air ambiant. La résistance thermique est définie comme l'élévation de la température par unité de puissance, analogue à la résistance électrique, et est exprimée en unités de degrés Celsius par watt ($^{\circ}\text{C} / \text{W}$). Si la dissipation de l'appareil en watts est connue et que la résistance thermique totale est calculée, on peut calculer l'élévation de température de la filière sur l'air ambiant.

L'idée de la résistance thermique d'un dissipateur de chaleur à semi-conducteur est une approximation. Il ne prend pas en compte la distribution de chaleur non uniforme sur un appareil ou un dissipateur de chaleur. Il ne fait que modéliser un système en équilibre thermique et ne tient pas compte de la variation des températures avec le temps. Cela ne reflète pas non plus la non-linéarité du rayonnement et de la convection par rapport à l'élévation de la température. Cependant, les fabricants tabulent les valeurs typiques de la résistance thermique pour les dissipateurs de chaleur et les dispositifs semi-conducteurs, ce qui permet de simplifier la sélection des puits de chaleur commercialisés. [4]

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

Les dissipateurs de chaleur en aluminium extrudé commercial ont une résistance thermique (dissipateur de chaleur à l'air ambiant) allant de $0,4 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$ pour un grand évier destiné aux appareils TO3, jusqu'à $85 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$ pour un dissipateur thermique pour Une petite boîte en plastique TO92. ^[4] Le transistor de puissance 2N3055 populaire dans un boîtier TO3 a une résistance thermique interne de la jonction à un cas de $1,52 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$. ^[5] Le contact entre le boîtier de l'appareil et le dissipateur de chaleur peut avoir une résistance thermique comprise entre $0,5$ et $1,7 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$, selon la taille du boîtier et l'utilisation de la graisse ou de la mica isolante. [4]

I.3.2.Matériel :

Les matériaux de dissipateur thermique les plus communs sont les alliages d'aluminium. L'alliage d'aluminium 1050A possède une des valeurs de conductivité thermique supérieures à $229 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ ^[7] mais mécaniquement doux. Les alliages d'aluminium 6060 (faible contrainte), 6061 et 6063 sont couramment utilisés, avec des valeurs de conductivité thermique de 166 et $201 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$, respectivement. Les valeurs dépendent du caractère de l'alliage.

Le cuivre a d'excellentes propriétés de dissipateur de chaleur en termes de conductivité thermique, résistance à la corrosion, résistance au biofouling et résistance aux antimicrobiens (voir Article principal: Cuivre dans les échangeurs de chaleur). Le cuivre a environ deux fois la conductivité thermique de l'aluminium et une absorption de chaleur plus rapide et plus efficace. Ses principales applications sont dans les installations industrielles, les centrales électriques, les systèmes d'eau solaire thermique, les systèmes HVAC, les chauffe-eau à gaz, les systèmes de chauffage et de refroidissement à air forcé, le chauffage et le refroidissement géothermiques et les systèmes électroniques.

Le cuivre est trois fois plus dense et plus cher que l'aluminium. Les dissipateurs de chaleur en cuivre sont usinés et skins. Une autre méthode de fabrication est de souder les ailettes dans la base du dissipateur de chaleur. Les puits de chaleur en aluminium peuvent être extrudés, mais le cuivre moins ductile ne peut pas.

Le diamant est un autre matériau de dissipateur de chaleur et sa conductivité thermique de $2000 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ dépasse cinq fois le cuivre. Contrairement aux métaux, où la chaleur est conduite par des électrons délocalisés, les vibrations du réseau sont responsables de La conductivité thermique très élevée du diamant. Pour les applications de gestion thermique, la conductivité thermique et la diffusivité exceptionnelles du diamant sont essentielles. De nos

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

jours, le diamant synthétique est utilisé comme supports pour les circuits intégrés à haute puissance et les diodes laser.

Des matériaux composites peuvent être utilisés. Les exemples sont un pseudo-alliage de cuivre-tungstène, AlSiC (carbure de silicium dans la matrice d'aluminium), Dymalloy (diamant dans la matrice en alliage cuivre-argent) et E-Matériel (oxyde de béryllium dans la matrice de béryllium). De tels matériaux sont souvent utilisés comme substrats pour les copeaux, car leur coefficient de dilatation thermique peut être adapté aux céramiques et aux semi-conducteurs.

I.3.3. Efficacité des ailettes :

L'efficacité de la ailette est l'un des paramètres qui rend le matériau de conductivité thermique plus important. Une ailette d'un dissipateur de chaleur peut être considérée comme une plaque plate avec un flux de chaleur dans une extrémité et être dissipée dans le fluide environnant lorsqu'elle se déplace vers l'autre. À mesure que la chaleur s'écoule à travers la nage, la combinaison de la résistance thermique du dissipateur de chaleur empêchant l'écoulement et la chaleur perdue en raison de la convection, la température de l'ailette et, par conséquent, le transfert de chaleur vers le fluide, diminueront de la base à la fin de la nageoire. L'efficacité de la ailette est définie comme la chaleur réelle transférée par l'ailette, divisée par le transfert de chaleur, la fin était iso thermique (hypothétiquement l'ailette ayant une conductivité thermique infinie). Les équations 6 et 7 s'appliquent aux ailettes droites.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (6)$$

$$mL_c = \sqrt{\frac{2h_f}{kt_f}} L_f \quad (7)$$

Où:

- h_f est le coefficient de convection de la nageoire
- Air: 10 à 100 W / (m²K)
- Eau: 500 à 10 000 W / (m²K)
- k est la conductivité thermique du matériau de l'ailette
- Aluminium: 120 à 240 W / (m • K)

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

- L_f est la hauteur de la nageoire (m)
- t_f est l'épaisseur de l'ailette (m)

L'efficacité de la farine augmente en diminuant le rapport d'aspect de l'ailette (les rendant plus épaisses ou plus courtes), ou en utilisant un matériau plus conducteur (en cuivre au lieu d'aluminium, par exemple).

I.3.4. Résistance à l'étalement :

Un autre paramètre concernant la conductivité thermique du matériau du dissipateur de chaleur est une résistance à l'étalement. La résistance à l'étalement survient lorsque l'énergie thermique est transférée d'une petite zone à une surface plus grande dans une substance à conductivité thermique finie. Dans un dissipateur de chaleur, cela signifie que la chaleur ne se distribue pas uniformément à travers la base du dissipateur de chaleur. Le phénomène de résistance à l'étalement est illustré par la façon dont la chaleur se déplace de l'emplacement de la source de chaleur et provoque un grand gradient de température entre la source de chaleur et les bords du dissipateur de chaleur. Cela signifie que certaines ailettes sont à une température plus basse que si la source de chaleur était uniforme à travers la base du dissipateur de chaleur. Cette non-uniformité augmente la résistance thermique efficace du dissipateur de chaleur.

Pour diminuer la résistance à l'étalement à la base d'un dissipateur de chaleur:

- Augmenter l'épaisseur de base
- Choisissez un matériau différent avec une meilleure conductivité thermique
- Utilisez une chambre à vapeur ou un tuyau de chaleur dans la base du dissipateur de chaleur.

I.3.5. Optimisation (forme des ailettes, emplacement des ailerons, ...) :

La forme des ailettes doit être optimisée pour maximiser la densité de transfert de chaleur et pour minimiser la chute de pression dans le fluide de refroidissement à travers le dissipateur de chaleur où l'espace et les matériaux utilisés pour les surfaces à ailettes sont des contraintes. De nombreuses formes existent dans la littérature, allant des cylindres elliptiques et cylindriques, des formes coniques à des surfaces plus aiguës telles que des troncs de lobes, des troncs carrés.

I.3.6. Arrangements financiers :



Figure I.3.6 : Pin, types de dissipateurs de chaleur à ailettes droites et évasées

Un dissipateur de chaleur à broche est un dissipateur de chaleur qui comporte des broches qui s'étendent de sa base. Les broches peuvent être cylindriques, elliptiques ou carrées. Une épingle est l'un des types de dissipateurs de chaleur les plus courants disponibles sur le marché. [Citation nécessaire] Un deuxième type d'agencement d'ailettes de dissipateur de chaleur est l'ailette droite. Ceux-ci exécutent toute la longueur du dissipateur de chaleur. Une variation sur le dissipateur de chaleur à ailettes droites est un dissipateur thermique à coupe transversale. Un réchauffeur d'ailettes directes est coupé à intervalles réguliers.

En général, plus il y a de surface de dissipateur de chaleur, mieux cela fonctionne. [3] Cependant, ce n'est pas toujours vrai. Le concept d'un dissipateur de chaleur à broche est d'essayer d'emballer autant de surface dans un volume donné que possible. [3] De plus, cela fonctionne bien dans toute orientation. Kordyban [3] a comparé les performances d'une ailette et d'un dissipateur de chaleur à ailettes droites de dimensions similaires. Bien que l'ailette ait une surface de 194 cm² tandis que l'ailette droite a 58 cm², la différence de température entre la base du dissipateur de chaleur et l'air ambiant pour l'ailette est de 50 ° C. Pour l'aileron droit, il était de 44 ° C ou 6 ° C mieux que l'ailette. La performance des dissipateurs de chaleur des brochettes est nettement meilleure que les ailettes droites lorsqu'elles sont utilisées dans leur application prévue où le fluide s'écoule axialement le long des broches (voir figure 17) plutôt que tangentiellement sur les broches.

Comparaison d'une ailette et d'un dissipateur de chaleur à ailettes droites de dimensions similaires. Adapté des données de :

Type d'aileron de dissipateur thermique	Largeur [cm]	Longueur [cm]	hauteurs [cm]	Surface [cm ²]	Volume [cm ³]	Différence de température T _{case} -T _{air} [°C]
Tout droit	2.5	2.5	3.2	58	20	44
épingle	3.8	3.8	1.7	194	24	51

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

Une autre configuration est le dissipateur de chaleur à ailettes évasées; Ses ailettes ne sont pas parallèles l'une à l'autre, comme le montre la figure 5. L'évasement des ailettes diminue la résistance à l'écoulement et fait passer plus d'air à travers le canal d'ailette du dissipateur de chaleur; Sinon, plus d'air contournerait les ailerons. En les inclinant, les dimensions globales sont identiques, mais offrent des ailerons plus longs. Forghan, et al. Ont publié des données sur les essais effectués sur les ailettes, les ailettes droites et les dissipateurs de chaleur à ailettes évasées. Ils ont constaté que, pour une vitesse d'air à faible approche, généralement d'environ 1 m / s, la performance thermique est d'au moins 20% supérieure aux dissipateurs de chaleur à ailettes droites. Lasance et Eggink ont également constaté que, pour les configurations de dérivation qu'ils ont testées, le dissipateur de chaleur évasé a fonctionné mieux que les autres puits de chaleur testés.

I.3.7. Matériaux à haute conductivité :

Au cours des dernières années, l'utilisation de matériaux à haute conductivité (inserts) a été proposée pour le refroidissement électronique et pour améliorer l'élimination de la chaleur des petits copeaux à un dissipateur de chaleur. Parce que l'espace occupé par des matériaux à haute conductivité avec le coût sont les deux éléments les plus préoccupants. Par conséquent, la recherche de modèles plus efficaces de voies de conductivité élevée, intégrée dans un corps générant de la chaleur constitue un défi formidable. [5]

I.3.8. Cavités (ailettes inversées) :

Les cavités (ailettes inversées) incorporées dans une source de chaleur sont les régions formées entre les ailerons adjacents qui représentent les promoteurs essentiels de l'ébullition ou de la condensation des nucléases. Ces cavités sont habituellement utilisées pour extraire la chaleur d'une variété de corps générant de la chaleur à un dissipateur de chaleur. [6]

I.3.9. Plaque épaisse conductrice entre la source de chaleur et le dissipateur de chaleur :

Placer une plaque épaisse conductrice comme interface de transfert de chaleur entre une source de chaleur et un fluide à circulation froide (ou tout autre dissipateur de chaleur) peut améliorer les performances de refroidissement. Dans un tel agencement, la source de chaleur est refroidie sous la plaque épaisse au lieu d'être refroidie en contact direct avec le fluide de refroidissement. Il est démontré que la plaque épaisse peut améliorer de manière significative le transfert de chaleur entre la source de chaleur et le fluide de refroidissement par la conduite du courant thermique de manière optimale. Les deux avantages les plus intéressants de cette

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

méthode sont qu'aucune puissance supplémentaire de pompage et aucune surface supplémentaire de transfert de chaleur n'est différente des ailettes (surfaces étendues).

I.3.10. Couleur de surface :



Figure I.3.10 : Une carte mémoire flash de niveau serveur avec un dissipateur de chaleur noir.

Le transfert de chaleur du dissipateur de chaleur se produit par convection de l'air environnant, la conduction dans l'air et le rayonnement.

Le transfert de chaleur par rayonnement est fonction de la température du dissipateur de chaleur et de la température de l'environnement avec laquelle le dissipateur de chaleur est couplé optiquement. Lorsque ces deux températures sont de l'ordre de 0°C à 100°C , la contribution du rayonnement par rapport à la convection est généralement faible et ce facteur est souvent négligé. Dans ce cas, les dissipateurs de chaleur à ailettes fonctionnant en convection naturelle ou en flux forcé ne seront pas affectés de manière significative par l'émissivité de surface.

Dans les situations où la convection est faible, comme un panneau plat sans ailettes avec un faible débit d'air, le refroidissement par rayonnement peut être un facteur important. Ici, les propriétés de surface peuvent être un facteur de conception important. Les surfaces noires matées rayonneront beaucoup plus efficacement que le métal nu brillant. Une surface métallique brillante a une faible émissivité. L'émissivité d'un matériau dépend énormément de la fréquence et est liée à l'absorption (dont les surfaces métalliques brillantes ont très peu). Pour la plupart des matériaux, l'émissivité dans le spectre visible est similaire à l'émissivité dans le spectre infrarouge [citation requise]; Cependant, il existe des exceptions, notamment certains oxydes métalliques utilisés comme "surfaces sélectives".

Dans le vide ou dans l'espace, il n'y a pas de transfert de chaleur par convection, donc dans ces environnements, le rayonnement est le seul facteur qui régit le flux de chaleur entre le dissipateur de chaleur et l'environnement. Pour un satellite dans l'espace, une surface de 100°

C (373 Kelvin) face au soleil absorbera beaucoup de chaleur rayonnante, car la température de la surface du soleil est de près de 6000 Kelvin, alors que la même surface face à l'espace profond rayonnera beaucoup de chaleur, Car l'espace profond a une température efficace de seulement quelques Kelvin.

I.4.Applications d'ingénierie :

I.4.1.Refroidissement par microprocesseur :



Figure I.4.1 : Système de refroidissement d'une carte graphique Ases GTX-650; Trois tubes de chaleur sont visibles

La dissipation de chaleur est un sous-produit inévitable de dispositifs et circuits électroniques. En général, la température de l'appareil ou du composant dépend de la résistance thermique du composant à l'environnement et de la chaleur dissipée par le composant. Pour s'assurer que le composant ne surchauffe pas, un ingénieur thermique cherche à trouver un chemin de transfert de chaleur efficace de l'appareil à l'environnement. Le chemin de transfert de chaleur peut être du composant à une carte de circuit imprimé (PCB), à un dissipateur de chaleur, au flux d'air fourni par un ventilateur, mais dans tous les cas, éventuellement à l'environnement.

Deux facteurs de conception supplémentaires influencent également les performances thermiques / mécaniques de la conception thermique:

1. La méthode par laquelle le dissipateur de chaleur est monté sur un composant ou un processeur. Cela sera abordé dans les méthodes de saisie des sections.
2. Pour chaque interface entre deux objets en contact les uns avec les autres, il y aura une baisse de température dans l'interface. Pour de tels systèmes composites, la chute de température à travers l'interface peut être appréciable. Ce changement de température peut être attribué à ce qu'on appelle la résistance au contact thermique. Les matériaux d'interface thermique (TIM) diminuent la résistance au contact thermique.

I.4.2.Méthodes d'attachement :

À mesure que la dissipation de puissance des composants augmente et que la taille du paquet des composants diminue, les ingénieurs thermiques doivent innover pour s'assurer que les composants ne surchauffent pas. Les appareils qui fonctionnent plus frais durent plus longtemps. Une conception de dissipateur de chaleur doit satisfaire à la fois ses exigences thermiques et mécaniques. Concernant ce dernier, le composant doit rester en contact thermique avec son dissipateur de chaleur avec un choc et des vibrations raisonnables. Le dissipateur de chaleur pourrait être la feuille de cuivre d'une carte de circuit imprimé ou un dissipateur de chaleur séparé monté sur le composant ou la carte de circuit imprimé. Les méthodes de fixation incluent des rubans thermiques ou époxy, des clips en forme de fil X, des clips à ressort plat, des entretoises et des broches avec des extrémités qui se dilatent après l'installation.

I.4.3.Ruban thermo conducteur :



Le ruban thermo conducteur est l'un des matériaux de fixation du dissipateur de chaleur les plus rentables. ^[30] Il est adapté pour les dissipateurs de chaleur à faible masse et pour les composants à faible dissipation de puissance. Il se compose d'un matériau de support thermiquement conducteur avec un adhésif sensible à la pression de chaque côté.

Cette bande est appliquée à la base du dissipateur de chaleur, qui est ensuite attaché au composant. Les facteurs suivants influent sur la performance du ruban thermique:

1. Les surfaces du composant et du dissipateur de chaleur doivent être propres, sans résidu tel qu'un film de graisse de silicone.

2. La pression de pré charge est essentielle pour assurer un bon contact. Une pression insuffisante entraîne des zones de non-contact avec l'air piégé et entraîne une résistance thermique à l'interface plus élevée que prévu.

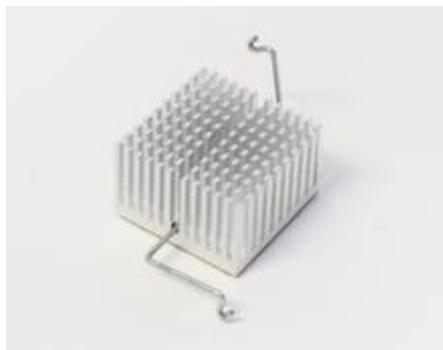
3. Les bandes plus épaisses ont tendance à fournir une meilleure "mouillabilité" avec des surfaces de composants irrégulières. "Wettability" est le pourcentage de zone de contact d'une bande sur un composant. Les bandes plus épaisses, cependant, ont une résistance thermique plus élevée que les bandes plus fines. D'un point de vue conceptuel, il est préférable de trouver un équilibre en choisissant une épaisseur de bande qui offre un maximum de "solidité humide" avec une résistance thermique minimale.

I.4.4.Epoxy :

L'époxy est plus coûteux que le ruban adhésif, mais fournit une meilleure liaison mécanique entre le dissipateur de chaleur et le composant, ainsi qu'une meilleure conductivité thermique.

^[30] L'époxy choisi doit être formulé à cet effet. La plupart des époxydes sont des formulations liquides en deux parties qui doivent être bien mélangées avant d'être appliquées au dissipateur de chaleur, et avant que le dissipateur de chaleur ne soit placé sur le composant. L'époxy est ensuite durci pendant un temps spécifié, qui peut varier de 2 heures à 48 heures. Un temps de durcissement plus rapide peut être atteint à des températures plus élevées. Les surfaces auxquelles l'époxy est appliqué doivent être propres et exemptes de résidus.

La liaison époxy entre le dissipateur de chaleur et le composant est semi-permanente / permanente. Cela rend le travail très difficile et parfois impossible. Le dommage le plus typique causé par le retrait est la séparation de l'épandeur de chaleur de matrice de composant de son emballage.



**Figure I.4.4.a : Un dissipateur de chaleur à broche avec un dispositif de retenue de clip Z.
Forme du fil Z-clips**

Plus coûteux que le ruban adhésif et l'époxy, les pinces en forme de fil J fixent les dissipateurs de chaleur mécaniquement. Pour utiliser les z-clips, la carte de circuit imprimé doit avoir des

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

ancrages. Les ancrages peuvent être soit soudés sur la planche, soit poussés à travers. L'un ou l'autre type nécessite que des trous soient conçus dans le tableau. L'utilisation de la soudure RoHS doit être admise car une telle soudure est mécaniquement plus faible que la soudure Pb / Sn traditionnelle.

Pour assembler avec un clip z, attachez-en un côté à l'une des ancrages. Dévier le ressort jusqu'à ce que l'autre côté de la pince puisse être placé dans l'autre ancre. La déviation développe une charge de ressort sur le composant, ce qui maintient un très bon contact. En plus de la fixation mécanique que fournit le clip z, elle permet également d'utiliser des matériaux d'interface thermique à haute performance, tels que les types de changement de phase.

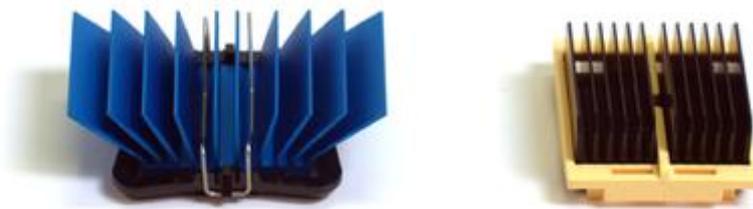


Figure I.4.4.b : Deux méthodes de fixation du dissipateur de chaleur, à savoir le maxiGRIP (gauche) et le Clip Talon (à droite). Clips

Disponible pour les processeurs et les composants de la grille à bille (BGA), les clips permettent la fixation d'un dissipateur de chaleur BGA directement sur le composant. Les clips utilisent l'écart créé par le réseau de grille à bille (BGA) entre le dessous du composant et la surface supérieure du PCB. Les clips ne nécessitent donc aucun trou dans la carte PCB. Ils permettent également de retravailler facilement les composants.



**Figure I.4.4.c : Une paire de broches.
Broches de poussée avec ressorts de compression**

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

Pour les grands dissipateurs de chaleur et les précontraintes plus élevées, les broches à pousser avec des ressorts à compression sont très efficaces. Les broches de poussée, généralement en laiton ou en plastique, présentent une barbèle souple à la fin qui s'engage dans un trou dans la PCB; Une fois installé, la barbèle conserve la broche. Le ressort de compression maintient l'ensemble et maintient le contact entre le dissipateur de chaleur et le composant. Des précautions sont nécessaires pour choisir la taille de la broche. Une force d'insertion trop élevée peut entraîner une fissuration de la matrice et une défaillance consécutive des composants.

I.4.5. Arbres filetés avec des ressorts de compression :

Pour les très grands puits de chaleur, il n'y a pas de substitut à la méthode d'attache filetée et à ressort à compression. Un entretoise filetée est essentiellement un tube métallique creux avec des filetages internes. Une extrémité est fixée avec une vis à travers un trou dans la PCB. L'autre extrémité accepte une vis qui comprime le ressort, complétant l'assemblage. Un ensemble de dissipateur de chaleur typique utilise deux à quatre étages, ce qui tend à en faire la conception de l'attache de chaleur la plus coûteuse. Un autre inconvénient est la nécessité de trous dans la PCB.

I.5. Matériaux d'interface thermique :

La résistance au contact thermique se produit en raison des vides créés par les effets de rugosité de surface, les défauts et le désalignement de l'interface. Les vides présents dans l'interface sont remplis d'air. Le transfert de chaleur est donc dû à la conduction dans la zone de contact réelle et à la conduction (ou à la convection naturelle) et au rayonnement à travers les lacunes. Si la zone de contact est faible, comme pour les surfaces rugueuses, la contribution majeure à la résistance est faite par les lacunes. Pour diminuer la résistance au contact thermique, la rugosité de la surface peut diminuer lorsque la pression de l'interface augmente. Cependant, ces méthodes d'amélioration ne sont pas toujours pratiques ou possibles pour les équipements électroniques. Les matériaux d'interface thermique (TIM) sont un moyen commun de surmonter ces limitations,

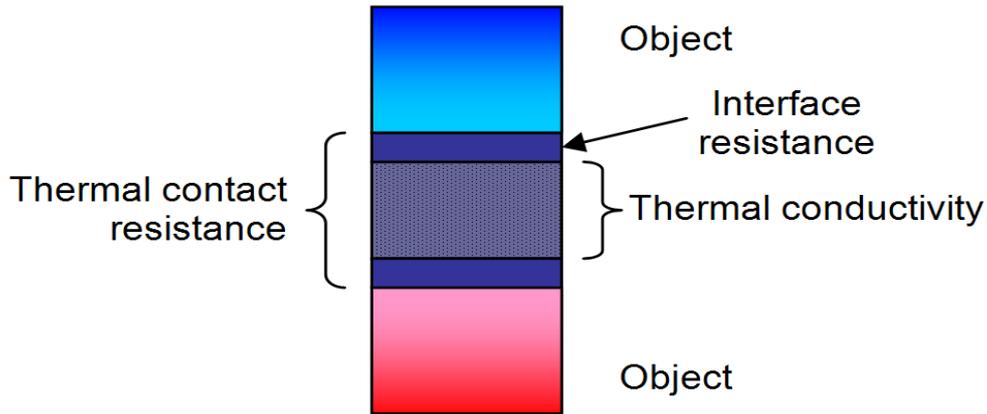


Figure I.5.a : La conductivité thermique et la résistance de l'interface font partie de la résistance de l'interface thermique d'un matériau d'interface thermique.

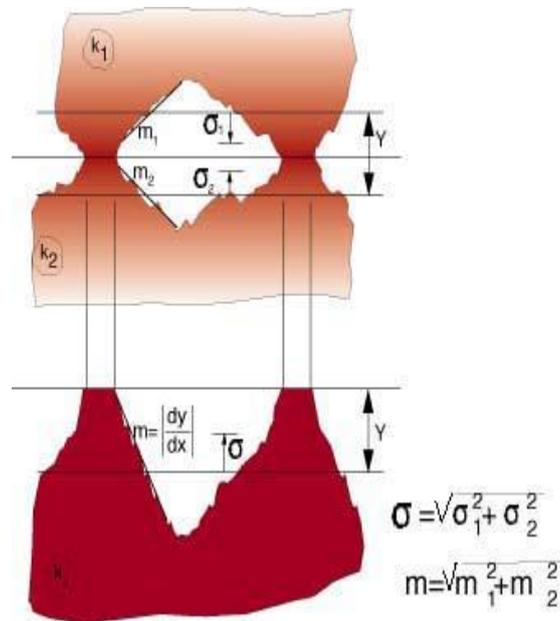


Figure I.5.b : Surfaces rugueuses conformes

Les matériaux d'interface thermique appliqués de manière appropriée déplacent l'air présent dans les interstices entre les deux objets avec un matériau ayant une conductivité thermique beaucoup plus élevée. L'air a une conductivité thermique de $0,022 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ [31] tandis que les TIM ont des conductivités de $0,3 \text{ W / m} \cdot \text{K}$ et plus.

Lors de la sélection d'un TIM, il faut prendre soin des valeurs fournies par le fabricant. La plupart des fabricants donnent une valeur pour la conductivité thermique d'un matériau. Cependant, la conductivité thermique ne prend pas en compte les résistances d'interface. Par conséquent, si un TIM a une conductivité thermique élevée, cela ne signifie pas nécessairement que la résistance de l'interface sera faible.

Chapitre I : Dissipateur de chaleur électronique

La sélection d'un TIM repose sur trois paramètres: l'espace d'interface que le TIM doit remplir, la pression de contact et la résistivité électrique du TIM. La pression de contact est la pression appliquée à l'interface entre les deux matériaux. La sélection ne comprend pas le coût du matériel. La résistivité électrique peut être importante selon les détails de conception électrique.

Méthodes pour déterminer la performance :

En général, une performance de dissipateur de chaleur est fonction de la conductivité thermique des matériaux, des dimensions, du type d'ailette, du coefficient de transfert de chaleur, du débit d'air et de la taille du conduit. Pour déterminer la performance thermique d'un dissipateur de chaleur, un modèle théorique peut être réalisé. En variante, la performance thermique peut être mesurée expérimentalement. En raison de la nature complexe du flux 3D élevé dans les applications actuelles, des méthodes numériques ou une dynamique des fluides informatiques (CFD) peuvent également être utilisées. Cette section traitera les méthodes précitées pour la détermination de la performance thermique du dissipateur de chaleur.

I.6.Un modèle théorique de transfert de chaleur :

L'une des méthodes pour déterminer la performance d'un dissipateur thermique consiste à utiliser le transfert de chaleur et la théorie de la dynamique des fluides. Une telle méthode a été publiée par Jeggels et al. bien que ce travail soit limité au flux canalisé. L'écoulement conduit est l'endroit où l'air est forcé de circuler à travers un canal qui s'adapte étroitement au dissipateur de chaleur. Cela garantit que tout l'air passe par les canaux formés par les ailettes du dissipateur de chaleur. Lorsque le débit d'air n'est pas conduit, un certain pourcentage de débit d'air contournera le dissipateur de chaleur. On a constaté que le contournement de débit augmentait avec l'augmentation de la densité et du dégagement de l'orne, tout en restant relativement insensible à la vitesse du conduit d'entrée.

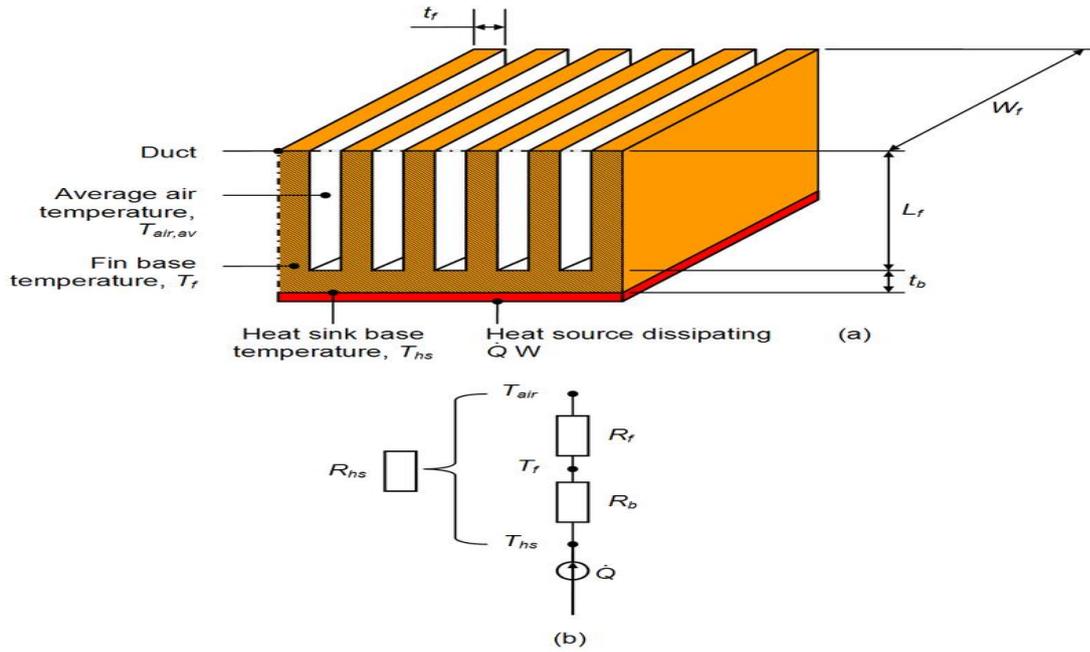


Figure I.6 : Croquis d'un dissipateur de chaleur avec des résistances thermiques équivalentes.

Le modèle de résistance thermique du dissipateur de chaleur se compose de deux résistances, à savoir la résistance dans la base du dissipateur de chaleur, R_b , et la résistance dans les ailettes, R_f . La résistance thermique de base du dissipateur de chaleur, R_b , peut être écrite comme suit si la source est appliquée uniformément sur la base du dissipateur de chaleur. Si ce n'est pas le cas, la résistance de base est principalement la résistance à l'étalement:

$$R_b = \frac{t_b}{kA_b}$$

Où t_b est l'épaisseur de la base du dissipateur de chaleur, k est la conductivité thermique du matériau du dissipateur de chaleur et A_b est la zone de la base du dissipateur de chaleur.

La résistance thermique de la base des ailettes à l'air, R_f , peut être calculée selon les formules suivantes.

$$R_f = \frac{1}{nh_f W_f (t_f + 2\eta_f L_f)} \quad (5)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (6)$$

$$mL_c = \sqrt{\frac{2h_f}{kt_f}} L_f \quad (7)$$

$$D_h = \frac{4A_{ch}}{P_{ch}} \quad (8)$$

$$Re = \frac{4G\rho}{n\pi D_h \mu} \quad (9)$$

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (11)$$

$$h_f = \frac{Nuk_{air}}{D_h} \quad (12)$$

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R_a T_{in}} \quad (13)$$

Le débit peut être déterminé par l'intersection de la courbe du système de dissipateur de chaleur et de la courbe du ventilateur. La courbe du système de dissipateur de chaleur peut être calculée en fonction de la résistance aux écoulements des canaux et des pertes d'entrée et de sortie, comme l'ont fait les manuels de la mécanique des fluides standards, tels que Potter, et al. Et blanc. [7]

Une fois que les résistances de base et de résistance d'ailette sont connues, la résistance thermique du dissipateur de chaleur, R_{hs} peut être calculée comme suit: $R_{hs} = R_b + R_f$
En utilisant les équations 5 à 13 et les données dimensionnelles dans, la résistance thermique pour les ailettes a été calculée pour différents débits d'air. Les données pour la résistance thermique et le coefficient de transfert de chaleur sont indiquées sur le diagramme, ce qui montre que pour un débit d'air croissant, la résistance thermique du dissipateur de chaleur diminue.

I.6.1.Méthodes expérimentales :

Les tests expérimentaux sont l'un des moyens les plus populaires pour déterminer la performance thermique du dissipateur de chaleur. Afin de déterminer la résistance thermique du dissipateur de chaleur, il faut connaître le débit, la puissance d'entrée, la température de l'air d'entrée et la température de base du dissipateur de chaleur. Les données fournies par le fournisseur sont communément fournies pour les résultats des tests acheminés. Cependant, les résultats sont optimistes et peuvent donner des données trompeuses lorsque des dissipateurs de chaleur sont utilisés dans une application non-produite. De plus amples détails sur les méthodes d'essai des dissipateurs de chaleur et les anomalies courantes se trouvent dans Azare, et al.

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

II.1 NOTION DE RESISTANCE DE CONTACT

II.1.1 Mécanismes de transfert thermique en régime stationnaire:

Le problème des résistances de contact, intervient à chaque fois qu'un transfert de chaleur s'effectue entre solides accolés. Soient deux solides 1 et 2 en contact π , l'imperfection inévitable des surfaces (rugosité par exemple) fait que le contact ne s'effectue jamais sur toute la surface apparente, mais simplement en certaines zones de surfaces très faibles devant la surface apparente, de l'ordre de 1% pour les métaux [8]

Lorsqu'un flux de chaleur permanent traverse le contact, le champ de température qui en résulte se trouve considérablement perturbé dans une région localisée de part et d'autre de l'interface. Certaines lignes de flux convergent vers les zones de contact, d'autres traversent le fluide. L'évolution de la température s'effectue selon deux directions normales \vec{n}_1 et \vec{n}_2

$$R_{P1P2} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\varphi} = \frac{\theta_1 - \theta_1^0}{\varphi} + \frac{\theta_1^0 - \theta_2^0}{\varphi} + \frac{\theta_2^0 - \theta_2}{\varphi} \quad (1.1)$$

$$R_{P1P2} = R_{P1\pi} + R_{tc} + R_{\pi P2} \quad (1.2)$$

$$R_{tc} = \frac{\theta_1^0 - \theta_2^0}{\varphi} \quad (1.3)$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

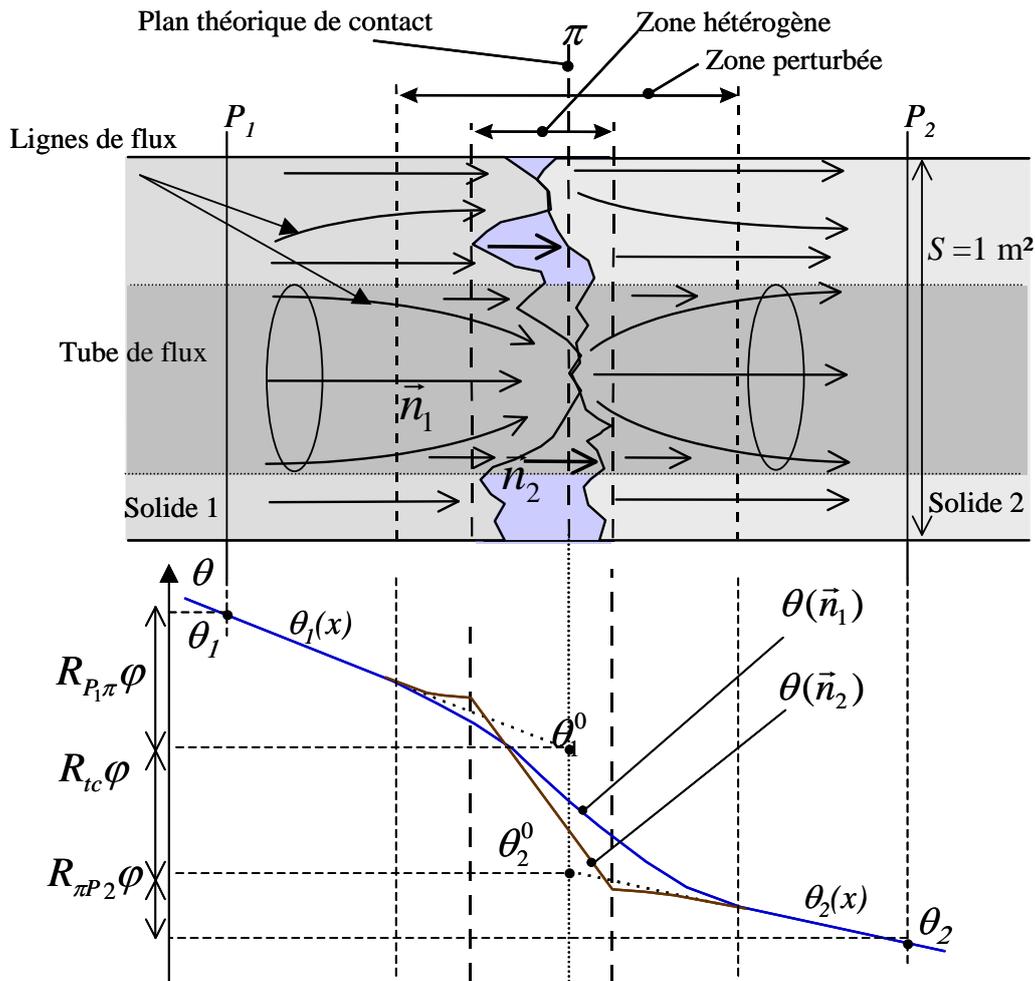


Figure II.1.1 : schématisation de la résistance thermique de contact

Si le milieu est constitué par deux solides accolés, ceux-ci ne sont jamais en contact parfait, on en déduit qu'une partie notée R_c de la valeur de résistance thermique totale R_t a pour origine ce contact imparfait. En effet, lorsque deux matériaux sont pressés l'un contre l'autre, seules quelques zones sont en contact réel (figure II.1.1) dont la surface apparente représente qu'une fraction très faible de la structure apparente. Entre ces zones subsistent des volumes interstitiels comblés par le fluide qui environne les deux matériaux (la zone inter faciale constituée par ces volumes interstitiels et par les zones où les deux solides sont en contact est dite « zone hétérogène ». La conductivité thermique du fluide interstitiel est généralement inférieure à la conductivité des matériaux. De ce fait, la chaleur a tendance à traverser l'interface aux points de contact réel. IL se produit alors autour de l'interface une convergence des lignes de flux vers la zone de contact (effet de constriction). La zone de part et d'autre de l'interface où l'effet de constriction se réalise est appelé zone perturbée. Pour déterminer la part \bar{R}_c des contacts imparfaits dans la résistance globale \bar{R}_t , on considère habituellement que

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

l'épaisseur de la zone perturbée autour de l'interface entre deux solides est nulle. Il est alors possible d'introduire la résistance thermique \bar{R}_p qui particularise la relation (1.1) pour le cas idéal où le contact entre les corps serait parfait :

$$\bar{R}_c = \bar{R}_t - \bar{R}_p \quad (1.4)$$

Deux points importants sont soulignés à propos de cette définition de R_c :

- Elle est définie en régime permanent,
- L'écart de température ($\theta_1^0 - \theta_2^0$) est une extrapolation jusqu'à l'interface à partir des régions non perturbées et qui représente une discontinuité mathématique et non physique.

II.1.2 Schématisation du transfert de chaleur à l'interface :

Pour bien comprendre le phénomène de résistance thermique de contact, on représente sur la figure II.1.2 les schémas du tube de flux dans le cas du contact réel (a) et dans celui idéal (b).

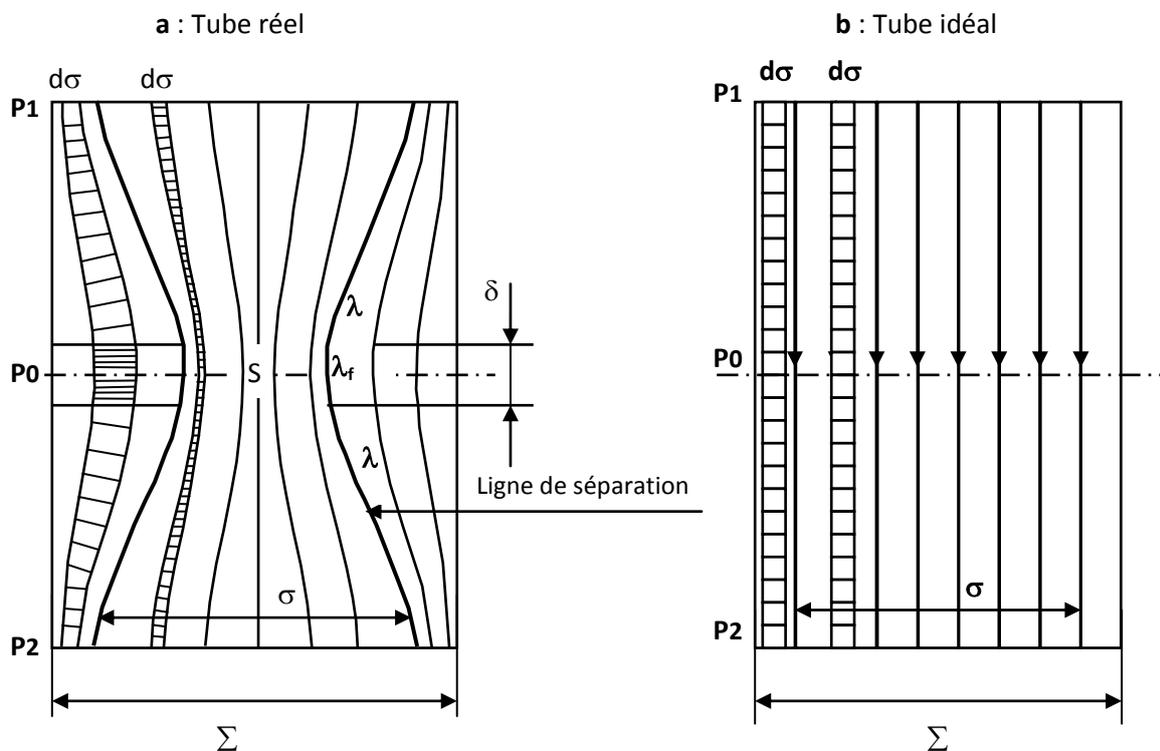


Figure II.1.2 : Schéma de la zone de contact et des lignes de courant thermique.

On suppose que la surface latérale du tube de flux est isolée et que la densité du flux de chaleur est uniforme aux plans P_1 et P_2 .

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

En comparant les lignes de flux établies au sein des deux tubes, on constate une perturbation importante de ces dernières dans le cas du contact réel. Cette perturbation est essentiellement due à la présence du fluide interstitiel et donc à la discontinuité de conductivité à l'interface solide-fluide. Cela induit le phénomène de constriction thermique qui traduit la convergence d'une partie des lignes vers le contact aspérité-aspérité et la divergence du reste des lignes de flux qui traversent le milieu interstitiel. Le transfert de la chaleur entre les deux solides aura emprunté ainsi deux voies distinctes : un passage par voie directe à travers le contact solide-solide (aspérité-aspérité) et un autre par voie indirecte à travers le fluide interstitiel. Notons que, quelle que soit la voie de passage, les lignes de flux sont plus longues dans le cas réel. Cet allongement des lignes de flux dans le cas réel exprime le surplus de résistance thermique par rapport au cas du tube idéal où toutes les lignes de flux sont rectilignes.

En régime thermique stationnaire, on peut faire l'analogie avec la diffusion électrique et décomposer la résistance thermique de contact en deux composantes : R_s et R_f figure II.1.3.

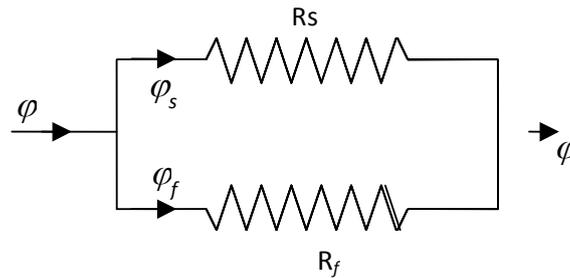


Figure II. 1.3 : Schéma électrique équivalent

La résistance thermique de contact au sein du tube de flux réel que l'on notera r est donnée alors par la formule suivante :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_f} \quad (1.5)$$

avec :

$$R_s = R_{P_1P_2}(\sigma) - R_{P_1P_2}^0(\sigma) \quad (1.6a)$$

$$R_f = R_{P_1P_2}(\Sigma - \sigma) - R_{P_1P_2}^0(\Sigma - \sigma) \quad (1.6b)$$

$R_{P_1P_2}(\sigma)$ et $R_{P_1P_2}(\Sigma - \sigma)$ constituent les résistances thermiques entre les plans P_1 et P_2 des tubes central et annulaire respectivement, dans le cas réel.

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

$R_{p1p2}^0(\sigma)$ et $R_{p1p2}^0(\Sigma-\sigma)$ sont les résistances thermique internes des parois cylindriques de même base σ et $(\Sigma-\sigma)$ correspondant au cas idéal du contact parfait.

Comme valeur physique des composantes R_s et R_f de la résistance thermique de contact on a : R_s représente la perturbation due au resserrement des lignes de flux de σ à S figure II.1.2 ; c'est la résistance propre de l'aspérité, elle tient compte de l'effet de constriction.

R_f représente la perturbation due au changement de conductivité de λ_s à λ_f dans l'anneau fluide, et à la dilatation du tube annulaire.

II.1.3 Domaine de la valeur RTC :

Dans le cas du contact statique trois types de résistances sont observés :

1^{er} type : Les solides sont pressés l'un contre l'autre et en raison de l'irrégularité des surfaces, un milieu interstitiel mauvais conducteur (vide, gaz) subsiste entre les zones de contact.

Le domaine de résistance de contact est [8]:

- $10^{-5} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ à $10^{-4} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ pour les surfaces rugueuses présentant une bonne planéité
- $10^{-4} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ à $10^{-3} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ pour des surfaces rugueuses présentant des ondulations de grande longueur d'onde.

2^{ème} type : Les solides avec leurs irrégularités de surfaces sont encore accolés mais le milieu interstitiel est plus conducteur que dans le premier type. Il contient un fluide (graisse conductrice par exemple) ou une colle (résine conductrice) ou une brasure. Les défauts les plus importants sont liés à l'existence de zones sans adhésion (défauts surfaciques) de bulles gazeuses, ou de fissures (défauts volumiques). La résistance se trouve dans le domaine de $10^{-5} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ à $10^{-4} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$

3^{ème} type : Le contact entre les solides est beaucoup plus intime, il s'effectue par dépôt de l'un des solides sur l'autre ou par fusion des deux milieux.

Les défauts se situent à l'échelle du grain ou des frontières de grain, ils peuvent être dus à la formation de composés intermétalliques de conductivité médiocre, à la présence de lacune ou d'impuretés.

Le domaine de résistance de contact est encore plus bas et se situe autour de $10^{-7} \text{ KW}^{-1} \text{ m}^2$ et même bien en dessous.

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

II.1.2 VOIES DE PASSAGE DE LA CHALEUR DANS LE CONTACT IMPARFAIT

La voie de passage de la chaleur est à la base de la notion de résistance thermique de contact. Dans le cas d'un transfert unidirectionnel, les lignes de flux sont rectilignes. Un ensemble de lignes de flux voisines forment un tube de flux. La constriction thermique se manifeste suite à une variation brusque de la section droite du tube de flux de chaleur. C'est le cas du rétrécissement de la section solide du tube de flux occasionné par une grande disproportion entre contact réel et contact nominal Figure II.1.2. Pour bien cerner la notion de constriction thermique au sein de solides, nous allons l'étudier par étape. On commencera par définir la résistance de constriction thermique pour un contact seul avant d'aborder de façon claire les modèles à plusieurs contacts correspondants à la juxtaposition de n tubes de flux.

II.1.2.1- Voie solide-solide et phénomène de constriction thermique

II.1.2.1.1- Cas classique de la constriction à un contact

Soit un milieu semi-infini homogène et isotrope limité par un plan normal à l'axe Ox . Ce plan est adiabatique, excepté sur un disque de centre O sur Ox et de rayon a tel que représenté sur la figure II.1.4. On vient imposer sur ce cercle soit une température uniforme T_0 , soit une densité de flux uniforme φ_0 . Au loin, règne une température uniforme T_∞ . Il s'agit d'un problème de conduction en régime stationnaire axisymétrique en r et x et sa solution est classique.

L'écart de température entre la section de passage du flux et les régions lointaines est donné par :

$$T_\infty - T_0 = \frac{F}{\lambda} \varphi_0 \quad (1.7)$$

Où λ est la conductivité thermique du milieu, F est la fonction de constriction qui dépend de la forme géométrique du contact et de la condition à la limite appliquée. La résistance de constriction s'écrit alors :

$$R_c = \frac{1}{\lambda} F \quad (1.8)$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

Pour un contact circulaire, on établit que :

$$F_T = \frac{1}{4a} \quad (1.9a)$$

Dans le cas d'une température imposée uniforme sur le cercle de contact, et

$$F_\varphi = \frac{8}{3\pi^2 a} \quad (1.9b)$$

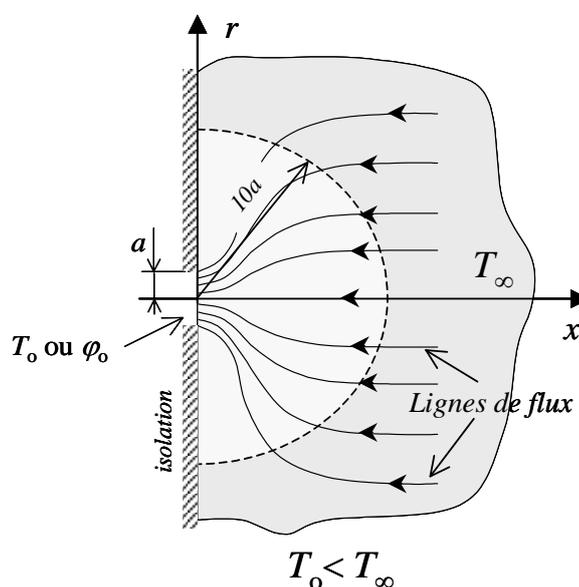


Figure II.1.4 : Constriction en milieu semi-infini.

Dans le cas d'une densité de flux uniforme imposée sur le cercle de contact. La fonction de constriction a pour dimension l'inverse d'une longueur (m^{-1}).

A partir de (1.8), on définit le coefficient de constriction ψ tel que :

$$\psi = r_c \lambda \sqrt{s} = F \sqrt{s} \quad (1.10)$$

(1.9a) et (1.9b) dans (1.10) nous donne directement :

$$\psi_T = \frac{\sqrt{\pi}}{4} = 0.4431 \quad (1.11a)$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

et

$$\psi_{\varphi} = \frac{8}{3\pi^{3/2}} = 0.4789 \quad (1.11b)$$

□ est sans dimension. La comparaison des deux valeurs données par (1.11) montre que la fonction de constriction est de 8% plus grande dans le cas de la condition de flux imposé. Dans la réalité, la condition thermique sur un contact est intermédiaire entre ces deux cas extrêmes.

L'analyse du champ de température stationnaire $T(r,z)$ au sein du milieu montre que la chute de température ($T_o - T_{\infty}$) due à la résistance de constriction thermique se déroule à 96 % dans une demi sphère de rayon égal à $10a$ tel que cela est représenté sur la figure II.1.4.

La fonction de constriction peut être définie pour d'autres formes de contacts. Ainsi pour une aire de contact rectangulaire avec un fort rapport de forme, on obtient [8]:

$$F \approx \frac{1}{4\pi} \cdot \log\left(\frac{4L}{l}\right) \quad \text{avec } l \ll L \quad (1.12)$$

Où l et L sont la largeur et la longueur du rectangle.

Si le contact est elliptique :

$$F = \frac{1}{4A'} \frac{2}{\pi} K\left(\sqrt{1 - \left(\frac{B'}{A'}\right)^2}\right) \quad (1.13a)$$

Avec :

$$K(u) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\omega}{\sqrt{1 - u^2 \sin^2 \omega}} \quad (1.13b)$$

A' et B' étant les demi axes du contact elliptique ($A' < B'$), et K l'intégrale elliptique complète de première espèce.

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

II.1.2.1.1.1- Formes du contact et du tube de flux

NEGUS et YOVANOVICH [9] proposent plusieurs expressions analytiques de la résistance de constriction en fonction de la forme du contact et du tube de flux dans le cas d'une condition de flux imposé. Lorsque le contact et le tube de flux sont tout deux de forme carrée, alors :

$$R_c \approx \frac{1}{\lambda \sqrt{s}} (0,4732 - 0,62075\varepsilon + 0,1198\varepsilon^3) \quad \text{pour } 0 \leq \varepsilon \leq 0.5 \quad (1.14)$$

sachant que : $\varepsilon = \sqrt{s/S}$ où s est l'aire du contact et S est l'aire du tube de flux.

Lorsque le contact est circulaire et le tube de flux carré :

$$R_c = \frac{1}{\lambda \sqrt{s}} (0,47890 - 0,62055\varepsilon + 0,11593\varepsilon^3 + 0,006688\varepsilon^5 + 0,04015\varepsilon^7) \quad \text{pour } 0 \leq \varepsilon \leq 0.8 \quad (1.15)$$

Lorsque le contact et le tube de flux sont tout les deux de forme circulaire, les auteurs proposent une expression qui couvre un domaine de ε encore plus grand :

$$R_c = \frac{1}{\lambda \sqrt{s}} (0,47890 - 0,62498\varepsilon + 0,11789\varepsilon^3 - 0,000071\varepsilon^5 + 0,02582\varepsilon^7) \quad \text{pour } 0 \leq \varepsilon \leq 0.9 \quad (1.16)$$

Notons que les trois expressions données de R_c sont de mêmes formes. L'étendue du domaine de valeur de ε augmente le nombre de termes du polynôme entre parenthèses.

II.1.2.1.1.2- Constriction en milieu fini

On considère maintenant le cas d'un cylindre de rayon b et de longueur L . Une section circulaire de rayon a centrée sur une de ses bases permet d'appliquer une source thermique de type température ou flux imposés. Il est évident que pour une grande longueur et un rapport $(a/b) \ll 1$, on se retrouve dans le cas précédent (milieu semi infini). Par contre si $(a/b) > 0.1$, alors la convergence des lignes de flux est limitée par un diamètre de tube de flux réduit. De ce fait la constriction n'est pas pleinement développée dans la direction radiale et sa résistance est inférieure à celle en milieu semi-infini.

Conformément au schéma de la figure (II.1.5), on considère un domaine cylindrique avec une source circulaire centrée sur la face avant. Sur la face arrière on impose une température nulle

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

($T_\infty=0$) et sur la reste de sa surface extérieure une condition adiabatique. La condition imposée sur le contact est encore, soit une température uniforme, soit une densité de flux uniforme.

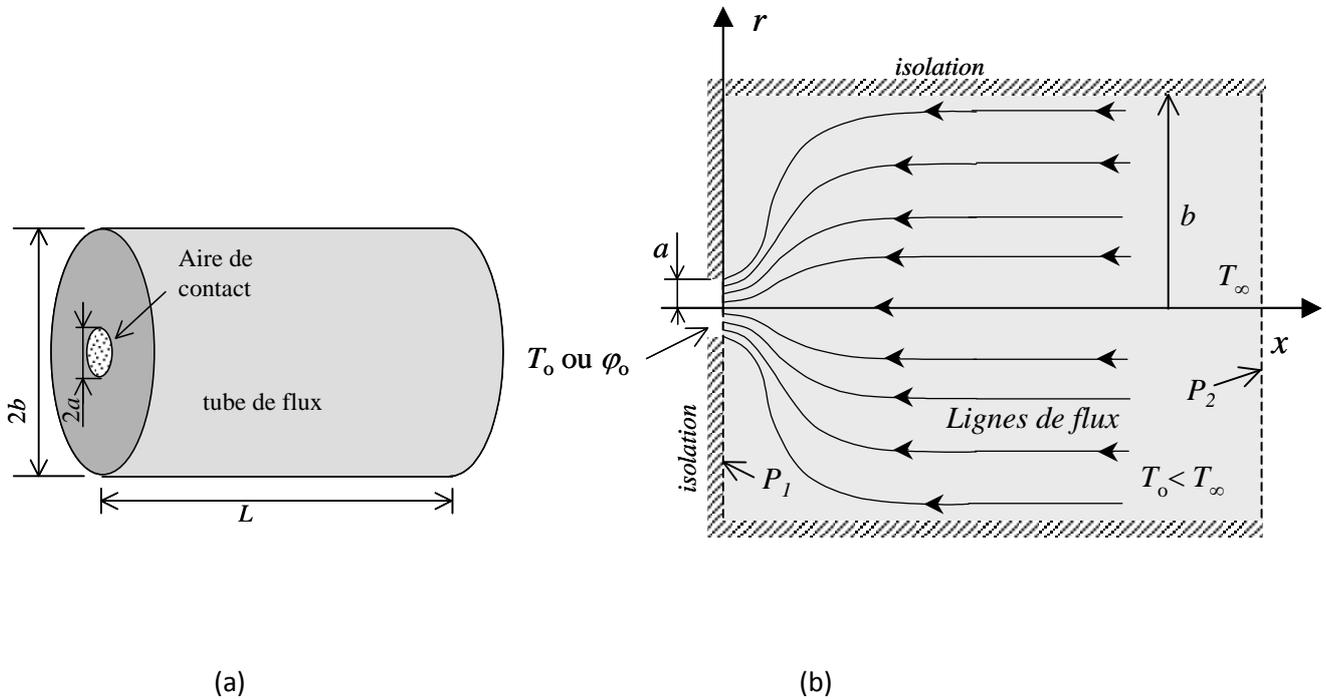


Figure II.1.5 : Constriction dans un tube semi-infini.

Condition de première espèce: avec une condition de température imposée sur le contact, la résistance de constriction s'écrit en fonction du rapport des rayons :

$$R_c = \frac{1}{4a\lambda} \cdot g_T \left(\frac{a}{b} \right) \quad (1.17)$$

avec : $g_T(u) \rightarrow 1$ quand $u \rightarrow 0$. Rappelons que le rapport des rayons représente la racine carrée du taux réel de contact donné par :

$$s^* = s/S = (a/b)^2 \quad (1.18)$$

g_T est une fonction de correction par rapport au cas où l'hypothèse de milieu semi-infini est vérifiée. La littérature fait état de deux expressions. D'abord celle donnée par la série limitée (ici à deux termes) de ROESS [10] :

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

$$R_c \approx \frac{1}{4a\lambda} \left(1 - 1,41 \frac{a}{b} \right) \quad \text{avec } a/b < 0,3 \quad (1.19)$$

Puis celle proposée par COOPER, MIKIC et YOVANOVICH [11] :

$$R_c \approx \frac{1}{4a\lambda} \left(1 - \frac{a}{b} \right)^{1,5} \quad (1.20)$$

On note que dans les deux cas, lorsque $a/b \rightarrow 0$, on retrouve la solution de la constriction en milieu semi-infini.

Condition de deuxième espèce : Pour une condition de flux imposé, l'expression de r_c devient :

$$R_c = \frac{8}{3\pi^2 \lambda a} g_\varphi \left(\frac{a}{b} \right) \quad (1.21)$$

Pour une condition imposant $a/b < 0,3$ on a :

$$R_c \approx \frac{8}{3\pi^2 \lambda a} \left(1 - 1,29 \frac{a}{b} \right) \quad (1.22)$$

Quand le taux réel de contact devient très petit ($a/b \rightarrow 0$), on retrouve là aussi la solution de la constriction en milieu semi-infini.

La rugosité de surface effective de l'arme et la pente d'aspérité moyenne absolue effective pour un joint typique formé par deux surfaces rugueuses conformes sont définies comme (Cooper et al., 1969; Mikic, 1974; Yovanovich, 1982)

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad \text{et} \quad m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2}$$

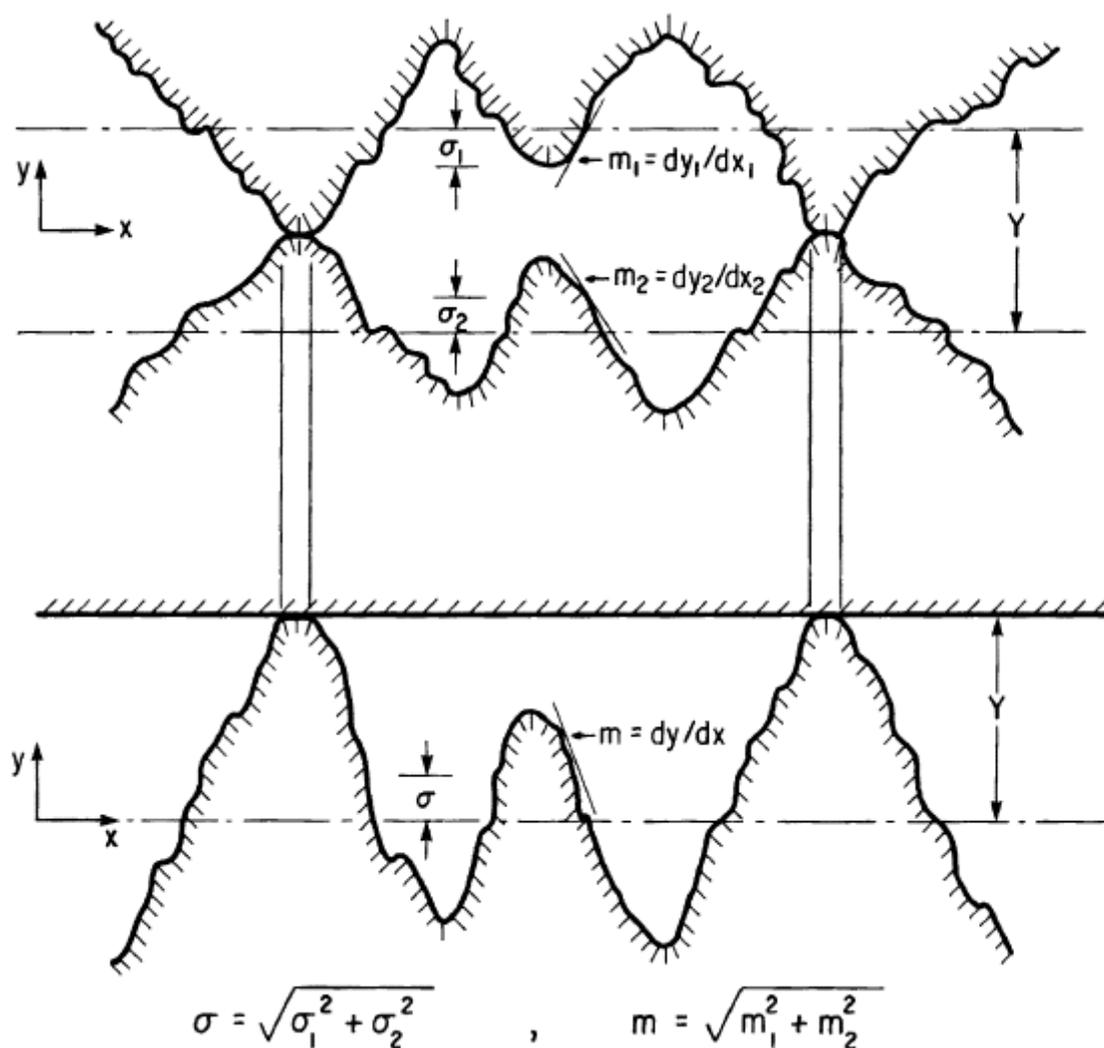


Figure : Joint typique entre les surfaces rugueuses conformes.

II.1.3. Transfert de chaleur micro-gap :

La résistance au transfert de chaleur dans les espaces inter faciaux remplis de gaz interstitiels est considérée dans cette section. Suivant Bahrami et al. [12], le problème de transfert de chaleur à travers les espaces inter faciaux est simplifié au problème du transfert de chaleur entre deux plaques parallèles isothermes (correspondent aux surfaces des deux corps en contact) qui sont situées à une distance moyenne (effective), d , entre eux.

En général, la conduction thermique dans une couche de gaz entre deux plaques parallèles est classée en quatre régimes de flux de chaleur: **(a)** continuum, **(b)** saut ou glissement de température, **(c)** transition et **(d)** molécule libre. Le paramètre qui délimite ces régimes est le nombre Knudsen qui est défini comme :

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

$$Kn = \frac{\Lambda}{d} \quad (1.23)$$

Où Λ et d sont le chemin libre moyen et la distance géométrique caractéristique (la distance entre les deux plaques dans le cas présent).

Le chemin libre de moyenne moléculaire représente la distance moyenne par laquelle une molécule de gaz se déplace avant qu'elle n'entre en collision avec une autre molécule de gaz et qu'elle soit proportionnelle à la température du gaz et inversement proportionnelle à la pression du gaz :

$$\Lambda = C_{\Lambda} \frac{T_g}{P_g} \quad (1.24)$$

Où T_g et P_g sont respectivement la température et la pression du gaz tandis que C_{Λ} est une constante spécifique du gaz.

Dans le régime de conduction de gaz continu, où $Kn < 0,01$, le transfert de chaleur entre les plaques se fait principalement par les collisions et l'échange d'énergie entre les molécules de gaz. Dans ce cas, le taux de transfert de chaleur est indépendant de la pression du gaz mais varie avec la température du gaz. À mesure que la pression du gaz est réduite, les collisions intermoléculaires deviennent moins fréquentes et l'échange d'énergie entre les molécules de gaz et les plaques commence à affecter le transfert de chaleur entre les plaques. Lorsque $0,01 \leq Kn \leq 0,1$, l'échange d'énergie aux interfaces plaque / gaz devient incomplet, ce qui entraîne une discontinuité de température à ces interfaces (le régime de saut de température). Lorsque la pression du gaz commence à s'approcher des conditions de vide, $Kn \geq 10$, la collision intermoléculaire est rare et le mécanisme principal pour le transfert de chaleur entre les plaques est l'échange d'énergie entre les molécules de gaz et les plaques. Ce régime de transfert de chaleur est communément appelé le régime moléculaire libre. Dans le régime intermédiaire, le régime de transition, dans lequel $0,1 \leq Kn \leq 10$, les collisions intermoléculaires et les collisions molécule / plaque apportent une contribution importante au transfert de chaleur entre les plaques.

En utilisant la théorie de Maxwell pour la discontinuité de la température inter faciale, Yovanovich et al. [13], a proposé l'expression suivante pour le flux de chaleur à travers une couche de gaz entre deux plaques parallèles pour les quatre régimes en phase gazeuse:

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

$$q_g = \frac{k_g}{d+M} (T_1 - T_2) \quad (1.25)$$

Où q_g est le flux de chaleur, T_1 et T_2 , respectivement les températures uniformes des deux plaques parallèles, k_g la conductivité thermique du gaz et M le paramètre de gaz (défini plus loin).

Étant donné que la résistance thermique peut être généralement définie comme un rapport entre la différence de température et le taux de chaleur correspondant, la résistance thermique à micro-intervalles devient :

$$R_g = \frac{d+M}{k_g A_g} \quad (1.26)$$

Où A_g est la zone de transfert de chaleur de l'espace.

Suit Song [14] et Yovanovich et al. [13], le paramètre de gaz M est défini comme :

$$M = \left(\frac{2-\alpha_1}{\alpha_1} + \frac{2-\alpha_2}{\alpha_2} \right) \left(\frac{2\gamma}{1+\gamma} \right) \frac{1}{\text{Pr}} \Lambda \quad (1.27)$$

Où α_1 et α_2 sont des coefficients d'adaptation thermique correspondant aux deux interfaces gaz / plaque, γ le rapport de chauffage spécifique pour le gaz interstitiel et Pr le numéro Prandtl de gaz.

Le coefficient d'accommodation thermique, a , quantifie la fraction moyenne de l'énergie cinétique d'une molécule de gaz échangée lors d'une collision avec la paroi solide (surface de la plaque). Le coefficient d'accommodation thermique dépend des conditions morphologiques et cristallographiques de la surface et de la combinaison gaz / solidité et suivant Song [14] et Yovanovich et al. [13] peuvent être évalués en utilisant l'expression suivante:

$$\alpha = \exp \left[-0.57 \left(\frac{T_s - T_0}{T_0} \right) \right] \left[\left(\frac{M_g^*}{6.8 + M_g^*} \right) + \frac{2.4\mu}{(1+\mu)^2} \left\{ 1 - \exp \left[-0.57 \left(\frac{T_s - T_0}{T_0} \right) \right] \right\} \right] \quad (1.28)$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

D'où :

$$M_g^* = \begin{cases} M_g & \text{Pour les gaz monoatomiques} \\ 1.4M_g & \text{Pour les gaz diatomiques / poly atomiques} \end{cases}$$

Et $\mu = M_g / M_s$ et M_g et M_s poids moléculaire du gaz et du solide, et $T_0 = 273$ K est la température de référence.

Selon l'équation (1.26), la distance effective moyenne entre les corps de contact, d , doit être connue avant que la résistance thermique des micro-trous puisse être évaluée. Dans le cas du contact des surfaces rugueuses gaussiennes avec la séparation moyenne, Y , la hauteur d'intervalle moyenne, d , peut être définie comme :

$$d = \int_{-\infty}^Y (Y - z)\phi(z)dz \quad (1.29)$$

Où z est la hauteur de surface locale par rapport au plan moyen, et la densité de probabilité gaussienne est donnée comme :

$$\phi(z) = \frac{1}{2\pi\sqrt{\alpha}} \exp\left(-\frac{z^2}{2\sigma^2}\right) \quad (1.30)$$

Il est clair que la valeur moyenne de z est nulle et sa valeur RMS est égale à son écart-type, σ .

Substitution de l'équation (1.30) dans l'équation (1.29), et l'utilisation de l'hypothèse $A_g \approx A_n$ où A_n est la surface de contact nominale, donne:

$$d = Y \quad (1.31)$$

Eq. (1.31) implique que la hauteur d'écart moyenne est égale à la séparation des plans moyens des deux surfaces.

Substitution de l'équation (1.31) dans l'équation (1.26) et l'utilisation de la condition $A_g = A_n$
Rendements:

$$R_g = \frac{M + Y}{K_g A_a} \quad (1.32)$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

Pour confirmer les surfaces rugueuses auxquelles les aspérités subissent une déformation plastique, Cooper et al. [15] a montré que la séparation des plans moyens, Y , est la fonction suivante de la pression appliquée, $P = F / A_n$ et la micro dureté du matériau, H_{mic} :

$$Y = \sqrt{2}\sigma \cdot \text{erfc}^{-1}\left(\frac{2P}{H_{mic}}\right) \quad (1.33)$$

Eq. (1.26) en conjonction avec l'équation (1.31) est utilisé dans le présent travail pour évaluer la résistance thermique des micro-trous.

II.2.2. TRANSFERT DE CHALEUR A TRAVERS LES AILETTES :

II.2.2.1. L'équation de la barre :

Le problème de la barre encastrée schématise le problème pratique important du refroidissement d'un solide par des ailettes.

Considérons une barre de section constante (épaisseur e et largeur ℓ) encastrée entre 2 surfaces à température T_0 et baignant dans un fluide à température T_∞ .

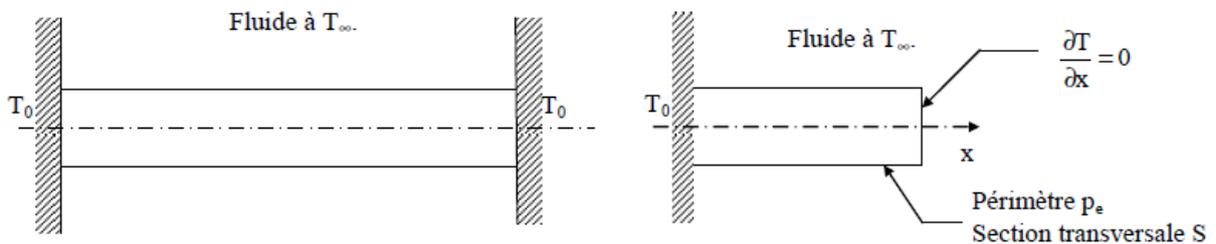


Figure II.2.2.1 : Représentation d'une barre encastrée et schéma simplifié

La symétrie du problème montre l'existence d'un extrémum de la température au milieu de la barre ce qui permet de simplifier la géométrie et de ne considérer qu'une demi-barre avec condition de flux nul à l'extrémité située en contact avec le milieu à T_∞ (figure II.2.2.1).

La barre est supposée de section suffisamment faible pour qu'il n'y ait pas de variation de température dans une même section droite à une distance x de l'encastrement dans la paroi à T_0 .

Effectuons un bilan d'énergie sur le système constitué par la portion de barre comprise entre les abscisses x et $x+dx$ (nous retenons l'hypothèse du régime permanent et nous négligeons le rayonnement) :

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

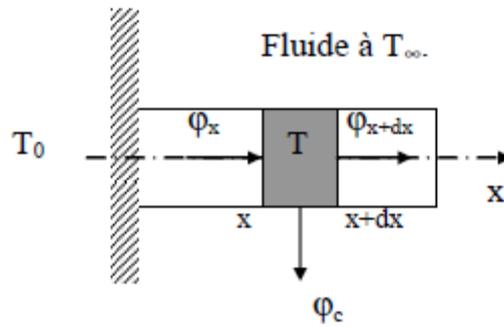


Figure II.2.2.1.a : Représentation des flux élémentaires sur une barre encadrée

Avec :

φ_x Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse x : $\varphi_x = -\left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_x$

φ_{x+dx} Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse $x+dx$: $\varphi_{x+dx} = -\left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_{x+dx}$

φ_c Flux de chaleur transmis par convection à la périphérie de la barre entre x et $x+dx$

$$\varphi = hp_c dx [T(x) - T_\infty]$$

Le bilan d'énergie s'écrit : $\varphi_x = \varphi_{x+dx} + \varphi_c$

$$\text{Soit : } \left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_x + \left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} = hp_c dx [T(x) - T_\infty]$$

Si λ et S sont indépendants de l'abscisse x , nous obtenons :

$$\lambda S \frac{\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} - \left(\frac{dT}{dx}\right)_x}{dx} = hp_c dx [T(x) - T_\infty]$$

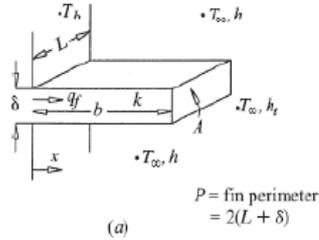
Donc $T(x)$ est solution de l'équation différentielle suivante appelée équation de la barre :

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hp_c}{\lambda S} (T - T_\infty) = 0$$

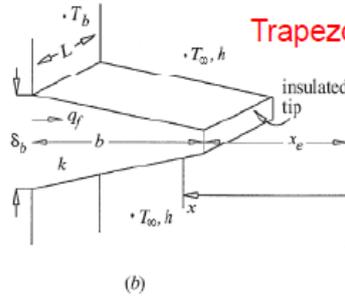
Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

II.2.2.2. Ailettes longitudinale :

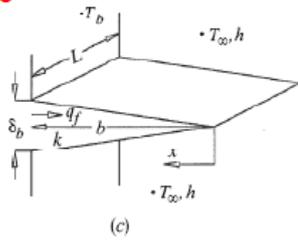
Rectangular



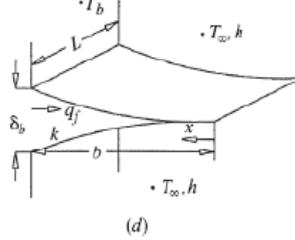
Trapezoidal



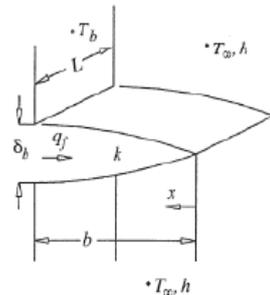
Triangular



Concave parabolic



Convex parabolic



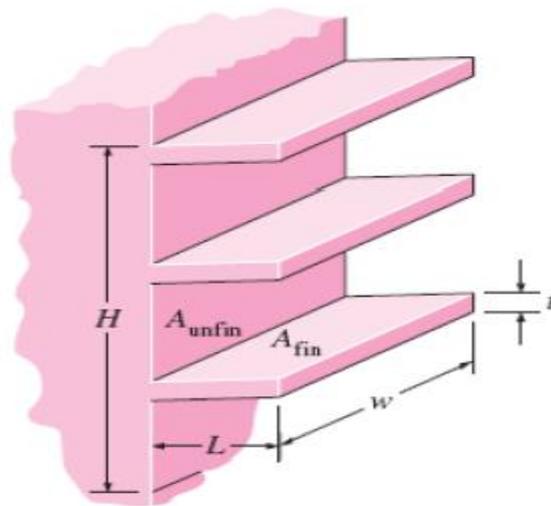
Activer Windows
Accédez aux paramètres de
activation de Windows

II.2.2.3. Efficacité globale de l'ailette :

Lors de la détermination du taux de transfert de chaleur à partir d'une surface à ailettes, il faut tenir compte de la partie non raidie de la surface ainsi que des ailettes. Par conséquent, le taux de transfert de chaleur pour une surface contenant n ailettes peut être exprimé comme :

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{total, fin} &= \dot{Q}_{unfin} + \dot{Q}_{fin} \\
 &= hA_{unfin}(T_b - T_\infty) + \eta_{fin} hA_{fin}(T_b - T_\infty) \\
 &= h(A_{unfin} + \eta_{fin} A_{fin})(T_b - T_\infty)
 \end{aligned}$$

Chapitre II : Modèle théorique du transfert de chaleur à travers les ailettes et les interfaces de contact

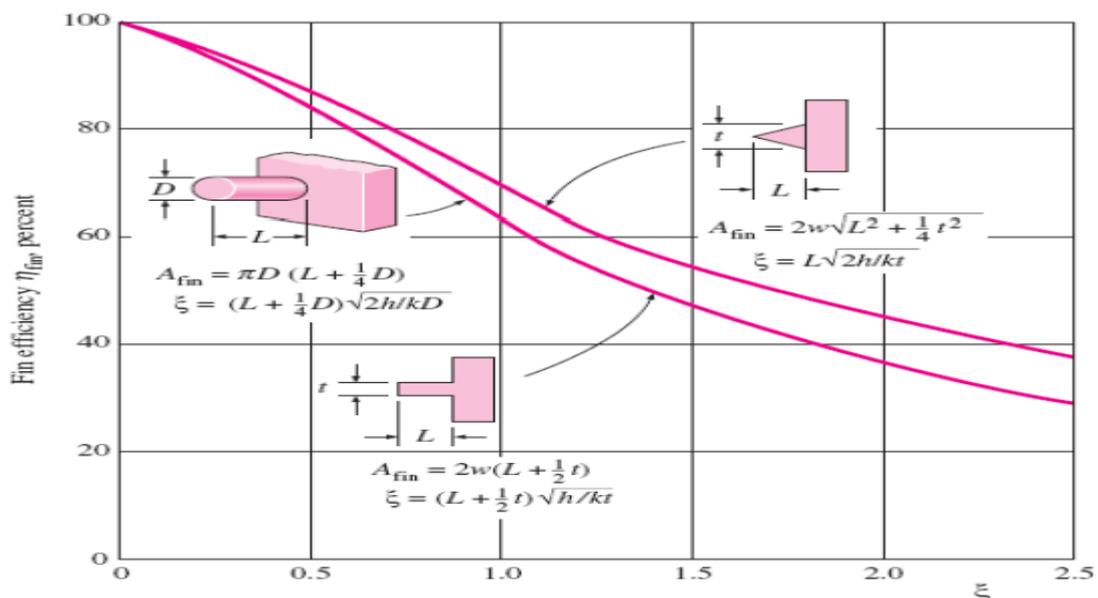


$$\begin{aligned}
 A_{\text{no fin}} &= w \times H \\
 A_{\text{unfin}} &= w \times H - 3 \times (t \times w) \\
 A_{\text{fin}} &= 2 \times L \times w + t \times w \text{ (one fin)}
 \end{aligned}$$

Nous pouvons également définir une efficacité globale pour une surface à ailettes comme rapport du transfert de chaleur total de la surface à ailettes au transfert de chaleur de la même surface s'il n'y avait pas d'ailettes

$$\varepsilon_{\text{fin,overall}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total,fin}}}{\dot{Q}_{\text{total,nofin}}} = \frac{h(A_{\text{unfin}} + \eta_{\text{fin}} A_{\text{fin}})(T_b - T_\infty)}{hA_{\text{nofin}}(T_b - T_\infty)}$$

Efficacité des ailettes circulaires, rectangulaires et triangulaires sur une surface plane de largeur w (de Gardner).



Dans le présent chapitre on traitera la partie du calcul thermique par simulation du dissipateur de chaleur, sujet de notre mémoire. Il s'agit d'une résolution par élément finis pour déterminer le champ de température le long du dissipateur. L'ailette du dissipateur est composée de deux matériaux Aluminium et cuivre, qui serviront à dégager la chaleur de la composante électronique en silicium portée à un flux constant de 5 W. La deuxième partie de l'étude consiste à évaluer les performances thermiques au niveau des interfaces de contact en étudiant la variation de la résistance thermique en fonction de la géométrie topographique des surfaces de contact. On présentera aussi les résultats obtenus des deux études envisagées.

III.1. Introduction :

Cet exemple reproduit des parties d'une étude sur la résistance de contact thermique à l'interface entre un dissipateur de chaleur et un boîtier électronique..

Le rendement du dispositif dépend du refroidissement des ailettes et du transfert de chaleur de l'emballage vers le dissipateur de chaleur. Cette application se concentre sur le transfert de chaleur à travers l'interface de contact où quatre paramètres influencent la résistance thermique de contact, la pression de contact, la micro dureté du matériau, la rugosité de surface et la pente de rugosité de surface.

III.2. Présentation du comsol :

Pour la conception du modèle thermique on a utilisé le logiciel **COMSOL MuItiphsysics**. C'est un logiciel conçu par l'entreprise «Comsol » qui est fondée en 1986. Elle se spécialise dans le domaine de développement de logiciels de support technique et de formation spécialisé et de conseil. Le logiciel est utilisé par plusieurs grandes entreprises à travers le monde .Vous pouvez modéliser et simuler tout système basé sur la physique en utilisant un logiciel de COMSOL®.

COMSOL Multiphsysics® comprend l'interface COMSOL Desktop® utilisateur graphique (GUI) et un ensemble d'interfaces d'utilisateur prédéfinis avec des outils de modélisation associés, appelés interfaces de physique, pour la modélisation des applications courantes. Une suite de produits add-on élargit cette plate-forme de simulation multiphysique pour la modélisation des domaines d'application spécifiques ainsi que l'interface avec des logiciels tiers et de leurs capacités. COMSOL Multiphsysics est nécessaire pour exécuter l'un des produits add-on.

Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

La notion de multi-physique est représentée dans la combinaison de plusieurs phénomènes physiques lors de la description d'un processus. On peut décrire mathématiquement des phénomènes physiques très différents par les mêmes équations générales. Alors que des géométries et des phénomènes complexes nécessitent la modélisation avec des équations complexes et des conditions aux limites, COMSOL Multiphysics offre un couplage des différentes formulations physiques (multiphysiques) simple. Le résultat de ses systèmes sont des équations qui peuvent être résolues de façon séquentielle ou dans une formulation entièrement couplée.

Multiphasiques étendus: Physique dans différentes géométries peuvent être facilement combinés. Ces variables de couplage peuvent également être utilisés pour lier des physiques ou des géométries différentes comme dans notre cas. Lors de la modélisation et les simulations, ces descriptions sont basées sur les lois de la physique.

III.2.1. Avantages de conception avec COMSOL Multiphysics :

Le principal but de la création de COMSOL Multiphysics est d'avoir un logiciel où les scientifiques et les ingénieurs peuvent formuler, à l'aide de l'interface utilisateur, n'importe quel système d'équations aux dérivées partielles (EDP) sur la base des lois de la physique et surtout de se baser sur les zones les plus communes dans la physique et en génie. Cette interface est basée sur un interpréteur d'équation qui formule une discrétisation par éléments finis, "à la volée", par le système entièrement couplé. Des interfaces de modélisation prédéfinies pour les différents domaines de la physique appliquée, y compris des couplages multiphysiques. Grâce à la technologie sous-jacente, les propriétés, les sources, les puits et les conditions aux limites peuvent être des fonctions des variables modélisées et leurs dérivées partielles. Les équations complètes sont également disponibles dans l'interface utilisateur pour une manipulation.

III.2.2. Méthodologie de conception avec COMSOL Multiphysics :

Dans notre projet on va passer étape par étape commençant par la création de la géométrie du modèle à concevoir. Après avoir dessiné notre modèle on doit rajouter les caractéristiques de la matière à chacune des formes. Les conditions aux limites et les paramètres du modèle sont rajouté.

La modélisation avec COMSOL Multiphysics se résume en 5 étapes :

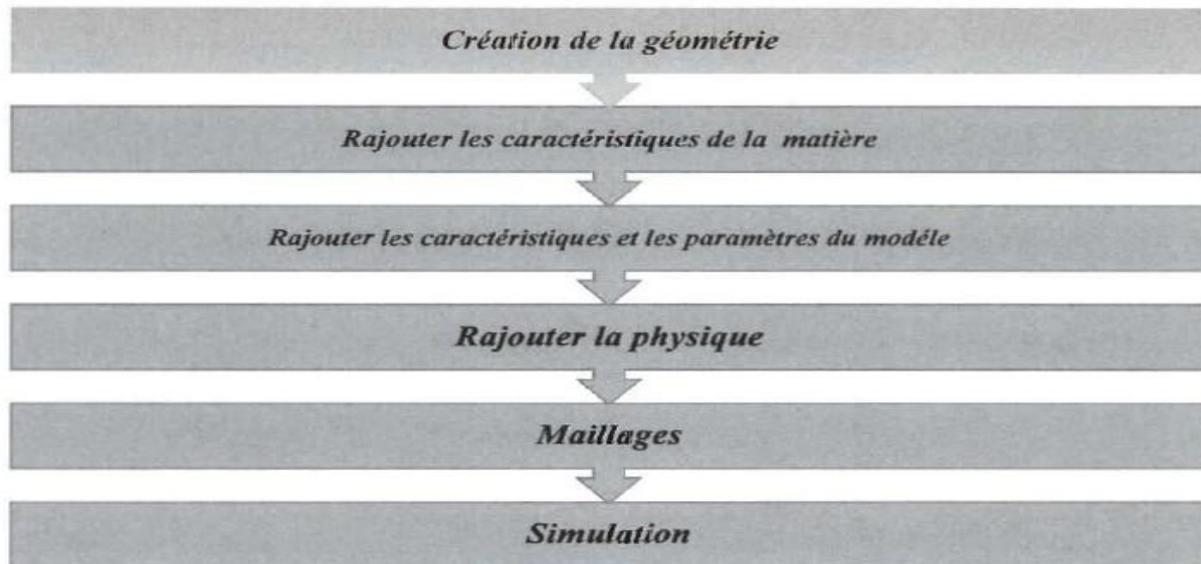


Figure 3..2 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL

III.3.Présentation du modèle :

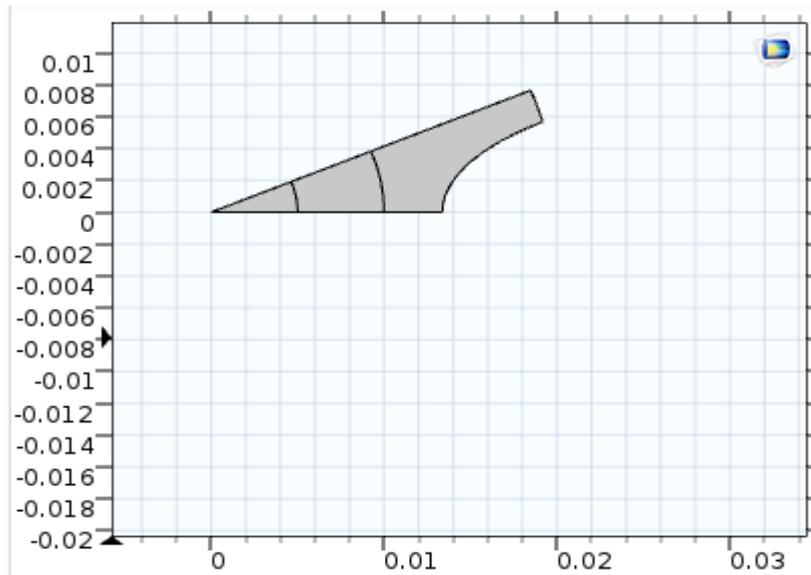
Pour quantifier l'effet de la résistance au contact thermique sur le problème de la gestion de la chaleur dans les appareils électroniques, un modèle simple pour un ensemble central de traitement (CPU) / dissipateur de chaleur est développé dans le modèle actuel. Pour simplifier, la CPU est modélisée comme un semi conducteur en forme de cylindre (1 cm de rayon, 5 cm de longueur) entouré d'un dissipateur de chaleur en aluminium et cuivre équipé d'ailettes de refroidissement, Fig. 3.3 (a) et (b). On suppose qu'une région de contact de 25 mm de large existe entre le CPU et le dissipateur de chaleur. La chaleur générée pendant le fonctionnement de la CPU s'explique par le traitement de la CPU en tant que source de chaleur volumétrique d'une puissance totale de 5 W. La surface extérieure du dissipateur de chaleur en aluminium est supposée être refroidie par convection naturelle ou forcée.

III.4.Description de la simulation géométrique du dissipateur de chaleur :

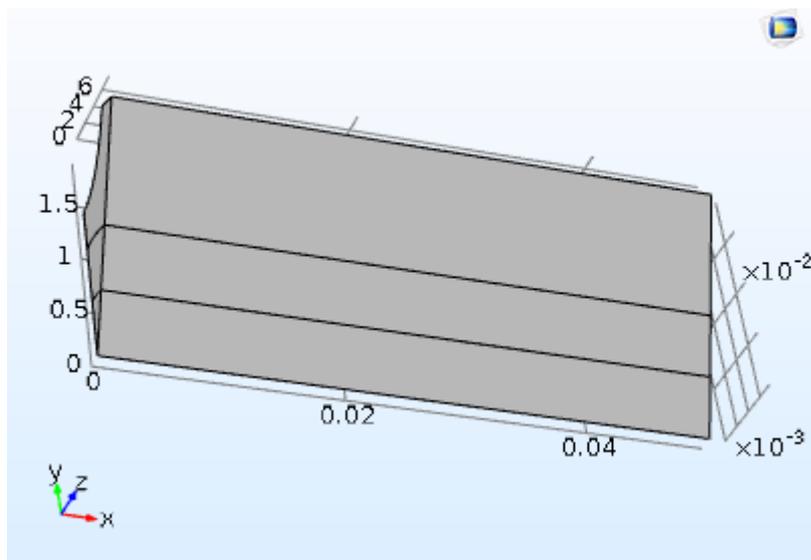
III.4.1.Géométrie :

Dans notre conception on a choisi de modéliser une partie du dissipateur de chaleur sous forme 3D avec un cylindre de rayon de 1 cm et d'hauteur de 5 cm, La hauteur de la partie aluminium est fixée à 1,5 cm et celle du cuivre est fixée à 0.5 cm l'unité de longueur utilisée est cm et l'unité des angles est le degré .

Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol



Dans la partie extrude, on impose la hauteur de l'ailette à 5 cm et on obtient le résultat suivant :



III.5. Matériel utilisé :

On a choisi 3 modèles de matériel qui sont l'aluminium comme premier couche , le cuivre 2^{ème} couche , et le silicium comme la matière de cylindre

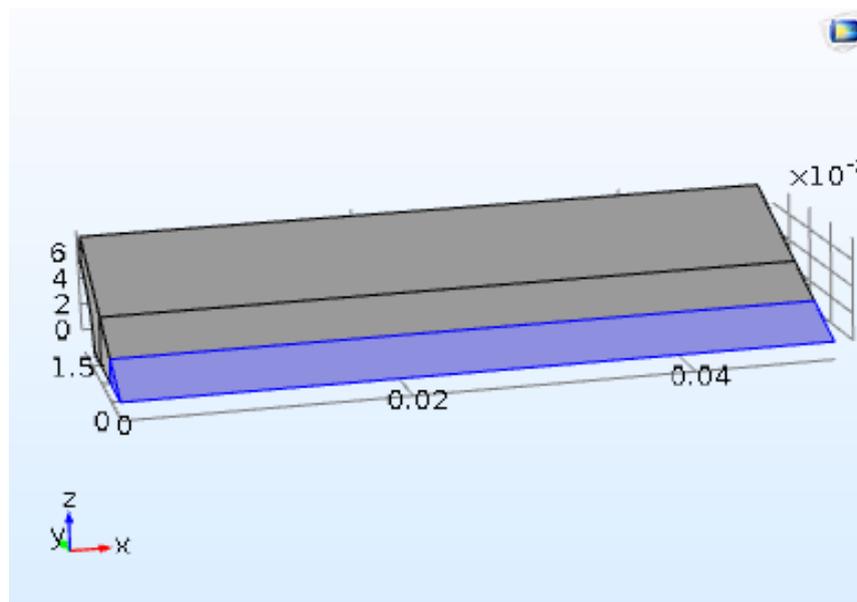
Matériau	Sélection
Aluminum (mat1)	Domaine 1
Copper (mat2)	Domaine 2
Silicon (mat3)	Domaine 3

Et voila le Contenu de chaque matériaux qui représenté dans chaque tableau c'est dessous ,

Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

Pour l'aluminium :

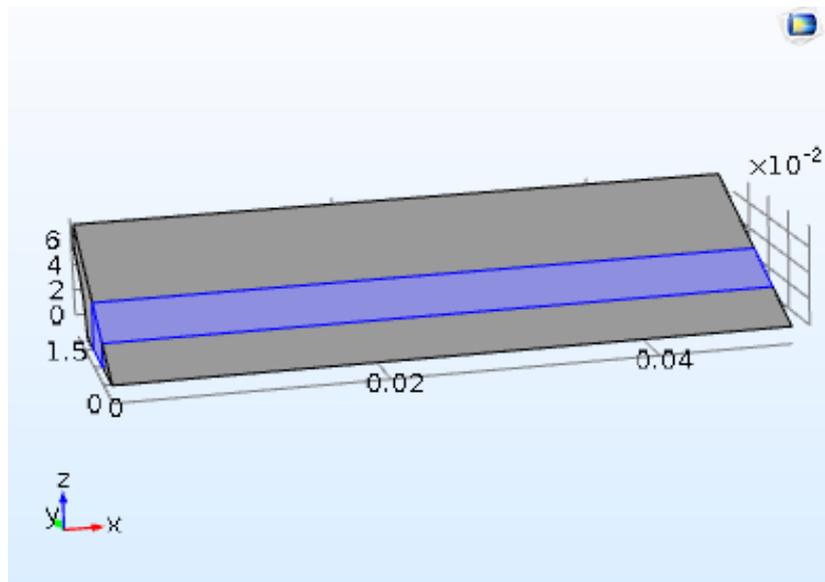
Propriété	Nom	Valeur	Unité	Groupe de propriétés
<input checked="" type="checkbox"/> Capacité thermique à pression constante	Cp	900[J/(kg*K)]	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Conductivité thermique	k	238[W/(m*K)]	W/(m·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Masse volumique	rho	2700[kg/m^3]	kg/m ³	Basic
Perméabilité relative	mur	1	1	Basic
Conductivité électrique	sigma	3.774e7[S/m]	S/m	Basic
Permittivité relative	epsilon	1	1	Basic
Coefficient de dilatation thermique	alpha	23e-6[1/K]	1/K	Basic
Module d'Young	E	70e9[Pa]	Pa	Module d'Young et coefficient de Poisson
Coefficient de Poisson	nu	0.33	1	Module d'Young et coefficient de Poisson
Module élastique du 3ème ordre de Murnaghan	l	-2.5e11[Pa]	N/m ²	Murnaghan
Module élastique du 3ème ordre de Murnaghan	m	-3.3e11[Pa]	N/m ²	Murnaghan
Module élastique du 3ème ordre de Murnaghan	n	-3.5e11[Pa]	N/m ²	Murnaghan
Paramètre de Lamé λ	lamLame	5.1e10[Pa]	N/m ²	Paramètres de Lamé
Paramètre de Lamé μ	muLame	2.6e10[Pa]	N/m ²	Paramètres de Lamé



Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

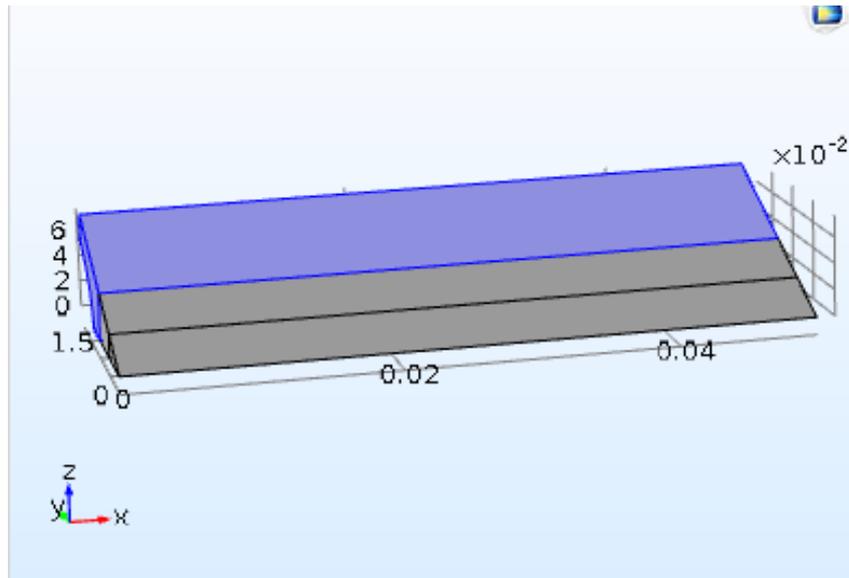
Pour le cuivre :

Propriété	Nom	Valeur	Unité	Groupe de propriétés
<input checked="" type="checkbox"/> Capacité thermique à pression constante	Cp	385[J/(kg*K)]	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Masse volumique	rho	8960[kg/m^3]	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Conductivité thermique	k	400[W/(m*K)]	W/(m·K)	Basic
Perméabilité relative	mur	1	1	Basic
Conductivité électrique	sigma	5.998e7[S/m]	S/m	Basic
Coefficient de dilatation thermique	alpha	17e-6[1/K]	1/K	Basic
Permittivité relative	epsilon_r	1	1	Basic
Module d'Young	E	110e9[Pa]	Pa	Module d'Young et coefficient de Poisson
Coefficient de Poisson	nu	0.35	1	Module d'Young et coefficient de Poisson
Résistivité de référence	rho_0	1.72e-8[ohm*m]	Ω·m	Résistivité linéarisée
Coefficient de résistivité dépendant de la température	alpha	0.0039[1/K]	1/K	Résistivité linéarisée
Température de référence	T_ref	298[K]	K	Résistivité linéarisée



Et finalement pour le silicium :

Propriété	Nom	Valeur	Unité	Groupe de propriétés
<input checked="" type="checkbox"/> Capacité thermique à pression constante	Cp	700[J/(kg*K)]	J/(kg·K)	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Masse volumique	rho	2329[kg/m^3]	kg/m ³	Basic
<input checked="" type="checkbox"/> Conductivité thermique	k	130[W/(m*K)]	W/(m·K)	Basic
Perméabilité relative	mur	1	1	Basic
Conductivité électrique	sigma	1e-12[S/m]	S/m	Basic
Coefficient de dilatation thermique	alpha	2.6e-6[1/K]	1/K	Basic
Permittivité relative	epsilon_r	11.7	1	Basic
Module d'Young	E	170e9[Pa]	Pa	Module d'Young et coefficient de Poisson
Coefficient de Poisson	nu	0.28	1	Module d'Young et coefficient de Poisson
Indice de réfraction, partie réelle	n	3.48	1	Indice de réfraction
Indice de réfraction, partie imaginaire	ki	0	1	Indice de réfraction



Pour bien représenter le phénomène du transfert de la chaleur et la résistance dans le dissipateur de chaleur et le rapprocher de la réalité, On a défini les propriétés du dissipateur comme la valeur de la capacité calorifique à pression constante, la masse volumique, la conductivité thermique et le coefficient de diffusion. Ses paramètres seront utilisés par COMSOL multiphysics en tant que caractéristiques de la matière.

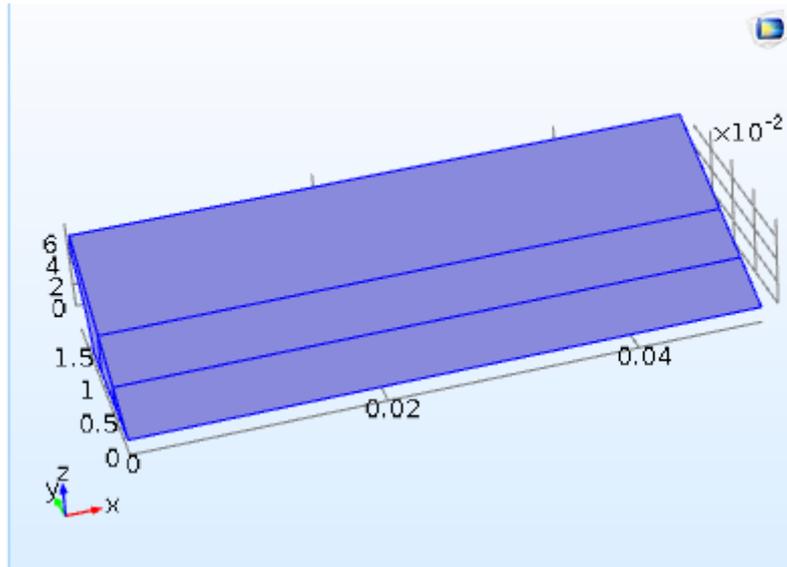
III.6. Condition aux limites :

toutes les conditions limites dans le présent modèle sont définies en utilisant les conditions dites de type Neumann qui spécifient le flux de chaleur extérieur, $n \cdot (K \nabla (T))$, où n est la normale de la surface extérieure. Sur les surfaces extérieures du dissipateur de chaleur, le flux de chaleur extérieur est égal au flux de chaleur convectif, $h (T_{\text{inf}} - T)$, où h désigne le coefficient de transfert de chaleur et T_{inf} est la température de l'environnement. Aux limites de symétrie du domaine de calcul, le flux de chaleur vers l'extérieur est mis à zéro. Aucun transfert de chaleur par rayonnement ou la présence de sources de chaleur de surface / évier n'est considéré.

III.6.a. Condition global :

III.6.a.1.transfert de chaleur dans les solides :

On a sélection les domaines 1, 2, et 3 et pour un régime stationnaire on obtient la résultat suivant :



$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_{\text{ted}}$$
$$q = -k \nabla T$$

K : conductivité thermique (a partir du matériau)

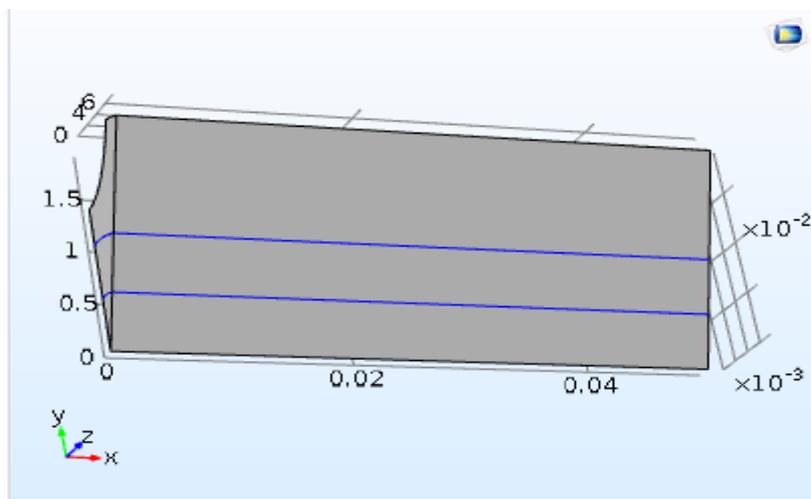
ρ : masse volumique

C_p : capacité thermique à pression constante

III.6.b. Condition à l'interface :

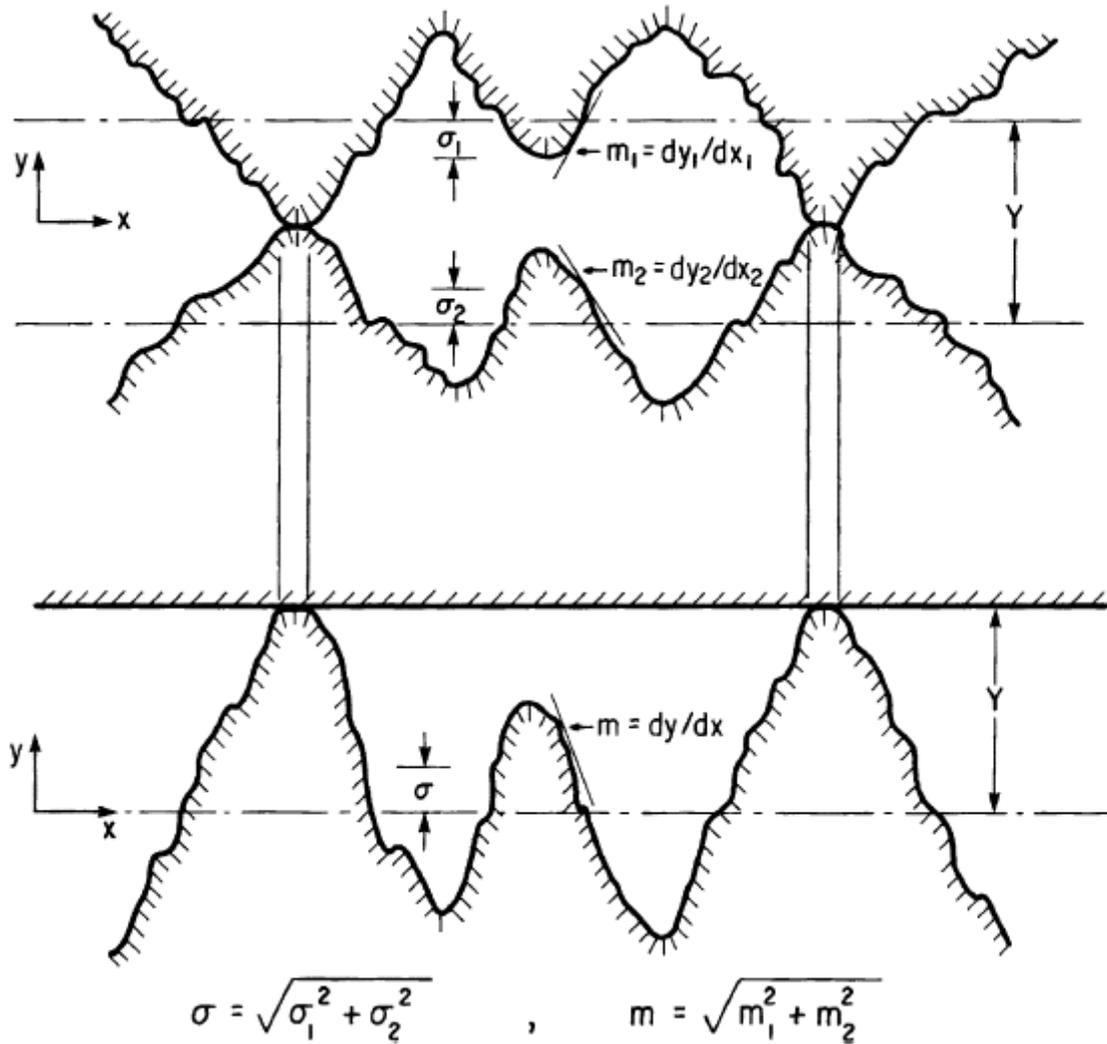
III.6.b.1. Contact thermique :

Sur les frontière 5 et 9 on a les équation suivant :



Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

La surface de contact n'est pas parfaite, elle est plutôt rugueuse, de ce fait il y aura 2 voies de contact solide-solide et solide gaz solide. le transfert de chaleur au niveau partais gaz ce effectue suivant le model s'est dessous :



les équations sont :

$$-\eta_d \cdot q_d = -h(T_u - T_d) + rQ_b$$

$$-\eta_u \cdot q_d = -h(T_d - T_u) + (1 - r)Q_b$$

$$r = \frac{1}{1 + \xi} ; \quad \xi = \sqrt{\frac{\rho_u c_{p,u} (k_u \eta_u) \cdot \eta_u}{\rho_d c_{p,d} (k_d \eta_d) \cdot \eta_d}}$$

$$h = h_c + h_g$$

$$h_c = 1.25k_{\text{contact}} \frac{m_{\text{asp}}}{\sigma_{\text{asp}}} \left(\frac{p}{Hc} \right)^{0.95}$$

$$\frac{2}{k_{\text{contact}}} = \frac{1}{(k_u \eta_u) \cdot \eta_u} + \frac{1}{(k_d \eta_d) \cdot \eta_d}$$

$$h_g = \frac{k_{\text{gap}}}{Y_{\text{gap}} + M_{\text{gap}}}$$

$$M_{\text{gap}} = \alpha \beta \Lambda$$

$$\Lambda = \frac{k_B (T_u + T_d)}{2\sqrt{2\pi} D^2 P_{\text{gap}}}$$

Contact thermique

Conductance de constriction : h_c : corrélation de cooper-mikic-yovanovich

Conductance interstitielle : h_g : conductance de gaz interstitiel de plaque parallèles

Propriétés de surface de contact :

La rugosité de surface, hauteur moyenne des aspérités : σ_{asp} : s (m)

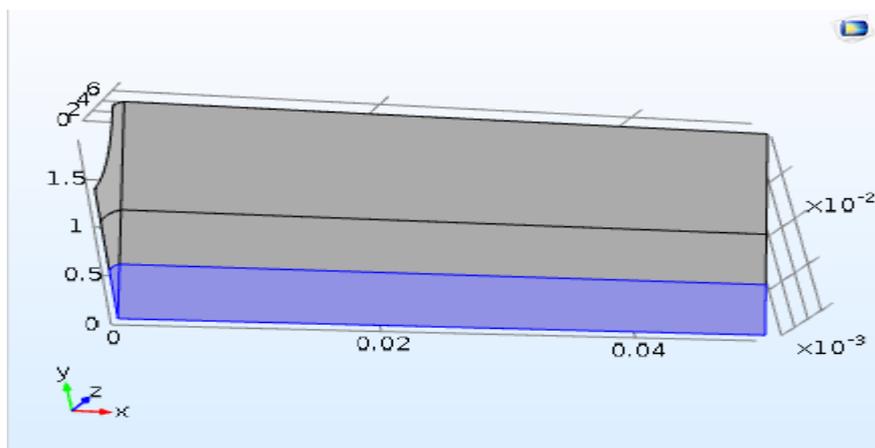
La rugosité de surface, pente moyenne des aspérités : m_{asp} : m

Pression de contact : p (N/m²)

Définition de dureté : micro dureté : H_c (Pa)

III.6.b.2. source de chaleur :

on sélection le domaine 1, on obtient les équation suivant:



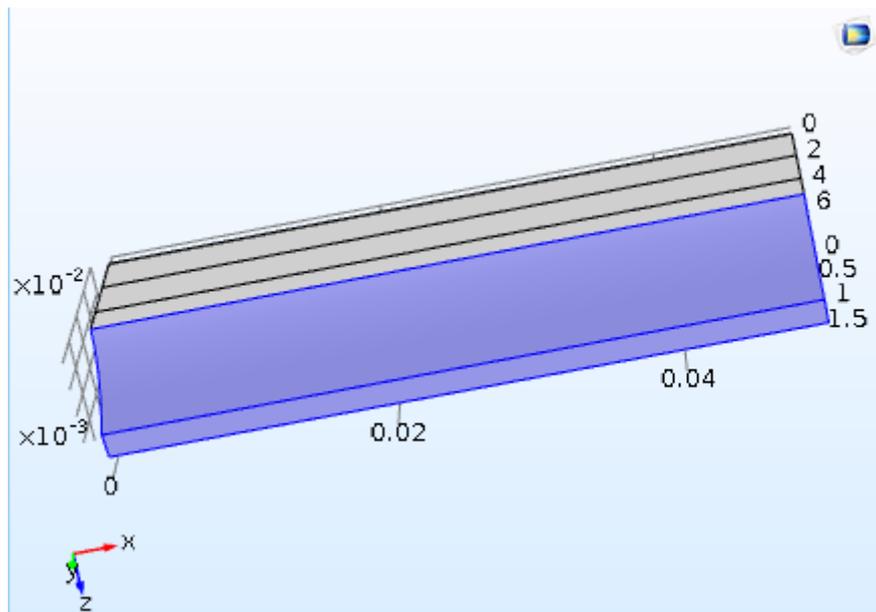
Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

Taux global de transfert de chaleur :

$$Q_0 = \frac{P_0}{V} \quad P_0 = 5 \text{ W}$$

III.6.c.3.flux de chaleur :

A partir de la sélection des frontières 12 et 13 on obtient les équation suivant :



Flux de chaleur convectif

$$q_0 = h \cdot (T_{\text{ext}} - T) ; \quad h = h_{\text{air}}(X_{\text{pl}} \cdot U \cdot p_A \cdot T_{\text{ext}})$$

coefficient d'échange thermique:

a/convection force externe

b/plaque, coefficient de transfert local

position le long de la plaque :

$$X_{\text{pl}} = x \text{ (m)}$$

Fluid: air

Vitesse , fluid : $U = 8.5 \text{ m/s}$

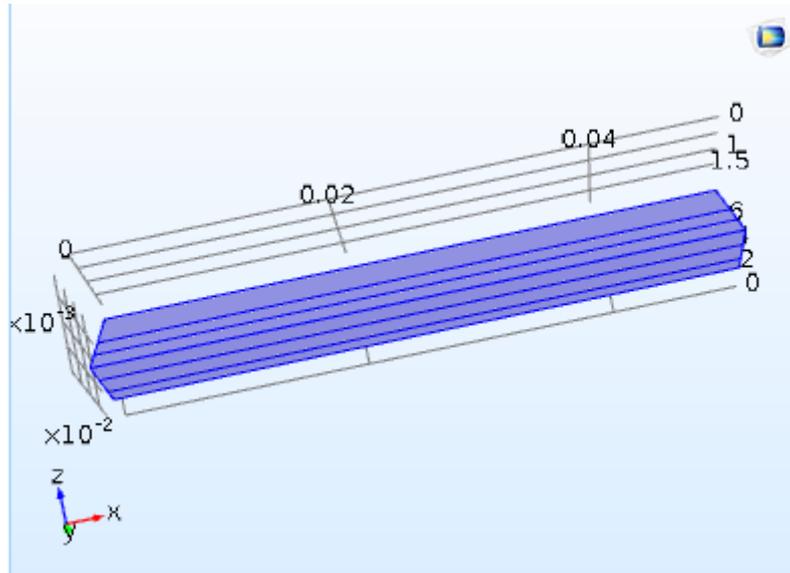
Pression absolue : $P_A = 1 \text{ atm } (P_a)$

Température externe : $T_{\text{ext}} = 293.15 \text{ (k)}$

III.6.d.4.symétrie :

A partir de la sélection des frontières 2,3,6,7,10, et 11 et pour un régime stationnaire on trouve l'équation suivante :

$$-\eta \cdot q = 0$$



III.7. Résultats et discussions :

Les résultats de l'étude concernent deux parties. Dans la première on s'est intéressé à étudier la distribution de la température le long de l'ailette. Le but est de voir comment se produit le refroidissement de la composante électronique, dont le matériau est de type silicium. La pièce siège de l'étude est de forme cylindrique de 1 mm, sa surface latérale sera directement en contact avec le dissipateur de chaleur proposé pour le refroidissement. Ce dernier est de forme cylindrique avec huit ailettes comme montré dans la figure. Le dissipateur que nous avons choisi dans l'étude diffère de celui **M. Grujicic** par la composition des matériaux utilisés dans l'ailette. Dans notre cas on utilise deux matériaux de refroidissement au lieu d'un seul. Le premier matériau d'une épaisseur de 1.5 cm est de l'aluminium, le deuxième est du cuivre d'une épaisseur de 0.5 cm. Nous avons procédé à la simulation par Comsol pour la résolution du problème avec les conditions initiales et aux limites appropriées. Le cylindre en silicium aura un flux constant de 5 W, l'air circulant autour de l'ailette a un débit de 8.5 m/s et porté à une température de 20 °C. Plus particulièrement aux interfaces de contact on s'est intéressé

Chapitre III : Simulation de dissipateur de chaleur par Comsol

dans cette étude à considérer des formes géométriques de contact de type aspérité, De ce fait le flux de chaleur aux interfaces de contact aura deux voies de passage, voie solide et voie liquide. Dans la voie solide compte tenue du rétrécissement de la surface de contact un phénomène de constriction se produit. Pour la résolution du problème la résistance de contact sera calculée selon le modèle de **Yovanovitch**. Une fois que toutes les conditions sont appliquées rigoureusement, par voie de simulation le problème de transfert de chaleur le long de l'ailette sera effectué.

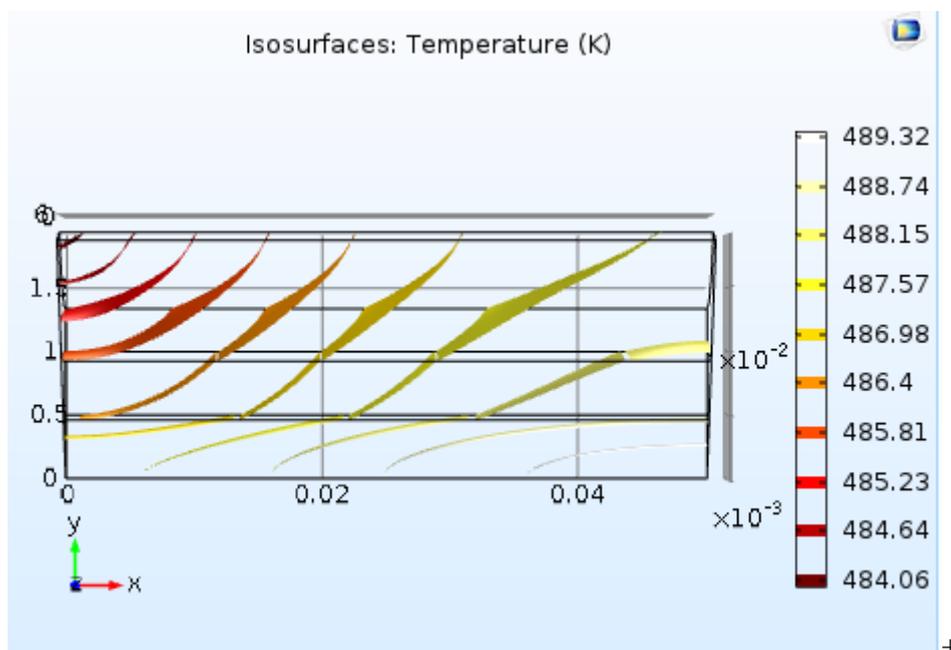


Figure 3.6 : Isothermes le long de la partie latérale d'une ailette

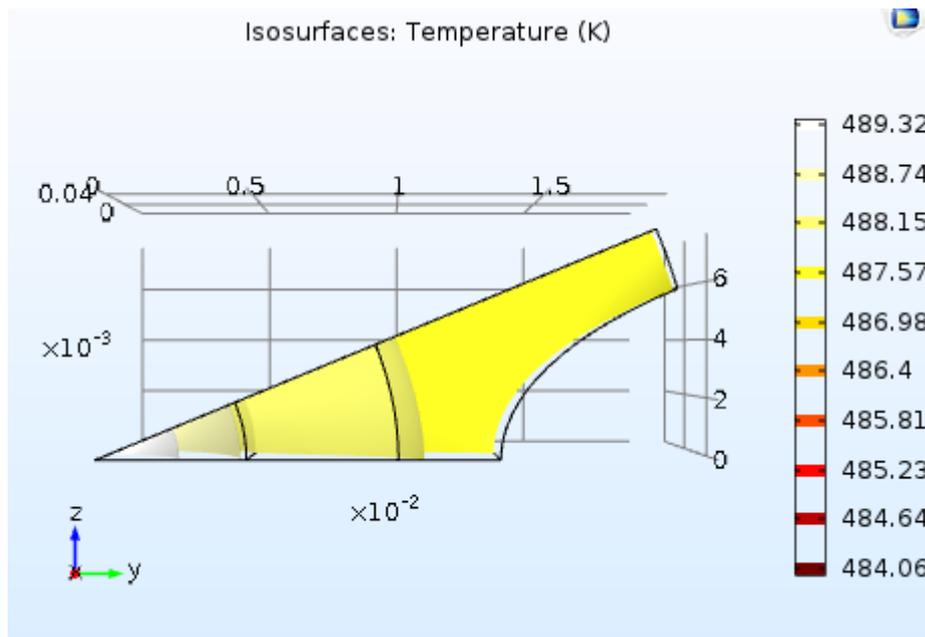


Figure 3.7 : Distribution de la température dans le profil d'une ailette

Les résultats de l'étude de la distribution de la température sont représentés dans les figures (3.4, 3.5 , 3.6 et 3.7). On constate que l'ailette subit selon le sens de l'écoulement de l'air un refroidissement de 4 °C. Dans la figure 3 on présente les isothermes le long de la partie latérale de l'ailette, la diffusion se fait suivant un angle et au fur mesure les isothermes se développent.

La deuxième partie de calcul de simulation concerne l'étude de l'influence des paramètres topographiques sur la résistance thermique à l'interface de contact, toujours en se référant au modèle de Yovanovitch. Ainsi une série d'étude est lancée afin de prédire le comportement de la résistance thermique si les paramètres géométriques des rugosités des surfaces en contact seront changés. Ceci est présenté dans les figures 3.8,3.9,3.10,3.11.

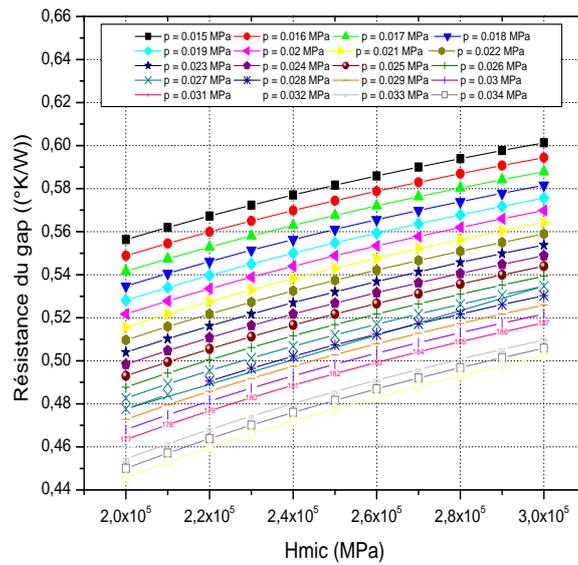


Figure 3.8 : Variation de la résistance Gap en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de pression de contact

La figure 3.8 représente la variation de la résistance thermique du gap, zone gazeuse, en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de la pression de contact des matériaux de couplage silicium –aluminium –cuivre. D’après les courbes, on constate que la résistance thermique est d’autant plus grande que les pressions de contact sont faibles. D’autres parts pour une valeur fixe de la pression de contact, la résistance thermique suit l’évolution de la micro dureté. La valeur de la résistance thermique varie 0.45 (°k/W) à (°k/W)

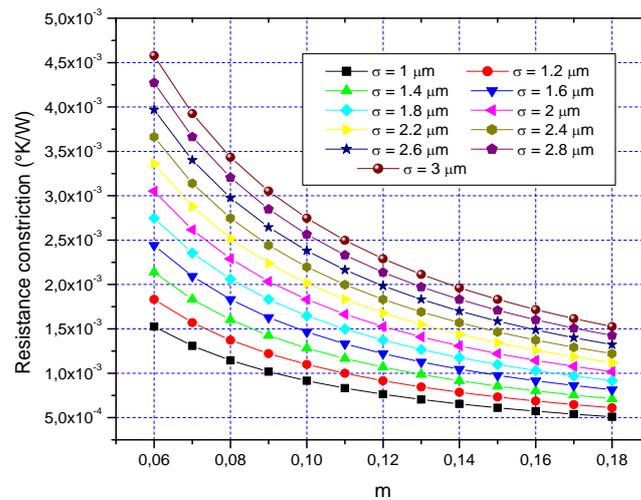


Figure 3.9 : Evolution de la résistance thermique de constriction en fonction de m pour différentes valeurs de σ

Dans la figure 3.9, on présente la résistance de constriction en fonction de la pente du sommet de l'aspérité (m), pour différentes valeurs de la moyenne quadratique de la rugosité σ . On constate que la résistance thermique de constriction est d'autant plus grande que la moyenne quadratique de la rugosité est faible. Pour une valeur fixe de la rugosité la résistance diminue avec l'augmentation de la pente du sommet de l'aspérité.

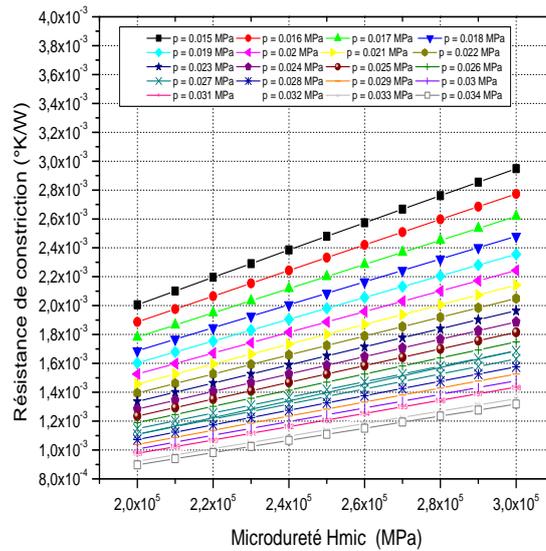


Figure 3.10 : Résistance de constriction en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de pression de contact.

La figure 3.10 représente la variation de la résistance thermique de constriction en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de la pression de contact des matériaux de couplage silicium –aluminium –cuivre. D’après les courbes, on constate que la résistance thermique de constriction est d’autant plus grande que les pressions de contact sont faibles. D’autre part pour une valeur fixe de la pression de contact, la résistance thermique suit l’évolution de la micro dureté. La valeur de la résistance thermique varie de $3. \cdot 10^{-3}$ ($^{\circ}\text{k/W}$) $9. \cdot 10^{-4}$ ($^{\circ}\text{k/W}$)

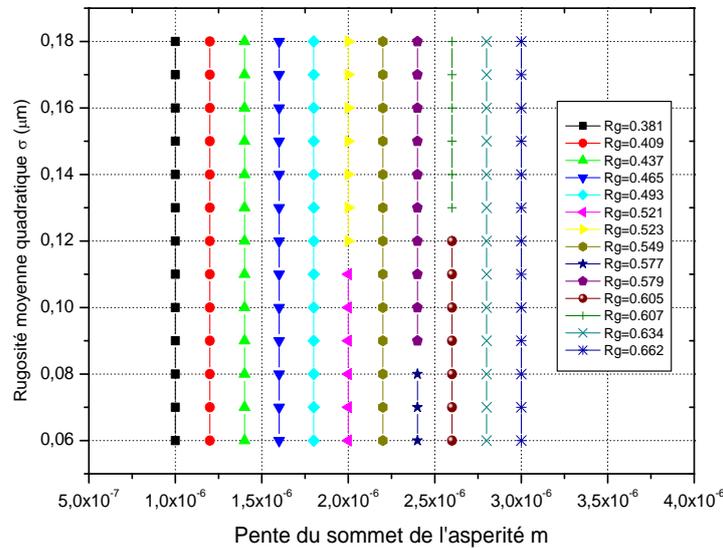


Figure 3.11 Moyenne quadratique de la Rugosité en fonction de m pour différentes valeurs de la résistance thermique interstice Rg

Dans la figure 3.8 on présente la variation de la moyenne quadratique de la Rugosité σ en fonction de la pente du sommet de l'aspérité m pour différentes valeurs de la résistance thermique interstice R_g . On constate d'une part que la pente du sommet de l'aspérité m augmente avec la résistance thermique de l'interstice R_g . D'autre part la moyenne quadratique de la Rugosité σ est indépendante de m et R_g .

Conclusion générale :

Le refroidissement des composantes électroniques reste un sujet d'actualité, beaucoup de travaux ont été réalisés. Notre étude concerne un dissipateur de chaleur de forme de tube à ailette. Un travail a été déjà mené sur ce sujet par M. Grujicic et al [18]. La particularité de notre étude par rapport à celle de M. Grujicic et al [19] réside dans la composition des matériaux de l'ailette. Nous considérons un couplage de deux matériaux pour la composition de l'ailette aluminium et cuivre alors que M. Grujicic se contente d'un seul matériau. Deux aspects d'étude ont été menés, Le premier concerne à évaluer par simulation le champ de température dans le dissipateur de chaleur. Le deuxième est dédié à caractériser les résistances thermiques aux interfaces des corps constituant l'ailette, en fonction des paramètres topographiques des aspérités et géométries des rugosités des pièces mises en contact. Les résultats obtenus sont très significatifs dans le sens où on maîtrise le comportement thermique à l'interface des pièces mises en contact en fonction des géométries des aspérités. De ce fait un choix judicieux de la forme du contact thermique permettra d'optimiser le transfert et ainsi le refroidissement de l'ailette.

A travers ce projet, on peut conclure qu'on a pu résoudre par simulation le problème de transfert thermique de chaleur d'une l'ailette de refroidissement d'une composante électronique en silicium portée à 5W pour différentes géométries de contact.

Liste des figures

CHAPITRE I :

Figure I : Un dissipateur de chaleur refroidi par ventilateur sur le processeur d'un ordinateur personnel. À droite, un dissipateur de chaleur plus petit refroidit un autre circuit intégré de la carte mère.....**3**

Figure I.2 : Croquis d'un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour calculer les équations de régulation de la conservation de l'énergie et la loi de refroidissement de Newton.....**5**

Figure I.3.6 : Pin, types de dissipateurs de chaleur à ailettes droites et évasées.....**10**

Figure I.3.10 : Une carte mémoire flash de niveau serveur avec un dissipateur de chaleur noir..**12**

Figure I.4.1 : Système de refroidissement d'une carte graphique Ases GTX-650; Trois tubes de chaleur sont visibles.....**13**

Figure I.4.4.a : Un dissipateur de chaleur à broche avec un dispositif de retenue de clip Z. Forme du fil Z-clips.....**15**

Figure I.4.4.b : Deux méthodes de fixation du dissipateur de chaleur, à savoir le maxiGRIP (gauche) et le Clip Talon (à droite). Clips.....**16**

Figure I.4.4.c : Une paire de broches. Broches de poussée avec ressorts de compression.....**16**

Figure I.5.a : La conductivité thermique et la résistance de l'interface font partie de la résistance de l'interface thermique d'un matériau d'interface thermique.....**18**

Figure I.5.b : Surfaces rugueuses conformes.....**18**

Figure I .6 : Croquis d'un dissipateur de chaleur avec des résistances thermiques équivalentes...**20**

CHAPITRE II :

Figure II. 1.1 : Schématisation de la résistance thermique de contact.....**24**

Figure II.1.2 : Schéma de la zone de contact et des lignes de courant thermique.....**25**

Figure II.1.3 : Schéma électrique équivalent.....	26
Figure II.1.4 : Constriction en milieu semi-infini.....	29
Figure II.1.5 : Constriction dans un tube semi-infini.....	32
Figure II.1.5.a : Joint typique entre les surfaces rugueuses conformes.....	34
Figure II.2.2.1 : Représentation d'une barre encastrée et schéma simplifié.....	39
Figure II.2.2.1.a : Représentation des flux élémentaires sur une barre encastrée.....	39
CHAPITRE III :	
Figure III.1 : Dissipateur de chaleur avec des ailettes de refroidissement autour d'un emballage cylindrique.....	43
Figure III.2.2 : Diagramme des étapes de conception avec COMSOL.....	45
Figure III.3 : Un schéma des géométries de (a) un dissipateur de chaleur en aluminium et cuivre et (b) un noyau cylindrique de CPU en silicium.....	46
Figure III.7.1 : Champs de température dans la face de l'ailette.....	56
Figure III.7.2 : Distribution de la température le long de la partie latérale.....	56
Figure III.7.3 : Isothermes le long de la partie latérale d'une ailette.....	57
Figure III.7.4 : Distribution de la température dans le profil d'une ailette.....	57
Figure 8 : Variation de la résistance Gap en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de pression de contact.....	58
Figure 9 : Evolution de la résistance thermique de constriction en fonction de m pour différentes valeurs de σ	59
Figure 10 : Résistance de constriction en fonction de la micro dureté pour différentes valeurs de pression de contact.....	60
Figure 11 : Moyenne quadratique de la Rugosité en fonction de m pour différentes valeurs de la résistance thermique interstice R_g	61

Nomenclature

- A** Une surface (**m²**)
- C1** coefficient de micro dureté Vickers (**GPa**)
- C2** coefficient de micro dureté Vickers
- C_p** chaleur spécifique à pression constante (**J / kg K**)
- C_L** constante spécifique du gaz (**N / m K**)
- D** distance géométrique caractéristique (**m**)
- F** force externe (**N**)
- h** coefficient de transfert de chaleur (**W / m² K**)
- H_{mic}** Micro-dureté microbienne (**Pa**)
- K** conductivité thermique (**W / m K**)
- Kn** Nombre de Knudsen
- m** pente de surface absolue moyenne
- M** paramètre de gaz (**m**)
- M_g** poids moléculaire du gaz (**g / mol**)
- M_s** poids moléculaire du solide (**g / mol**)
- n** surface extérieure normale
- n_s** Nombre de microcontacts
- P** pression (**Pa**)
- Pr** nombre de Prandtl
- q** flux de chaleur (**W / m²**)
- Q** source de chaleur (**W / m³**)
- R** résistance thermique (**K / W**)
- t** time (**s**)
- T** température (**K**)
- T_{inf}** température de l'environnement (**K**)
- Y** signifie la séparation du plan de surface (**m**)
- z** hauteur de surface locale (**m**)

Référence bibliographique

- [1]. M. Grujicic, C.L. Zhao, and E.C. Dusel, “The Effect of Thermal Resistance on Heat Management in the Electronic Packaging,” *Applied Surface Science*, vol. 246, pp. 290–302, 2005.
- [2] "Power Supply Glossary". *Aegis Power Systems, Inc. Aegis Power Systems, Inc.* Retrieved 15 September 2014.
- [3] Kordyban, T., 1998, Hot air rises and heat sinks – Everything you know about cooling electronics is wrong, ASME Press, NY.
- [4] Nello Sevastopoulos et al., National Semiconductor Voltage Regulator Handbook, National Semiconductor Corp., 1975 chapters 4, 5,6.
- [5] M. R. Hajmohammadi, V. Alizadeh Abianeh, M. Moezzinajafabadi and M. Daneshi, Fork-shaped highly conductive pathways for maximum cooling in a heat generating piece, *Applied Thermal Engineering*, 61 (2013) 228–235
- [6] A. Pouzesh, M. R. Hajmohammadi and S. Poozesh, Investigations on the internal shape of constructal cavities intruding a heat generating body, *Thermal Science*, DOI: 10.2298/TSCI120427164P 2012.
- [7] White, F. M. (1999). *Fluid mechanics* (Fourth ed.). McGraw-Hill International.
- [8] B. BOUROUGA, *Thermiques des interfaces*, Cours DEA. Université de Nantes 2000.
- [9] K.J. NEGUS, YOvanovich M.M., Beck J.V., On the nondimensionalization of constriction resistance for semi-infinite heat flux tubes, *ASME J. Heat Transfer* 111 804-807 1989.
- [10] V.K. JAIN: Determination of heat transfer coefficient for forging applications, *J. Mater. Shap. Technol* 8, 1990.

- [11] M.G. COOPER, B. MIKIC, M.M. YOVANOVITCH, Thermal contact conductance. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 12, 279-300, 1969.
- [12] M. Bahrami, J.R. Culham, M.M. Yovanovich, Thermal resistances of gaseous gap for conforming rough contacts, in: *Proceedings of the 42nd AIAA Aerospace Meeting and Exhibit*, AIAA Paper No. 2004-0821, January 5–8, Reno, NV, 2004.
- [13] M.M. Yovanovich, J.W. DeVaal, A.A. Hegazy, A statistical model to predict thermal gap conductance between conforming rough surfaces, in: *Proceedings of the AIAA/ASME third Joint Thermophysics, Fluids, Plasma and Heat Transfer Conference*, AIAA Paper No. 82-0888, June 7–11, St. Louis, Missouri, 1982.
- [14] S. Song, Analytical and experimental study of heat transfer through gas layers of contact interfaces. Ph.D. Thesis, University of Waterloo, Department of Mechanical Engineering, Waterloo, Canada, 1988
- [15] M.G. Cooper, B.B. Mikic, M.M. Yovanovich, Thermal contact conductance, *Int. J. Heat Mass Trans.* 12 (1969) 279–300.
- [16]. M. Grujicic, C.L. Zhao, and E.C. Dusel, “The Effect of Thermal Resistance on Heat Management in the Electronic Packaging,” *Applied Surface Science*, vol. 246, pp. 290–302, 2005.
- [17]. A. Bejan and A. D. Kraus, eds., *Heat Transfer Handbook*, John Wiley & Sons, 2003.
- [18]. M. Grujicic, C.L. Zhao, and E.C. Dusel, “The Effect of Thermal Resistance on Heat Management in the Electronic Packaging,” *Applied Surface Science*, vol. 246, pp. 290–302, 2005.

[19] M. Grujicic, G. Cao, W.N. Roy, A computational analysis of the percolation threshold and the electrical conductivity of carbon nanotubes reinforced polymeric materials, *J. Mater. Sci.* 39 (2004) 1–12.