

ETUDE DES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES ET ECONOMIQUES
DES FILIERES D'INTERCONNEXIONS
DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES
DANS LES SYSTEMES

PERFORMANCES THERMIQUES
MODELISATION ET ANALYSE THERMIQUE
D'UN SYSTEME ELECTRONIQUE

SOMMAIRE

I. INTRODUCTION.....	4
II. RAPPELS.....	5
II.A. RELATIONS FONDAMENTALES	5
II.B. RÉSISTANCES THERMIQUES	5
II.B.1. <i>Modèle 1D:</i>	5
II.B.2. <i>Modèle 2D:</i>	6
II.B.3. <i>Spreading résistance</i>	6
II.B.4. <i>Résistance thermique entre un fluide et un solide</i>	6
II.C. CONVECTION THERMIQUE	7
II.C.1. <i>Coefficient de transfert thermique de l'air, en écoulement forcé:</i>	7
II.C.2. <i>Coefficient de transfert thermique ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) de l'air, en convection naturelle:</i>	7
II.C.3. <i>Coefficient de transfert effectif</i>	8
III. MODELISATION D'UNE SOURCE ET SON BOITIER	9
III.A. MÉTHODOLOGIE	9
III.B. MODÉLISATION D'UN PACKAGE.....	10
IV. SYSTEMES A PLUSIEURS SOURCES THERMIQUES.....	11
IV.A. MODÉLISATION THERMIQUE DU SUPPORT	11
IV.A.1. <i>Résistance thermique R_{xy}</i>	11
IV.A.2. <i>Résistance thermique R_z</i>	12
IV.A.3. <i>Convection thermique R_{conv}</i>	12
IV.B. DISSIPATION THERMIQUE D'UNE SEULE SOURCE	13
IV.B.1. <i>Description du système étudié</i>	13
IV.B.2. <i>Modèle utilisé</i>	13
IV.C. DEUX SOURCES THERMIQUES SUR UN MÊME SUPPORT: DISTANCE CRITIQUE DE RAPPROCHEMENT	18
IV.D. CAS PARTICULIERS	20
IV.D.1. <i>Support « possédant une frontière »</i>	20
IV.D.2. <i>Support possédant deux frontières parallèles</i>	21
IV.D.3. <i>Support réel</i>	23
IV.D.4. <i>Contraintes sur les parois du support</i>	24
IV.E. EFFICACITÉ THERMIQUE DU SYSTÈME	25
V. CONCLUSION	26
VI. BIBLIOGRAPHIE.....	27

ANNEXE

ANNEXE A: QUELQUES DONNEES NUMERIQUES.

ANNEXE B: MODELISATION THERMIQUE D'UN BOITIER A BILLES.

ANNEXE C: MODELISATION THERMIQUE DE BOITIER TRAVERSANT OU CMS.

ANNEXE D: DISSIPATEURS DE CHALEUR.

ANNEXE E: INFLUENCE DU RAYONNEMENT THERMIQUE.

TABLE DES ILLUSTRATIONS

FIGURE I-1: ETUDE THERMIQUE D'UN SYSTEME ELECTRONIQUE.	4
FIGURE III-1: REPRESENTATION SCHEMATIQUE D'EXEMPLES DE PACKAGES.	9
FIGURE III-2: PRINCIPE DE MODELISATION THERMIQUE D'UN PACKAGE.	9
FIGURE III-3: DISSIPATION DE LA CHALEUR A L'INTERIEUR D'UN PACKAGE.	10
FIGURE IV-1: MODELISATION ELEMENTAIRE DU SUPPORT.	11
FIGURE IV-2: DISSIPATION THERMIQUE ESTIMEE.	13
FIGURE IV-3: DISCRETISATION D'UN QUART DU SUPPORT (INFINI).	13
FIGURE IV-4: EXEMPLE D'ANALYSE THERMIQUE.	17
FIGURE IV-5: DISTRIBUTION THERMIQUE ESTIMEE AUTOUR DE LA SOURCE.	17
FIGURE IV-6: EXEMPLE D'ANALYSE THERMIQUE DE DEUX SOURCES SUR UN MEME SUPPORT.	18
FIGURE IV-7: DISCRETISATION DU SUPPORT LIMITE DU COTE DES $x > 0$	20
FIGURE IV-8: DISTRIBUTION THERMIQUE SUR UN SUPPORT BORNE SUR UN AXE.	21
FIGURE IV-9: DISTRIBUTION THERMIQUE SUR UN SUPPORT FINI (REEL).	23
FIGURE IV-10: SOURCE DE CHALEUR SUR UN SUPPORT INFINI, AVEC OU SANS DISSIPATEUR.	25

I. INTRODUCTION

Pour savoir si un *package* est adapté thermiquement à un circuit intégré, il est nécessaire d'estimer sa capacité à évacuer la chaleur vers l'extérieur.

Dans ce but, l'étude thermique d'un système électronique peut se décomposer en trois parties:

- ❶ Le *package* (boîtier) de chaque source thermique est modélisé thermiquement. Un groupe de résistances thermiques est alors associé à chaque boîtier.
- ❷ Chaque modèle thermique de package est étudié sur son support (ex: PCB). (L'environnement extérieur de ce sous-système doit être identique à celui du système entier)
- ❸ Une synthèse des résultats précédents est effectuée, afin d'étudier le comportement thermique du système entier.

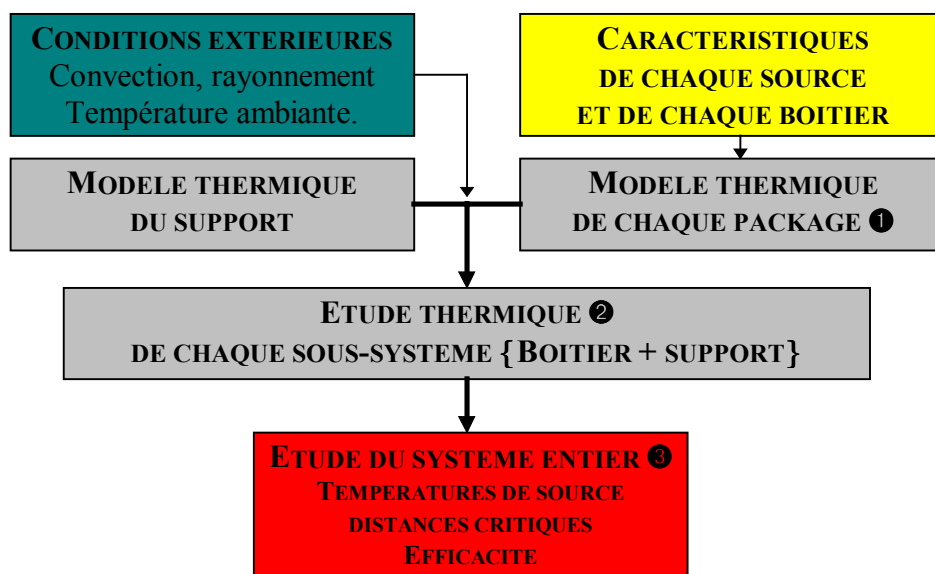


Figure I-1: Etude thermique d'un système électronique.

Le but d'une telle étude est de prévoir les risques de surchauffe dans un système de composants. Chaque source de chaleur (c'est à dire la puce) dissipe une puissance calorifique supposée connue. La température de celle-ci peut être estimée lorsque son environnement (boîtier, support, milieu extérieur) est modélisé thermiquement. Si cette estimation n'appartient pas au domaine de températures, à l'intérieur duquel le circuit intégré fonctionne correctement, le *package* étudié est alors considéré comme inadapté du point de vue thermique.

II. RAPPELS

Le transfert thermique à l'intérieur d'un système micro-électronique s'effectue de trois façon distinctes: La conduction, la convection et la radiation. Dans tous les cas, il est possible de modéliser la dissipation du flux de chaleur, par l'intermédiaire de résistances thermiques.

II.A. RELATIONS FONDAMENTALES

Dans le but de caractériser l'aptitude d'un solide à dissiper la chaleur, celui-ci est modélisé à l'aide de sa résistance thermique, de sa température et du flux de chaleur le traversant.

La résistance thermique R_{th} ($^{\circ}C/W$), présente entre deux points quelconque d'un système, s'écrit par définition:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q}$$

avec:

ΔT : Variation de température entre ces deux points ($^{\circ}C$).

Q : Puissance calorifique passant d'un point à l'autre (W).


La résistance thermique est l'inverse de la conductibilité thermique. Cette grandeur est analogue à la résistance électrique: Il existe des montages en série et en parallèle, la température et le flux de chaleur étant équivalents, respectivement au potentiel et à l'intensité. Notamment une source de chaleur est analogue à un générateur de courant électrique.

II.B. RESISTANCES THERMIQUES

L'estimation d'une résistance thermique peut se faire de façon simple ou complexe, selon les approximations utilisées pour modéliser le système.

II.B.1. MODELE 1D:

Dans le cas d'une propagation thermique unidimensionnelle, la résistance thermique R s'écrit:

$$R = \frac{L}{K.S}$$


avec:

L : Distance parcourue par le flux de chaleur.

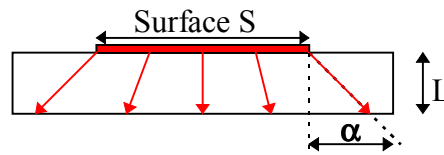
S : Surface de contact avec la source de chaleur.

K : Conductivité thermique du matériau.

Cette expression est souvent utilisée lorsque la longueur L est très petite.

II.B.2. MODELE 2D:

Lorsque L est non négligeable, il est préférable de tenir compte des effets de bords: Le flux thermique ne se propage plus linéairement (avec une section d'aire uniforme), mais selon un cône caractérisé par un angle α .



La résistance thermique R_{th} , dans cette configuration s'écrit:

$$R_{th} = \frac{1}{2K.(b-a)} \cdot \ln \left[\frac{b}{a} \cdot \left(\frac{a + 2L \cdot \tan \alpha}{b + 2L \cdot \tan \alpha} \right) \right] \text{ avec } S = b \cdot a \quad b > a$$

et

$$\text{Si } a = b \text{ alors } R_{th} = \frac{L}{K \cdot a \cdot (a + 2L \cdot \tan \alpha)}$$

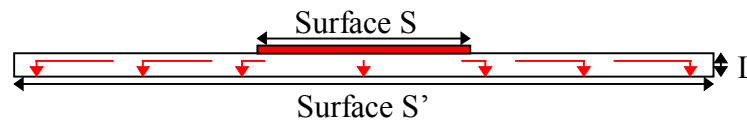
Remarque: L'erreur amenée par l'approximation d'un flux thermique linéaire, issu d'une source de chaleur carrée s'écrit (relativement à cette modélisation thermique 2D):

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{2L}{a} \cdot \tan \alpha$$

Pour $\alpha = 45^\circ$, et $a \approx 200 \cdot L$, l'erreur est d'environ 1%.

II.B.3. SPREADING RESISTANCE

Lorsque le flux de chaleur se propage non pas sur l'axe de la source de chaleur, mais au contraire de façon radiale, la *spreading resistance* est utilisée et R_{th} s'écrit:



$$R_{th} = \frac{1}{4\pi \cdot K \cdot L} \ln \left(\frac{S'}{S} \right)$$

II.B.4. RESISTANCE THERMIQUE ENTRE UN FLUIDE ET UN SOLIDE

La résistance thermique issue d'un contact entre un solide quelconque et un fluide est définie de la façon suivante:

$$R_{th} = \frac{1}{h \cdot S}$$

avec:

h: Coefficient de transfert thermique.

S: Surface d'échange thermique entre le solide et le fluide.

II.C. CONVECTION THERMIQUE

II.C.1. COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE DE L'AIR, EN **ECOULEMENT FORCE**:

$$h_{CF} = 3,786 \sqrt{\frac{V}{L}} \text{ en (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

avec:

V: Vitesse d'écoulement de l'air (m.s⁻¹).

L: Longueur caractéristique du boîtier (longueur du solide dans le sens de l'écoulement) (m).

II.C.2. COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE (W/M².°C) DE L'AIR, EN **CONVECTION NATURELLE**:

Expression 1:

$$h_{CL} = 2,79 \cdot f \cdot \left(\frac{\Delta T}{0,0254 \cdot p} \right)^n \quad (1)$$

avec:

ΔT: Variation de température entre la surface du solide et l'air ambiant (°C).

p: Longueur caractéristique du solide (inch).

f, n: Facteurs empiriques donnés dans le tableau suivant:

	p	f	n
PLATEAU VERTICAL	Epaisseur	1,22	0,35
PLATEAU HORIZONTAL (Surface chaude vers le haut)	$\frac{1}{2} \cdot \frac{W \cdot L}{W + L}$	1,00	0,33
PLATEAU HORIZONTAL (Surface chaude vers le bas)	$\frac{1}{2} \cdot \frac{W \cdot L}{W + L}$	0,50	0,33

W, L: Largeur et longueur du boîtier.

Expression 2:

$$h_{CL} = 0,0005 \cdot f \cdot \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \text{ en (W.cm}^{-2} \cdot \text{°C)} \quad (1)$$

avec:

f: Constante égale à 1 lorsque la surface chaude est vers le haut, et 1/2 lorsque celle ci est vers le bas.

ΔT: Variation de température entre la surface du boîtier et l'air ambiant (°C).

L: Longueur caractéristique (cm).

Expression 3:

$$h_{CL} = 0,944 \cdot \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,35} \text{ en (W.m}^{-2} \cdot \text{°C)} \quad (1)$$

(Expression utilisée dans les prochains calculs)

II.C.3. COEFFICIENT DE TRANSFERT EFFECTIF

Il est possible de définir un coefficient de convection, effectif h_E , regroupant à la fois les phénomènes de convections (libre et forcée), et de radiation, par exemple:

$$h_E = h_{CL} + h_{Rad} + h_{CF}$$

L'influence du rayonnement thermique est représentée par le coefficient suivant:

$$h_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T^4 - T_{amb}^4}{T - T_{amb}} \right)$$

ϵ : Emissivité (compris entre 0 et 1 (1 pour les corps noirs)).

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,6688 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

T : Température en surface (Kelvin).

T_{amb} : Températures ambiante (Kelvin).

Le rayonnement thermique peut être non négligeable dans certaines configurations. L'inconvénient est que le coefficient de transfert thermique associé, dépend de la température de surface du corps rayonnant, qui est malheureusement inconnue. Le même problème se pose avec le phénomène de convection naturelle.

*Des études ont montré que dans le cas des composants époxy, 75% environ de la chaleur transite dans la carte par conduction, tandis que les 25% restants partent par leur surface par convection, d'où le rôle important joué par la carte dans l'évacuation de la chaleur. Enfin, une faible part de puissance est dissipée par radiation dans l'air.
(Le composant électronique monté en surface ② page 98)*

III. MODELISATION D'UNE SOURCE ET SON BOITIER

Dans cette partie, notre étude se porte sur une unique source de chaleur et son environnement proche, c'est à dire son *package*. La connaissance « précise » de celui-ci est nécessaire pour étudier son comportement thermique: Dimensions et caractéristiques physiques des matériaux.

III.A. METHODOLOGIE

Les composants peuvent se classer dans différentes catégories selon le type de boîtier utilisé. C'est pourquoi, pour chacune d'elles, il est possible d'associer un certain type de modélisation thermique, dépendant de quelques paramètres liés aux dimensions ou aux matériaux présent pour chaque composant. En d'autres termes, chaque catégorie de composants possède un schéma thermique équivalent, et pour chaque composant de cette même catégorie, les résistances thermiques présentes dans ce schéma sont calculées à partir des paramètres propres du composant.

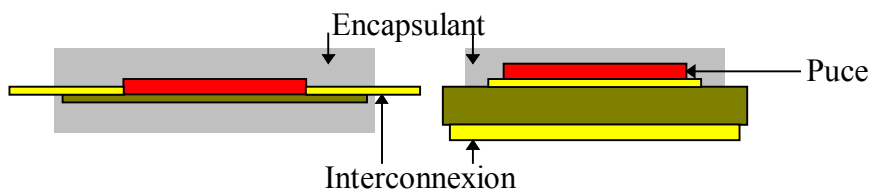


Figure III-1: Représentation schématique d'exemples de packages.

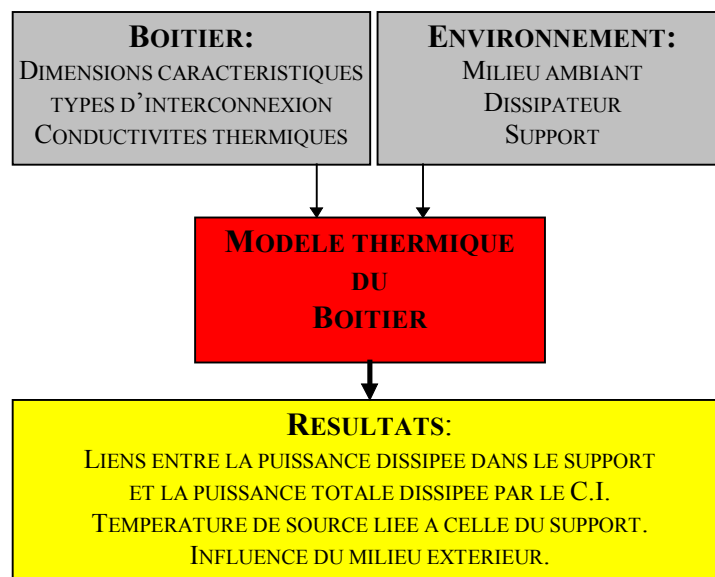


Figure III-2: Principe de modélisation thermique d'un package.

La modélisation thermique d'un *package* peut être très laborieuse. Comme les résistances thermiques sont sensibles aux propriétés physiques et géométriques, une connaissance précise du boîtier est requise afin d'obtenir un modèle cohérent.

III.B. MODELISATION D'UN PACKAGE

Pour modéliser un boîtier, il est nécessaire d'utiliser les expressions de résistances thermiques figurant dans le chapitre des *rappels*. Généralement, les chemins empruntés par les flux de chaleur sont prévisibles (Cf. figure III.3), ce qui permet d'établir un schéma équivalent assez rapidement. En annexe, sont présents des exemples de modélisations thermiques de boîtiers spécifiques.

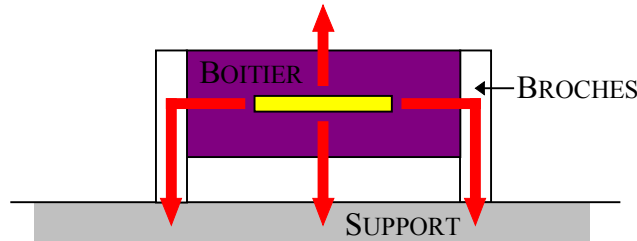
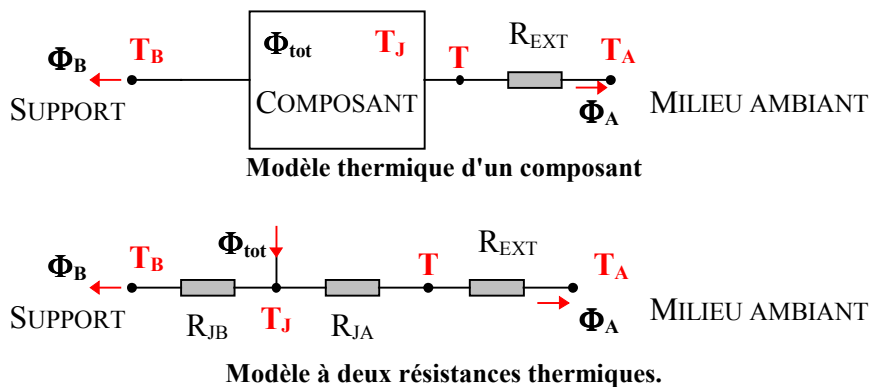


Figure III-3: Dissipation de la chaleur à l'intérieur d'un package.



Φ_{tot} : Puissance dissipée par le circuit intégré.

R_{JA} , R_{JB} : Résistances thermiques relatives au *package*.

$$\Phi_{tot} = \Phi_A + \Phi_B$$

$$\Phi_A = \frac{T_J - T_A}{R_{JA} + R_{EXT}} \quad \Phi_B = \frac{T_B - T_J}{R_{JB}}$$

$$\Phi_B = \left[\frac{T_A - T_B}{R_{JA} + R_{EXT}} + \Phi_{tot} \right] \left(\frac{R_{JA} + R_{EXT}}{R_{JA} + R_{EXT} + R_{JB}} \right)$$

Le flux de chaleur Φ_B , issu du composant, est dissipé à l'intérieur du support. Ce processus est étudié dans la prochaine partie. La température de la jonction *package*-support, c'est à dire T_B , est supposée constante sur toute la surface de contact, ce qui n'est pas justifié, mais cette hypothèse reste cependant fondamental (1).

Remarque: Φ_B est fonction de T_B et R_{EXT} , les autres grandeurs étant connues. L'expression de R_{EXT} est de la forme:

$$R_{EXT} = (H_{CF} + H_{CV} + H_{RA})^{-1} \cdot S^{-1}$$

H_{CF} , H_{CV} et H_{RA} : Coefficients de transfert liés à la convection forcée, libre et au rayonnement, du boîtier (S : Surface de contact entre le boîtier et le milieu extérieur).

IV. SYSTEMES A PLUSIEURS SOURCES THERMIQUES

Lorsque plusieurs sources de chaleur sont disposées sur un même support, la dissipation thermique est plus complexe à étudier. Estimer le comportement thermique résultant est cependant d'une grande utilité. Lorsque un grand nombre de composants actifs est monté sur un même PCB, il est important d'anticiper les éventuelles surchauffes pouvant conduire à des dysfonctionnements, voir même des détériorations matérielles.

IV.A. MODELISATION THERMIQUE DU SUPPORT

Pour connaître le comportement du support lorsqu'on lui applique des sources de chaleur, il est nécessaire d'estimer plusieurs résistances thermiques (Cf. figure IV.1):

- La résistance thermique d'une unité de surface R_{xy} , coplanaire au support.
- La résistance thermique d'une unité de surface R_z , suivant l'axe z (profondeur) du support.
- La résistance thermique d'une unité de surface R_{conv} , suivant l'axe z, liée au phénomène de convection, entre le support et le milieu extérieur.

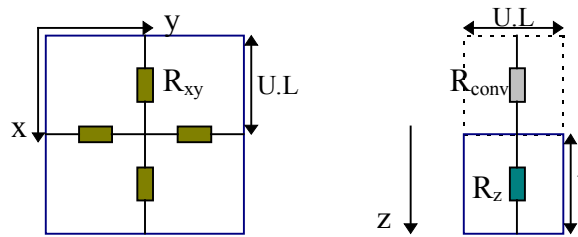


Figure IV-1: Modélisation élémentaire du support.

Rq:

U.L: Unité de Longueur.

U.S: Unité de Surface = $(U.L)^2$.

IV.A.1.RESISTANCE THERMIQUE R_{xy}

Cette grandeur est en fait la résistance équivalente au système constitué des N_C résistances relatives aux couches métalliques et des N_S , relatives à celles du substrat, montées en parallèle. Soient R_{Cxy} et R_{Sxy} , les résistances thermiques par unité de surface, respectivement d'une couche métallique et d'une de substrat. Nous pouvons écrire:

$$R_{Cxy} = \frac{1}{K_C \cdot t_C} \text{ et } R_{Sxy} = \frac{1}{K_S \cdot t_S}$$

avec:

K_C et K_S : Conductivité thermique du conducteur et du substrat, respectivement.

t_C et t_S : Epaisseur du conducteur et du substrat, respectivement.

La résistance R_{xy} s'écrit alors:

$$R_{xy} = \frac{R_{Cxy} \cdot R_{Sxy}}{N_S \cdot R_{Cxy} + N_C \cdot R_{Sxy}}$$

Attention, pour le calcul de résistance d'une surface quelconque, il faut prendre en compte le type de montage à utiliser entre les résistances élémentaires R_{xy} , c'est à dire en série ou en parallèle.

IV.A.2.RESISTANCE THERMIQUE R_z

Le flux de chaleur traversant le support selon l'axe des z, peut emprunter deux chemins distincts, qui sont d'une part, les vias et d'autre part, la structure multicouche. Soient R_v , la résistance thermique par unité de surface, liée aux vias et R_{CSz} la seconde.

R_v s'écrit:

$$R_v = \frac{t}{K_C \cdot D_v \cdot S_v}$$

t: Epaisseur totale du support, vérifiant:

$$t = N_C \cdot t_C + N_S \cdot t_S$$

S_v : Surface occupée par un via.

D_v : Densité de vias (vias thermiques ou PTH).

R_{CSz} s'écrit, de même:

$$R_{CSz} = \frac{N_C \cdot t_C}{K_C \cdot (1 - D_v \cdot S_v)} + \frac{N_S \cdot t_S}{K_S \cdot (1 - D_v \cdot S_v)}$$

La résistance thermique R_z s'exprime alors de la façon suivante:

$$R_z = \frac{R_v \cdot R_{Cz}}{R_v + R_{Cz}}$$

Attention, la résistance thermique R_z , associée à une surface S est:

$$R_z = \frac{R_z}{S}$$

IV.A.3.CONVECTION THERMIQUE R_{CONV}

Le support subit trois phénomènes: les convections libres et naturelles, et le rayonnement thermique. Dans le cas où le milieu extérieur est de l'air, le coefficient de transfert thermique, en régime forcé h_{CF} s'écrit, pour l'unité de surface du support:

$$h_{CF} = 3,786 \cdot \sqrt{\frac{V}{L}}$$

avec:

V : Vitesse de l'air en $m \cdot s^{-1}$.

L : Longueur caractéristique en mètre.

L'influence du rayonnement et de la convection naturelle est représentée par les deux coefficients de transfert h_{CV} et h_{RA} , qui dépendent de la température existant sur la surface de contact entre le support et le milieu extérieur. Nous verrons par la suite comment calculer ses valeurs.

IV.B. DISSIPATION THERMIQUE D'UNE SEULE SOURCE

IV.B.1. DESCRIPTION DU SYSTEME ETUDIE

Soit une source thermique (une puce ou un composant), de dimensions X et Y (de surface d'empreinte S), dissipant une puissance calorifique totale Φ . Celle-ci est assemblée sur le support défini précédemment: Le flux de chaleur se dissipe dans celui-ci, (les dimensions du support sont supposées dans un premier temps infinies).

La modélisation élémentaire du support, permet d'évaluer son aptitude à dissiper l'énergie calorifique que lui apporte cette source. La figure IV.2, donne une représentation schématique de cette dissipation thermique.

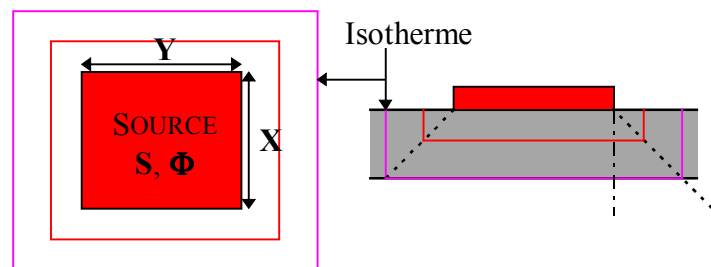


Figure IV-2: Dissipation thermique estimée.

IV.B.2. MODELE UTILISE

Le flux est considéré comme angulaire, de façon à prendre en compte la dissipation de chaleur tout autour de la source et non pas uniquement selon les directions principales (Cf. figure IV.3).

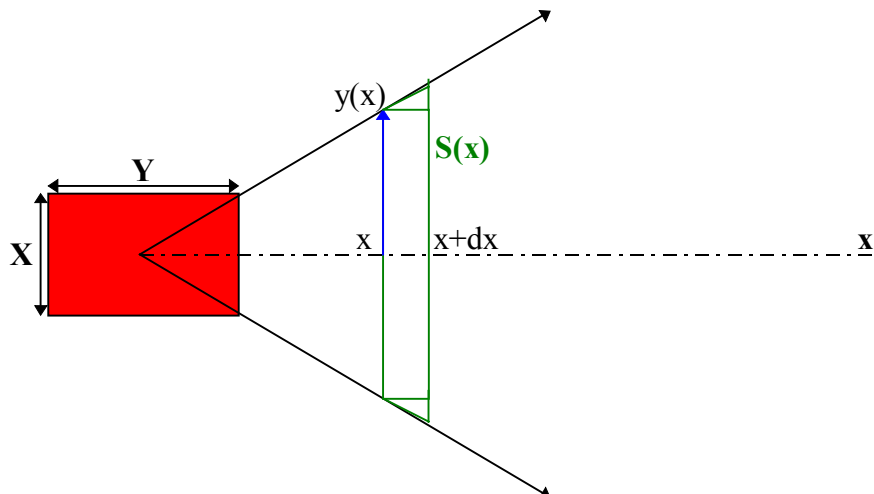


Figure IV-3: Discrétisation d'un quart du support (infini).

L'étude qui suit, ne concerne qu'un seul quart du support (gradué par l'axe (O,x)).

La dissipation thermique à l'intérieur du support est analysée grâce à des modèles thermiques élémentaires (Cf. figures ci-dessous). Une discrétisation de l'axe (O, x) est effectuée, avec un pas d considéré comme unité de longueur, tel que:

$$x = k.d \quad (k \text{ entier})$$

Remarque: Plus le pas de discrétisation est petit, plus cette analyse thermique du support est fiable, au détriment de la vitesse des calculs.

Supposons que la source de chaleur dissipe une puissance calorifique Φ , avec une puissance par unité de surface uniforme et égale à Φ_s . La surface élémentaire S_k est définie comme étant la surface du flux de chaleur comprise entre x et $x + dx$. On note:

$$y_k = k \cdot d \cdot \frac{X}{Y}$$

$$S_k = 2 \cdot y_k \cdot d + d^2 \cdot \frac{X}{Y} = (2k + 1) \frac{X}{Y} \cdot d^2 = (2k + 1) \cdot S_0$$

Les résistances élémentaires (par U.S) sont identiques à celles définies précédemment (R_{xy} , R_z , R_{conv}). Il est alors possible de définir les résistances suivantes:

$$R_{Xk} = R_{xy} \cdot \frac{d^2}{S_k}$$

$$R_{Zk} = \frac{R_z}{2 \cdot S_k}$$

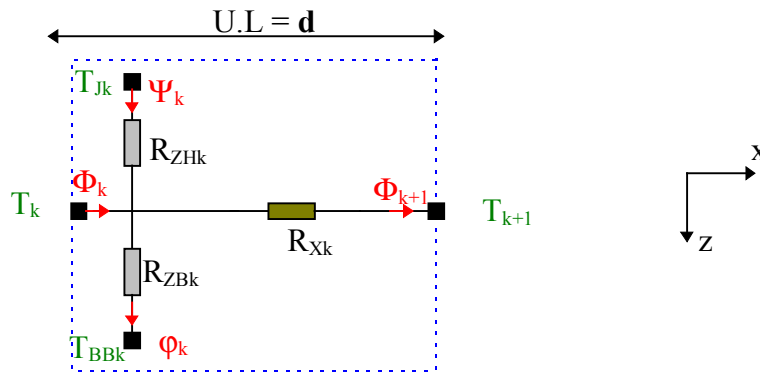
$$R_{EHk} = \frac{1}{(h_{CFk} + h_{CLk} + h_{RAk})_H \cdot S_k} \quad \text{et} \quad R_{EBk} = \frac{1}{(h_{CFk} + h_{CLk} + h_{RAk})_B \cdot S_k}$$

avec:

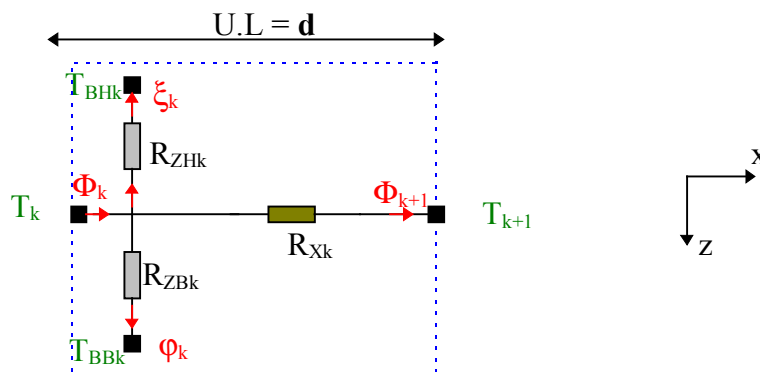
L_k : Longueur caractéristique relative à S_k . $L_k = 2 \cdot y_k$

Lorsque ces grandeurs sont connues, les différents modèles élémentaires utilisés dans l'analyse thermique du support, sont représentés par:

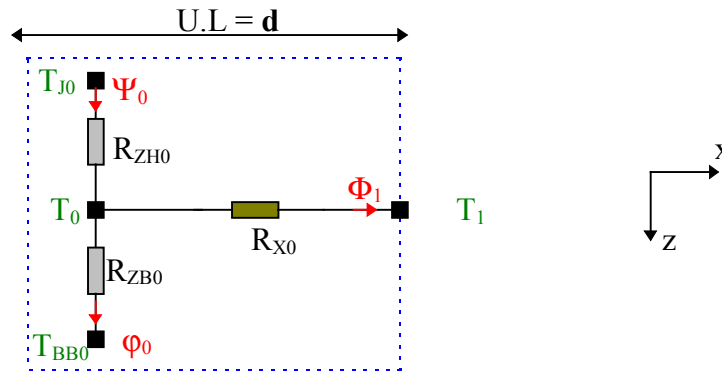
Si $0 < x < Y/2$:



Si $x \geq Y/2$:



Si $x = 0$ ($k = 0$):



Grâce à ces modèles élémentaires, une relation de récurrence peut être écrite:

Pour $k = 0$:

$$\begin{aligned} \Psi_0 &= \Phi_s \cdot S_0 \\ \Phi_1 = \Psi_0 \quad \text{et} \quad \Phi_0 &= \varphi_0 = 0 \\ T_0 &= T_{J0} - R_{ZH0} \cdot \Psi_0 \\ T_1 &= T_0 - R_{X0} \cdot \Phi_1 \\ T_{BB0} &= T_0 \end{aligned}$$

Pour $0 < k < k_0$, tel que $k_0 = \frac{Y}{2d}$:

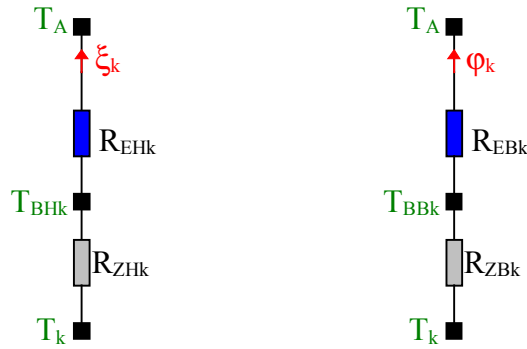
$$\begin{aligned} \Psi_k &= \Phi_s \cdot S_k \\ \Phi_{k+1} &= \Phi_k + \Psi_k - \varphi_k \\ T_{k+1} &= T_k - R_{Xk} \cdot \Phi_{k+1} \\ T_{BBk} &= T_k - R_{ZBk} \cdot \varphi_k \\ T_{Jk} &= T_k + R_{ZHk} \cdot \Psi_k \end{aligned}$$

Pour $k \geq k_0$, tel que $k_0 = \frac{Y}{2d}$:

$$\begin{aligned} \Phi_{k+1} &= \Phi_k - \xi_k - \varphi_k \\ T_{k+1} &= T_k - R_{Xk} \cdot \Phi_{k+1} \\ T_{BBk} &= T_k - R_{ZBk} \cdot \varphi_k \\ T_{BHK} &= T_k - R_{ZHk} \cdot \xi_k \end{aligned}$$

Remarque: Les grandeurs T_{BBk} et T_{BHK} , sont supposées connues. En fait, il est possible de connaître ces deux températures en tenant compte du milieu extérieur (Température ambiante, convections thermiques forcée et naturelle, rayonnement...).

Par exemple:



Et dans ce cas:

$$T_{BHk} = T_k + \frac{R_{ZHk}}{R_{ZHk} + R_{EHk}} \cdot (T_A - T_k)$$

$$T_{BBk} = T_k + \frac{R_{ZBk}}{R_{ZBk} + R_{EBk}} \cdot (T_A - T_k)$$

avec:

$$R_{EHk} = \left(3,786 \cdot \sqrt{\frac{V}{L_k}} + 0,944 \left| \frac{T_{BHk-1} - T_A}{L_k} \right| + \epsilon_H \cdot \sigma \cdot \left| \frac{(T_{BHk-1})^4 - (T_A)^4}{T_{BHk-1} - T_A} \right| \right)^{-1} \cdot S_k^{-1}$$

Les températures étant en Kelvin et l'expression de R_{EBk} étant de la même forme.

ϵ_H : Emissivité de la face supérieure du support.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann.

Remarque: Pour R_{EHk} , k vérifie $k \geq k_0$ tandis que pour R_{EBk} , k vérifie $k \geq 1$

A partir d'un flux de chaleur Φ et d'une température de départ T_{J0} , ce modèle permet de calculer la température en tout point du support (T_k). Cependant ces deux grandeurs initiales sont liées. Comme Φ est supposé connu, il existe une unique température T_{J0} assurant une dissipation réaliste du flux thermique à l'intérieur du support, et c'est cette température que nous cherchons principalement à estimer.

La température T_{J0} est considérée comme correcte, lorsque l'analyse thermique du support (c'est à dire le calcul des températures T_k) est compatible avec certaines conditions aux limites. Dans le cas d'un support de dimensions infinies, nous avons:

$$\Phi_k \rightarrow 0 \quad \text{si } k \rightarrow \infty$$

$$T_k \rightarrow T_\infty \quad \text{si } k \rightarrow \infty$$

avec:

T_∞ : Température limite du support (Température ambiante).

Une fois l'analyse thermique selon la direction (O, x) réalisée, celle selon la direction (O, y) se déduit simplement en effectuant la conversion suivante:

$$d \rightarrow \frac{X}{Y} \cdot d \quad \text{alors } T(x) \rightarrow T(y)$$

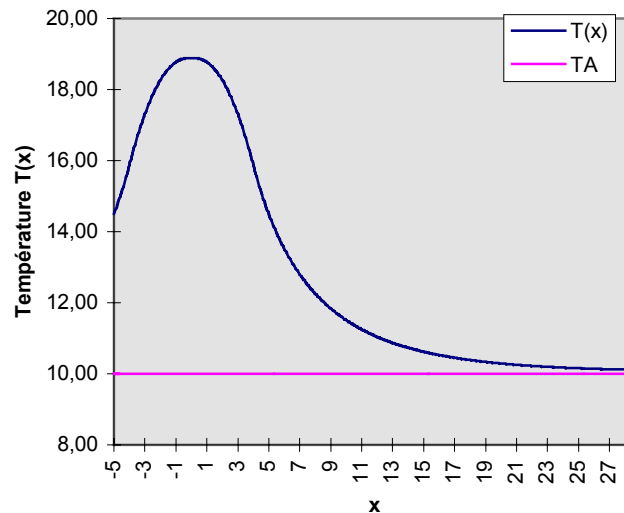


Figure IV-4: Exemple d'analyse thermique.

Lorsqu'une analyse thermique a été réalisée dans une direction précise (ici $x > 0$), on en déduit facilement (par symétrie) le comportement thermique sur tout le support. En effet un support infini est symétrique et les conditions aux limites sont les mêmes dans toutes les directions (T_k tend vers T_A et Φ_k s'annule lorsque k croît infiniment).

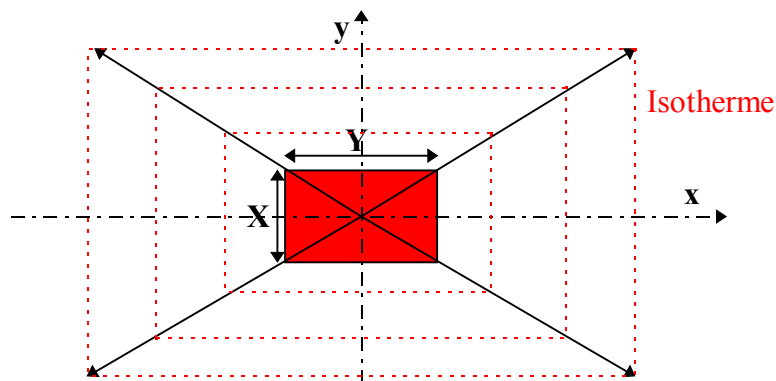


Figure IV-5: Distribution thermique estimée autour de la source.

Les isothermes issues de ces analyses, se rejoignent en angle droit, ce qui est physiquement inconcevable (cette erreur provient des hypothèses effectuées initialement). Il convient donc d'arrondir ces angles droits afin d'obtenir une représentation un peu plus rentable des isothermes (Etapas de lissage des résultats).

IV.C. DEUX SOURCES THERMIQUES SUR UN MEME SUPPORT: DISTANCE CRITIQUE DE RAPPROCHEMENT

L'étude se porte désormais sur deux sources de chaleur posées sur un même support. Ce dernier est identique à celui utilisé dans la partie précédente. Sa modélisation est à envisager de la même façon. Les deux sources dissipent des puissances calorifiques notées Φ_1 et Φ_2 et possèdent des dimensions (X_1, Y_1) et (X_2, Y_2) . Le comportement thermique de chaque source est étudié séparément, de façon à obtenir une estimation de la température de source T_{S1} (respectivement T_{S2}) et de la température sur le support $T_1(x)$ (resp. $T_2(x)$).

En utilisant le principe de superposition (support de dimensions infinies), il est possible d'évaluer la distribution thermique sur le support, engendrée par la présence des deux sources. Le principe est représenté par les figures suivantes (sources en $x_1 = 0$ et $x_2 = 15$):

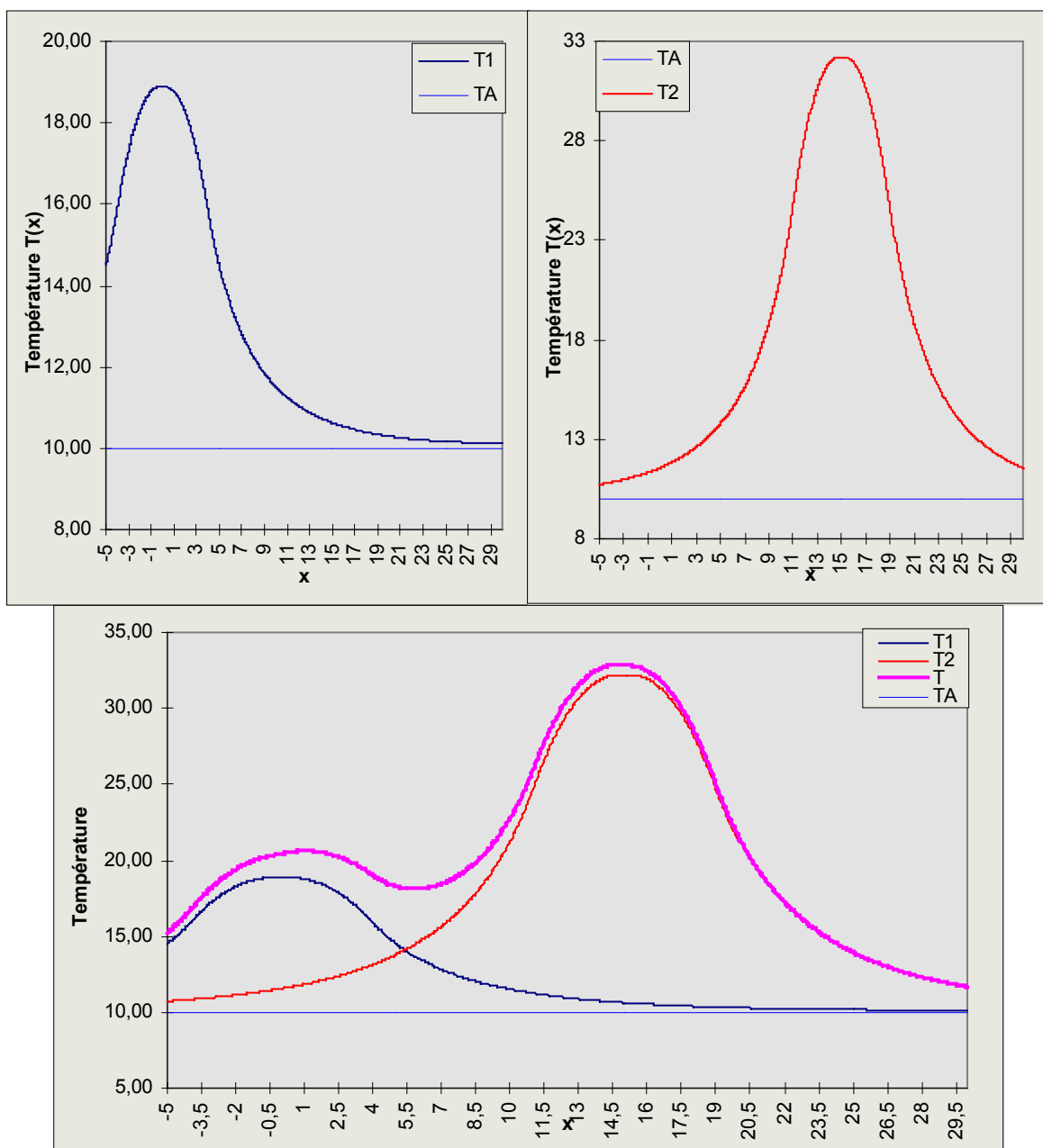


Figure IV-6: Exemple d'analyse thermique de deux sources sur un même support.

Plus la distance séparant les deux sources ($\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1$) diminue, plus les températures de sources T_{S1} et T_{S2} s'élèvent. Si T_C est la température critique, c'est à dire la température pour laquelle le fonctionnement des deux sources n'est plus possible, alors la grandeur $\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1$ associée peut être définie comme la distance critique de rapprochement d_C de ces deux sources thermiques, sur le support en question:

$$T_{Si}(d_C) = T_C$$

avec $i = 1$ ou 2 .

Remarques:

Pour connaître le comportement thermique de plusieurs sources sur un support quelconque, il est nécessaire, dans un premier temps, d'étudier chaque source indépendamment.

La superposition des résultats de chaque source thermique n'est possible que si la configuration extérieure (c'est à dire le support, le milieu ambiant, etc.) est identique pour les deux sources.

IV.D. CAS PARTICULIERS

IV.D.1. SUPPORT « POSSEDANT UNE FRONTIERE »

Lorsque les dimensions d'une sources sont négligeables devant celles du support, il est possible de considérer celui-ci comme illimité. Cependant, il n'est pas rare de se trouver dans des configurations telles, que cette hypothèse ne soit plus vérifiée. Reprenons notre étude relative à une source thermique, suivant la direction (O, x) , mais avec un support imposant la condition $0 < x < x_F$.

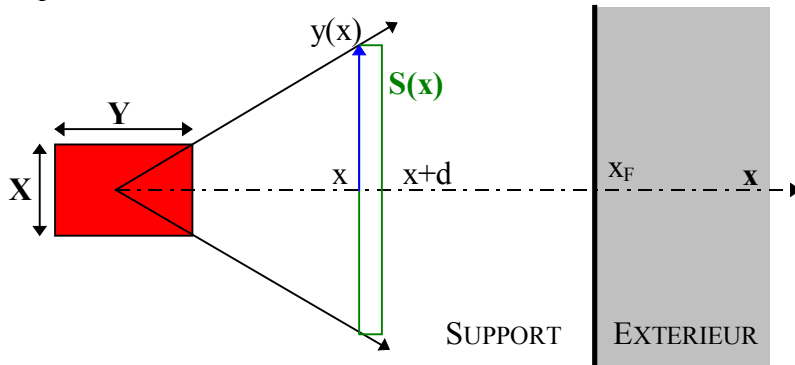
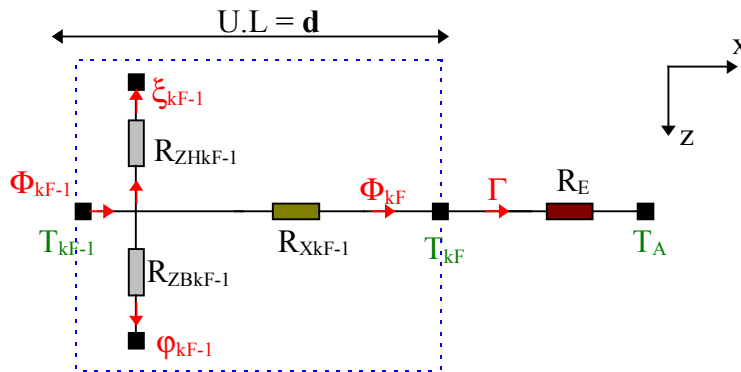


Figure IV-7: Discretisation du support limité du côté des $x > 0$.

Dans cette situation, le modèle thermique et la suite récurrente (T_k) sont identiques à ceux utilisés pour un support illimité. Par contre, l'évaluation de la température initiale T_{J0} doit respecter de nouvelles conditions aux limites. Soit R_E , la résistance thermique imposée par cette frontière avec le milieu extérieur:

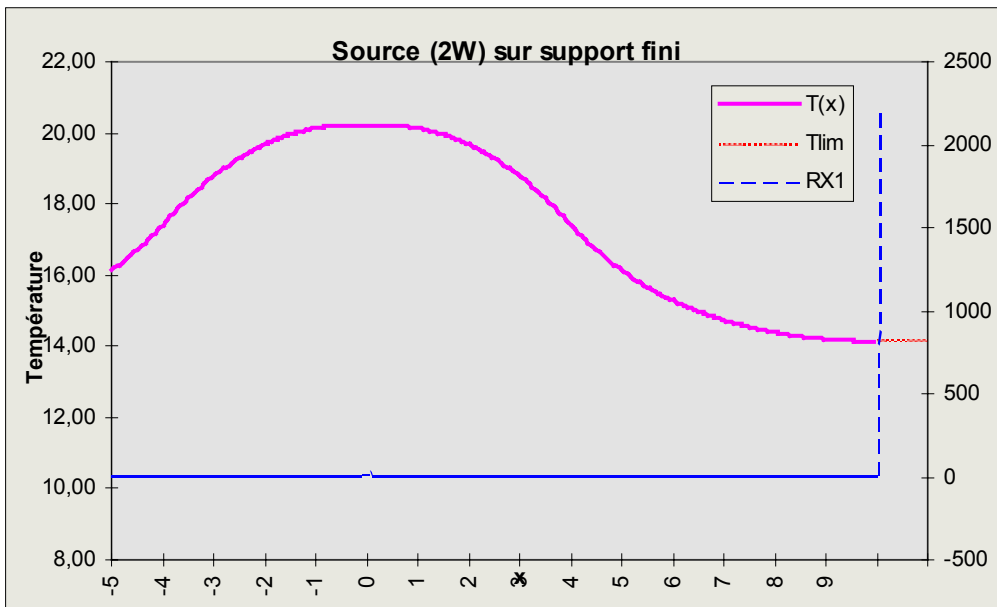
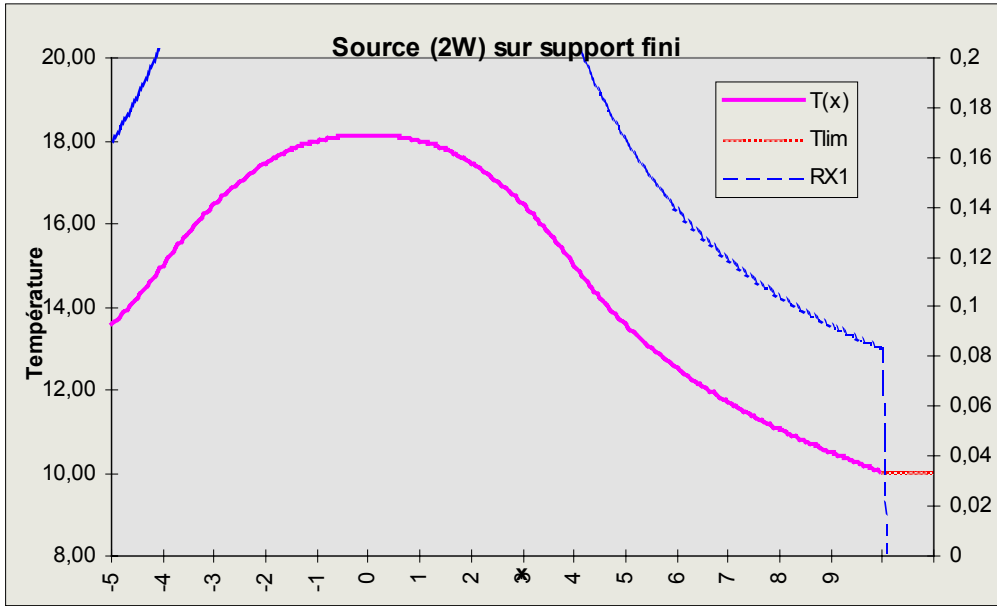


Les conditions imposées pour $x = x_F = k_F \cdot d$, sont:

$$\Phi_{k_F} = \Gamma$$

$$T_{k_F} = T_A + R_E \cdot \Gamma$$

La température T_{J0} peut être évaluée par dichotomie, de la même façon que pour un support de dimensions infinies, mais cette fois en vérifiant ces conditions aux limites.



IV.D.2.SUPPORT POSSEDANT DEUX FRONTIERES PARALLELES

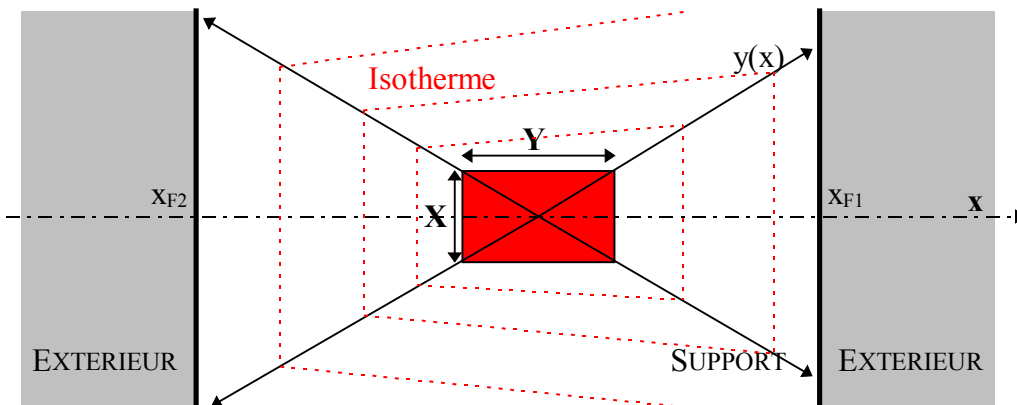


Figure IV-8: Distribution thermique sur un support borné sur un axe.

Comme le montre le schéma qui précède, l'étude thermique se porte désormais sur un support limité en x_{F1} et x_{F2} , d'un axe (O, x) , et illimité selon (O, y) (les dimensions de la source sont négligeables devant y_{F1} et y_{F2}).

Il n'est alors plus concevable de faire l'hypothèse d'une répartition uniforme du flux de chaleur au niveau de la source. En effet, la puissance calorifique dissipée par celle-ci se concentre principalement du côté où le chemin thermique est le moins résistif.

Si la méthode précédente est utilisée deux fois, c'est à dire du côté des x positifs, avec la limite x_{F1} et du côté des x négatifs avec x_{F2} , nous allons trouver deux températures de source différentes, ce qui n'est pas normal. C'est pourquoi, il est nécessaire de moduler la puissance dissipée de chaque côté de la source, de la façon suivante:

$$\Phi_{S1} = 2\alpha \cdot \Phi_S$$

$$\Phi_{S2} = 2(1 - \alpha) \cdot \Phi_S$$

avec:

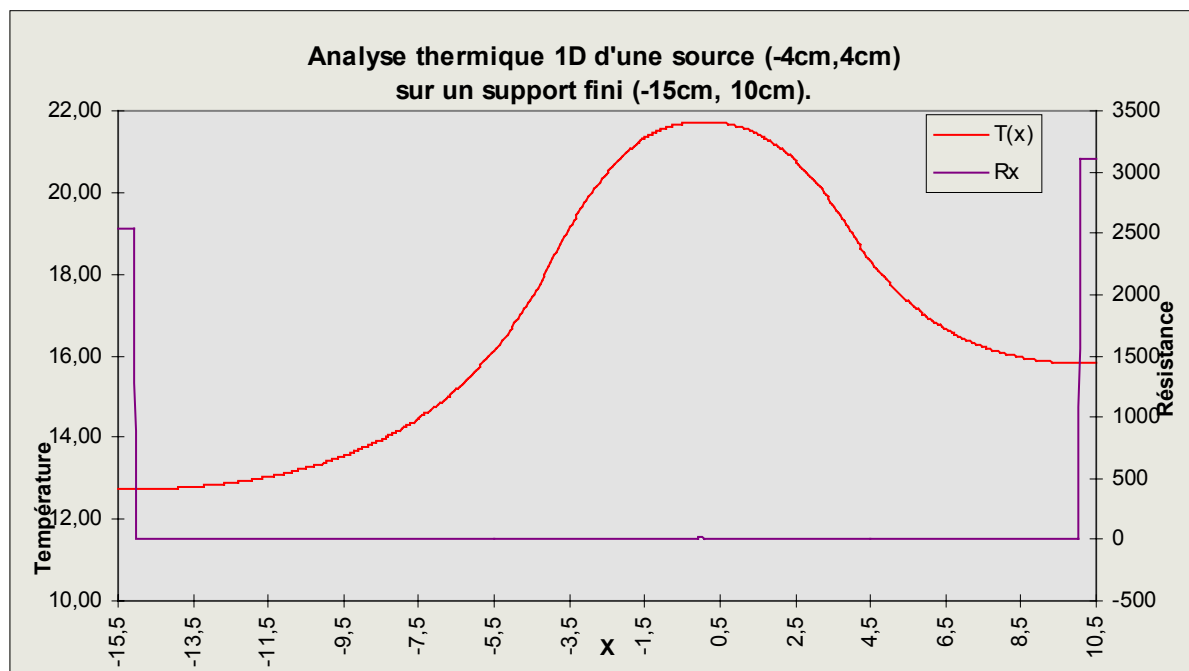
Φ_S : Puissance dissipée par unité de surface (de la source): $\Phi_S = \frac{\Phi}{X \cdot Y}$

Φ_{S1} et Φ_{S2} : Puissance dissipée par unité de surface respectivement vers les x positifs et vers les x négatifs.

α : Coefficient caractérisant la répartition de la puissance calorifique issue de la source sur l'axe des x (si $\alpha = 1/2$, la répartition du flux incident est uniforme et égale à Φ_S).

L'algorithme d'analyse thermique du support, développé précédemment, peut alors être appliqué dans les deux sens ($x > 0$ et $x < 0$), à condition de fixer les températures initiales à une même valeur T_{J0} .

Enfin, la dernière étape consiste à modifier les deux paramètres initiaux T_{J0} , et α , afin d'obtenir une distribution thermique respectant les conditions aux limites (en x_{F1} et x_{F2}). L'encadrement de ces deux grandeurs est réalisé de façon simple.



IV.D.3.SUPPORT REEL

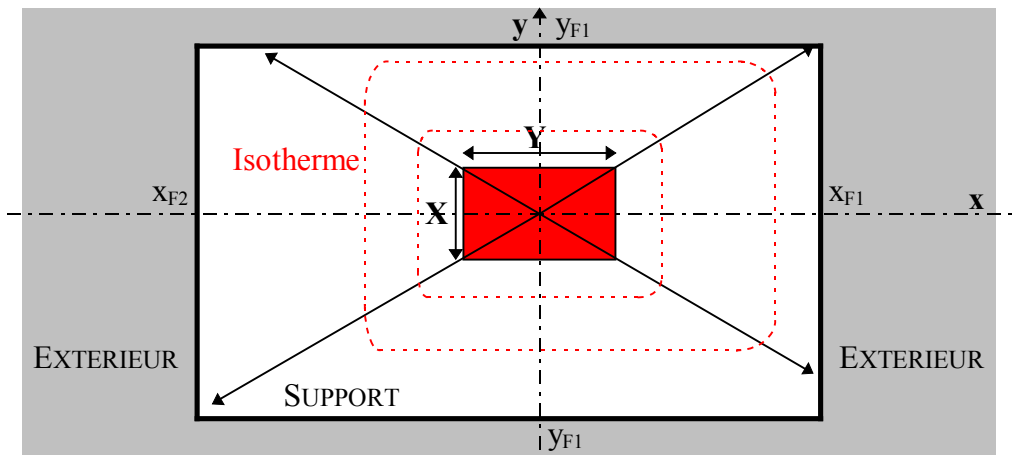


Figure IV-9: Distribution thermique sur un support fini (réel).

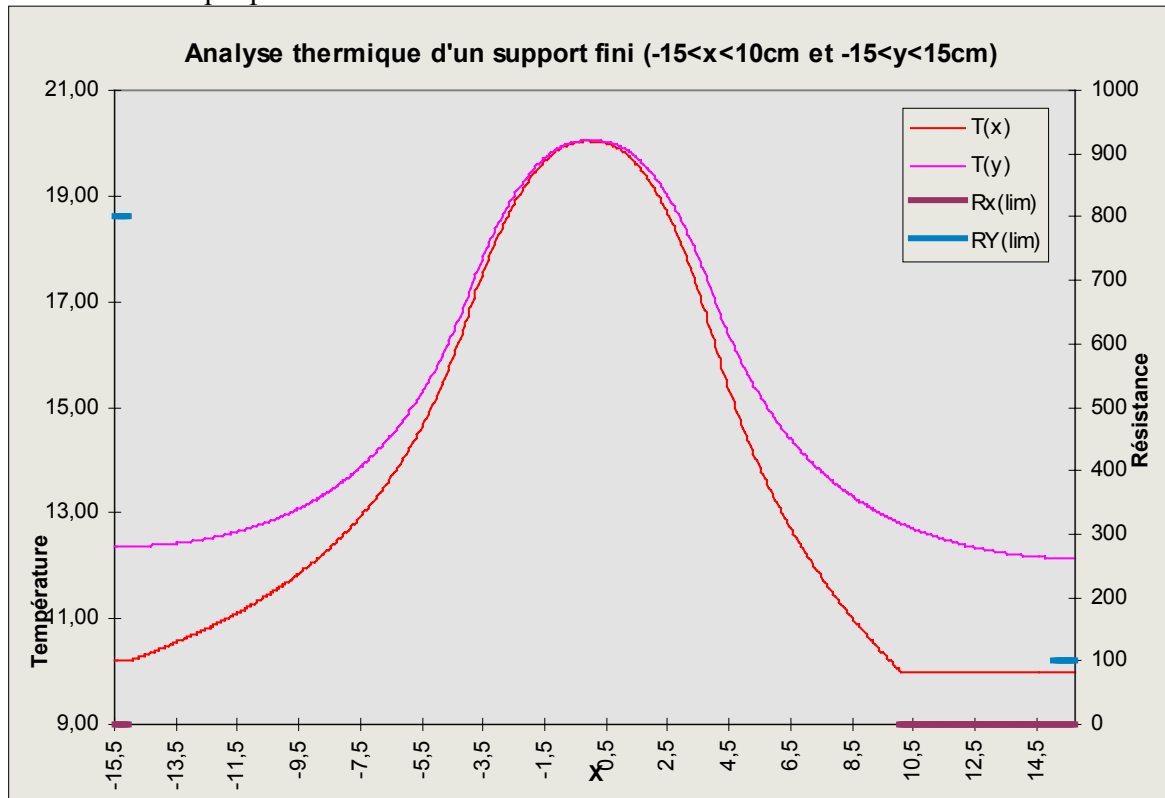
De la même manière que dans la configuration précédente, la puissance calorifique issue de la source ne se dissipe pas de façon uniforme. Soient $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ et α_4 les proportions de puissance se dissipant dans les quatre directions ($x > 0, x < 0, y > 0, y < 0$):

$$\Phi = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4) \cdot \Phi_s \cdot \frac{X \cdot Y}{4} = \Phi_s \cdot X \cdot Y$$

Si Φ_i est la puissance dissipée dans la direction i , alors:

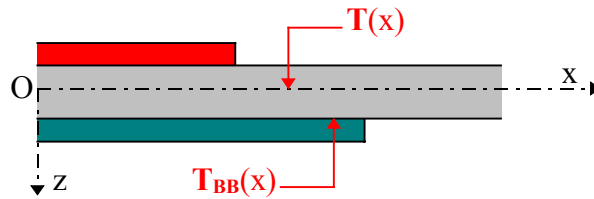
$$\Phi_i = \frac{\alpha_i \cdot \Phi_s \cdot XY}{4}$$

L'algorithme d'analyse thermique du support (T_k), dans une direction quelconque i , s'effectue grâce aux grandeurs initiales Φ_i (ou plus simplement α_i), et la température T_{J0} , qui doit rester identique pour tout i .



IV.D.4.CONTRAINTES SUR LES PAROIS DU SUPPORT

Le support est de nouveau considéré de dimensions infinies. De plus, un dissipateur est fixé sur la face inférieure du support, comme le représente de façon schématique la figure qui suit:



Soient S_{DC} , la surface de contact entre le dissipateur et le support, et S_{DE} , celle relative aux échanges thermiques avec le milieu extérieur. Le coefficient β est défini de la façon suivante:

$$S_{DE} = \beta \cdot S_{DC} \quad \beta \geq 1$$

Si R_d est la résistance thermique du dissipateur pour une unité de surface de contact, le montage de celui-ci est alors rentable uniquement lorsque β vérifie:

$$\beta \geq \frac{1}{1 - \frac{R_D}{R_C}}$$

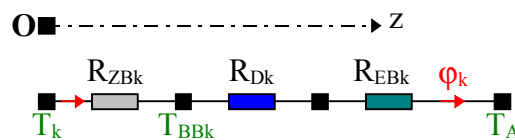
avec:

R_C : Résistance entre le dissipateur (S_{DC}) et le milieu ambiant.

R_D : Résistance thermique totale du dissipateur.

$$R_D = \frac{R_d}{S_{DC}}$$

La modélisation élémentaire du dissipateur vient s'ajouter à celui du support, et nous avons dans la région où est présent le dissipateur:



Le support est modélisé de la même façon que précédemment, en ajoutant cependant une contrainte sur la température T_{BBk} . Les résistances R_{ZBk} et R_{EBk} sont alors modifiées:

$$R_{Dk} = \frac{R_d}{S_k} \quad \text{et} \quad \epsilon_B \leftarrow \epsilon_D$$

$$R_{ZBk} \leftarrow R_{ZBk} + R_{Dk} \quad \text{et} \quad R_{EBk} \leftarrow R_{EBk} \cdot \beta^{-1}$$

avec:

ϵ_D : Permittivité du dissipateur.

Il est possible de trouver des dissipateurs d'épaisseur constante, sous le support, c'est à dire $S_{DC} = S_{DE}$. Dans ce cas, il est nécessaire de redéfinir les résistances thermiques élémentaires du support (R_{Xk} et R_{Zk}), en incluant celles du dissipateur (R_{DXk} et R_{DZk}). L'algorithme d'estimation de la température demeure, quant à lui, inchangé:

$$R_{Xk} \rightarrow \frac{R_{Xk} \cdot R_{DXk}}{R_{Xk} + R_{DXk}}$$

$$R_{Zk} \rightarrow R_{Zk} + R_{DZk}$$

$$R_{DXk} = \frac{d^2}{K_D \cdot t_D \cdot S_k} \quad \text{et} \quad R_{DZk} = \frac{t_D}{K_D \cdot S_k}$$

avec:

K_D : Conductivité thermique du dissipateur.

t_D : Epaisseur du dissipateur (constante).

Remarque: Ces modifications n'interviennent que dans la zone où existe le dissipateur.

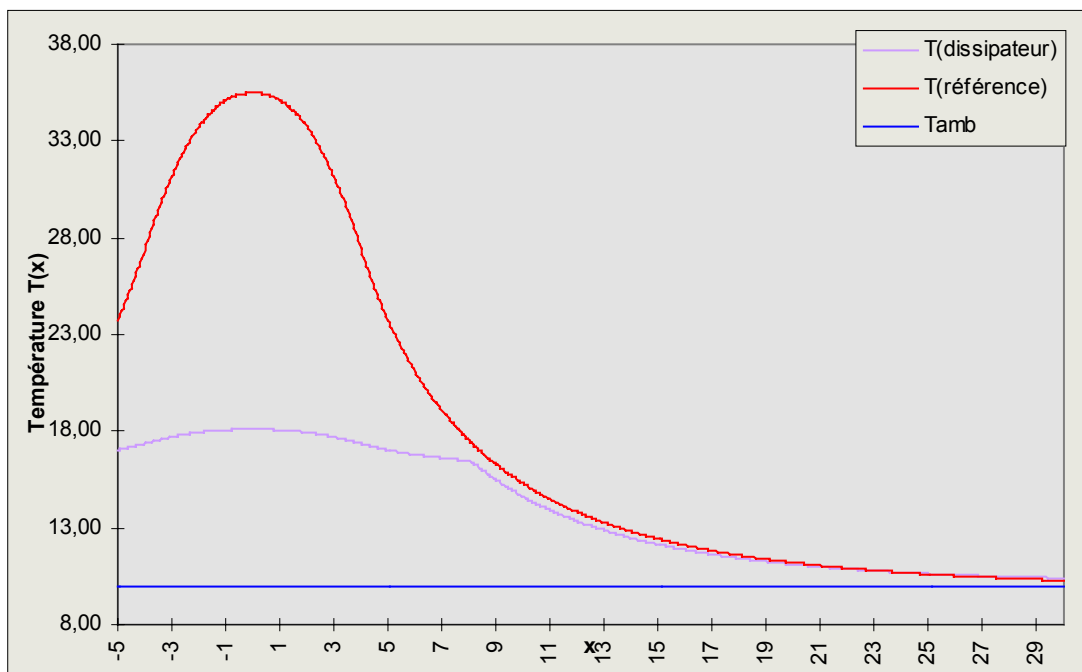


Figure IV-10: Source de chaleur sur un support infini, avec ou sans dissipateur (-8 cm; +8 cm).

Remarques:

- Tout ce qui précède est également applicable sur des supports de dimensions finies.
- Un lissage de $T(x)$ peut être effectué afin d'atténuer les discontinuités tangentielles.

IV.E. EFFICACITE THERMIQUE DU SYSTEME

Il est possible de définir une efficacité thermique χ_T pour un système de N sources dissipant une puissance calorifique totale de Φ_{TOTALE} et assemblées sur un support de surface S :

$$\chi_T = \frac{\Phi_{TOTALE}}{S}$$

V. CONCLUSION

L'étude thermique d'un système électronique consiste donc à analyser la capacité de celui-ci à évacuer les calories issues des différentes sources de chaleur que sont les composants. Pour atteindre cet objectif, tous les éléments du système sont modélisés en groupes de résistances thermiques.



Dans le cas, où le système électronique étudié est constitué d'un ensemble de composants (circuit intégré + boîtier) disposés sur un support commun (Cf. figure ci-dessus), l'analyse thermique se divise en plusieurs étapes:

- Tout d'abord, chaque source est modélisée avec son package. Ce modèle permet alors de relier la température de source avec la température ambiante et la température de contact entre le *package* et le support. Les flux dissipés vers l'extérieur du boîtier sont également estimés.
- Un certain type de maillage est ensuite réalisé sur le support. Cette discrétisation fait intervenir des modèles élémentaires de résistances thermiques. Chaque composant, constitué d'une source et de son *package*, est alors étudié, à part, sur ce support. Le respect des conditions aux limites permet d'estimer la température de contact *package*-support et par conséquent, la température de source.
- Enfin, les différents résultats issus de la seconde étape sont réunis pour analyser les perturbations mutuelles causées par les sources. Les températures de source sont comparées au domaine de températures de bon fonctionnement des composants. Des distances critiques de rapprochement peuvent être également estimer.

VI. BIBLIOGRAPHIE

① *Microelectronics Packaging.*

R.TUMMALA, J RYMASZEWSKI

② *Le composant électronique monté en surface.*

Technologie et mise en oeuvre.

S.SCHMITT (MASSON)

③ *Advances in thermal modeling of electronic components and systèmes.*

Tome 1 et 2.

④ *Transfert de chaleur.*

Tome 1: les principes.

J. CABROL (MASSON).

⑤ *La microélectronique hybride.*

La couche épaisse.

S.SCHMITT (HERMES)

⑥ *Analysis of a thermally Enhanced Ball Grid Array Package.*

Bruce GUENIN, Robert MARRS et Ronald MOLNAR.

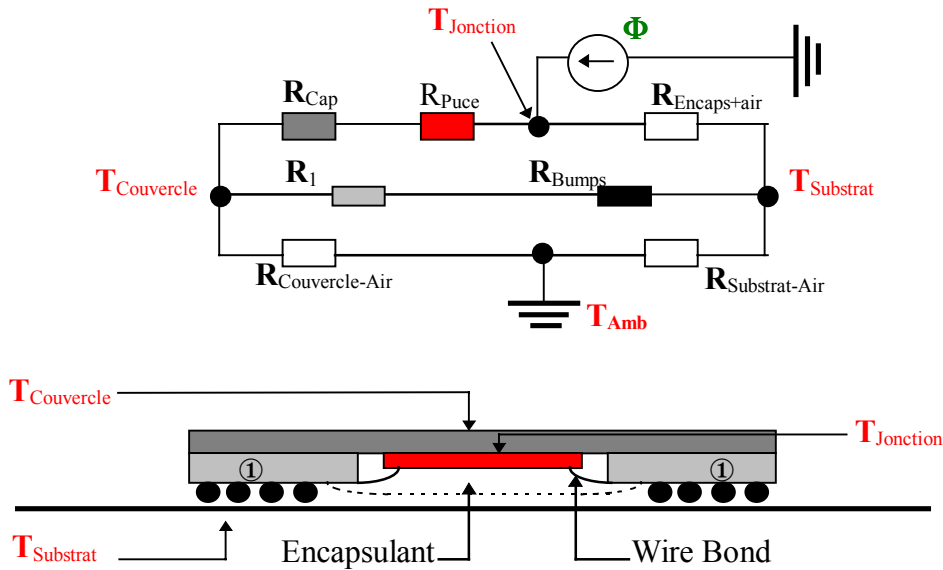
IEEE transactions in components, packaging, and manufacturing technology (Part A, Vol 18, n°4).

ANNEXE A: QUELQUES DONNEES NUMERIQUES

MATERIAU	Densité ρ g.cm^{-3}	Chal. Spécifique $\text{J.g}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	Conductivité $\text{W.cm}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	Diffusion α $\text{cm}^2.\text{s}^{-1}$	T° de fusion °C
Argent			4.16		
Or	19	0.13	2.95	1.21	1063
Palladium			0.79		
Platine			0.6		
Cuivre	8.85	0.38	3.8	1.19	1083
Aluminium	2.6	0.90	2.16	0.94	660
Chrome			0.69		
Acier			0.50		
Nickel	8.9	0.44	0.90	0.16	1450
Ni/Chrome	8.25	0.45	0.13	0.035	1350
Cadmium			0.9		
Molybdène	10.2	0.25	1.45	0.51	2610
Etain			0.64		
SnPb(60-40)	8.8	0.16	0.36	0.26	361
Soudure eutec.			2.95		
BeO	2.9	1	2.6	0.86	2450
Alumine 96%	3.7	0.9	0.35	0.095	2035
Alumine 99%			0.37		
Stéatite	2.7	0.84	0.06	0.026	1820
Silicium	2.33	0.65	1.45	0.96	1420
Tantale	16.6	0.14	0.55	0.24	3000
Encre résistive	2.7	0.93	0.01	0.004	
Kovar	8.2	0.46	0.2	0.034	1450
Résine époxy	2.2	0.84	0.035	0.002	
Verre fritté			0.01		
Eau	1.0	4.18	0.0062	0.00145	
Air	0.0012	1.0	0.00026	0.22	0

ANNEXE B: MODELISATION THERMIQUE D'UN BOITIER A BILLES

L'étude qui suit, propose une modélisation thermique d'un boîtier de type BGA (Balls Grid Array) (Cf. figure B.1).



B.1 Modélisation thermique d'un boîtier BGA.

Le modèle présenté ci-dessus, prend en compte uniquement les principaux chemins empruntés par les flux de chaleur. En effet, certains chemins ont été omis volontairement car ils influencent de façon négligeable (< 2%), la valeur de la résistance thermique entre la jonction et l'air ambiant R_{JA} :

Par exemple, la résistance créée par l'ensemble des *bond wires* R_W , est trop importante par rapport à celle existant entre la puce et le couvercle: Le flux de chaleur passe principalement par le couvercle et non pas les *bond wires*.

CALCUL DE R_{PUCE}

La résistance thermique R_{puce} englobe l'influence de la puce, et également celle de l'adhésif utilisé pour relier cette dernière au capot. L'expression de cette résistance est de la forme:

$$R_{puce} = \sum_i \frac{t_i}{K_i \cdot A_i}$$

avec:

t_i : Epaisseur.

K_i : Conductivité thermique.

A_i : Surface des échanges thermiques.

i : Indice se rapportant à la puce et à la couche adhésive.

SPREADING RESISTANCE DU CAPOT R_{CAP}

Le capot dissipe à la fois vers l'extérieur, c'est à dire l'air ambiant, et également vers le substrat laminé ①. La *spreading resistance* peut s'exprimer de la façon suivante:

$$R_{cap} = \frac{1}{2\pi \cdot k \cdot t} \text{Ln} \left(\frac{W_{out}}{W_{in}} \right)$$

avec:

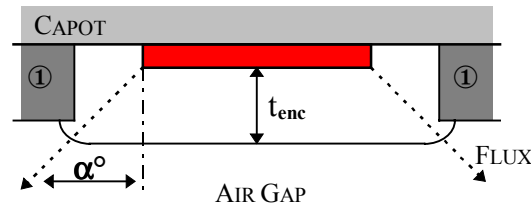
k: Conductivité thermique du capot.

t: Epaisseur du capot.

W_{in}: Longueur caractéristique de la puce, c'est à dire $(A_{puce})^{1/2}$.

W_{out}: Largeur moyenne du réseau de boules.

RESISTANCE THERMIQUE PRESENTE ENTRE LA PUCE ET LE GAP SOUS LE COMPOSANT



B.2 Dissipation thermique à travers l'encapsulant.

Le flux de chaleur provenant de la puce se propage dans un cône (paramétré par α), à l'intérieur de l'encapsulant. La résistance thermique R_{enc} rencontrée par ce flux, de la puce jusqu'au gap (*air gap*), s'écrit:

$$\text{➤ Si } x = y \text{ alors } R_{enc(i)} = \frac{t_{enc}}{K_{enc} \cdot x \cdot (x + 2t_i \cdot \tan\alpha)}$$

$$\text{➤ Si } x \neq y \text{ alors } R_{enc(i)} = \frac{1}{2K_{enc} \cdot (y - x)} \cdot \ln \left[\frac{y}{x} \cdot \left(\frac{x + 2t_{enc} \cdot \tan\alpha}{y + 2t_{enc} \cdot \tan\alpha} \right) \right]$$

avec:

x, y: Dimensions de la puce.

K_{enc}: Conductivité thermique de l'encapsulant.

RESISTANCE THERMIQUE LIEE AUX BOULES DE SOUDURE

Afin de modéliser les soudures, celles-ci sont supposées de forme cylindrique. La résistance thermique d'une soudure R_{bump} s'exprime alors:

$$R_{bump} = \frac{h}{K_{bump} \cdot \pi \cdot R_b^2}$$

avec:

h: Hauteur de la boule de soudure.

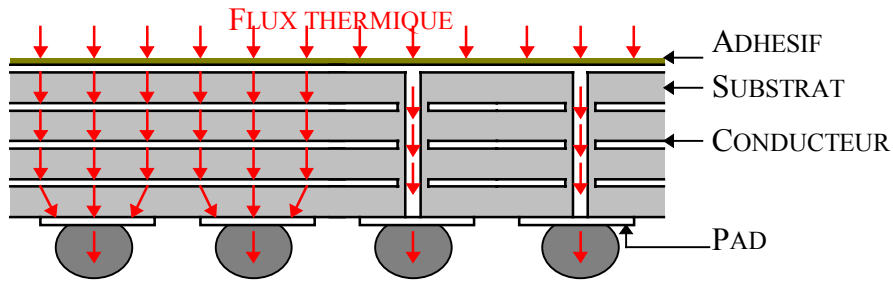
K_{bump}: Conductivité thermique de la soudure.

R_b: Rayon de la surface de contact entre la boule de soudure et le pad.

Pour obtenir la résistance thermique totale créée par l'ensemble des boules de soudures, il suffit de diviser la valeur de R_{bump} , par le nombre de soudures.

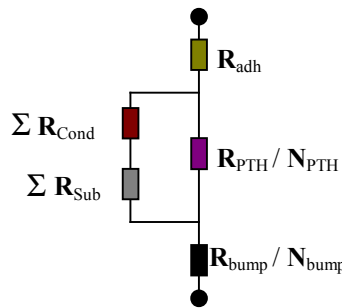
RESISTANCE THERMIQUE LIEE AU SUBSTRAT LAMINE

Le substrat ① est constitué d'un empilement de couches conductrices et diélectriques, au milieu desquelles il est possible de trouver des vias (PTH, *buried* ou *blind*). La dissipation thermique s'effectue par l'intermédiaire de ces différentes structures. La figure B.3 représente schématiquement ceci:



B.3 Représentation schématique d'un support multicouche.

Ce support est modélisable de la façon suivante:



Tout d'abord, la résistance thermique liée à la présence d'un adhésif entre le capot et la structure laminée proprement dite, s'écrit:

$$R_{adh} = \frac{t_{adh}}{K_{adh} \cdot A}$$

avec:

A: Surface occupée par l'adhésif.

K_{adh}: Conductivité thermique de l'adhésif.

t_{adh}: Epaisseur de la couche adhésive.

Deux chemins thermiques sont ensuite considérés. Soit le flux de chaleur se transmet le long des vias (PTH), soit il passe d'une couche conductrice à une autre par l'intermédiaire d'une couche diélectrique. La résistance thermique **R₁** relative à ces deux précédents chemins s'écrit donc:

$$R_1 = (N_{cond} \cdot R_{cond} + N_{sub} \cdot R_{sub}) / (R_{PTH} / N_{PTH})$$

Il existe cependant des *blind* ou *buried* vias, qui ne traversent pas totalement le support. Dans ce cas, le flux thermique peut emprunter un chemin hybride, c'est à dire un ou plusieurs vias et un certain nombre de couches disposées en série.

La résistance thermique d'un via **R_{via}**, dans l'hypothèse d'un modèle unidimensionnel, est égale à:

$$R_{via} = \frac{l_{via}}{K_{via} \cdot \pi \cdot (\rho_{via,out}^2 - \rho_{via,in}^2)}$$

avec:

l_{via}: Longueur du via.

K_{via}: Conductivité thermique du via.

ρ_{via,out} et **ρ_{via,in}**: Rayon externe et interne du via.

En ce qui concerne les couches conductrices (Cu), le flux de chaleur converge vers les vias, par l'intermédiaire de celles ci (Cf. figure B.4). La *spreading résistance* d'une telle couche de cuivre, peut s'estimer de la façon suivante:

$$R_{Cu} = \frac{1}{2N_{via} \pi \cdot K_{Cu} \cdot t_{Cu}} \text{Ln} \left(\frac{\rho_{sep}}{\rho_{via,out}} \right)$$

avec:

N_{via} : Nombre de vias connectés à une même couche conductrice.

K_{Cu} : Conductivité thermique du Cuivre.

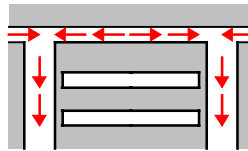
t_{Cu} : Epaisseur d'une couche métallique.

ρ_{sep} : Demi distance moyenne séparant les vias connectés à une même couche.

$$\rho_{sep} = \frac{P_{bump}}{4 \cdot B_F}$$

P_{bump} : Pas séparant deux boules de soudure.

B_F : *Ball Fraction*: Proportion de soudures connectées à une même couche par l'intermédiaire de vias.



B.4 Chemins empruntés par le flux de chaleur, à travers les vias.

Le flux thermique à l'intérieur de la dernière couche, c'est à dire celle en contact avec les pads, est supposé conique: La chaleur se dissipe en empruntant les pads et les boules de soudures. La résistance thermique R_C de cette couche peut être estimée par:

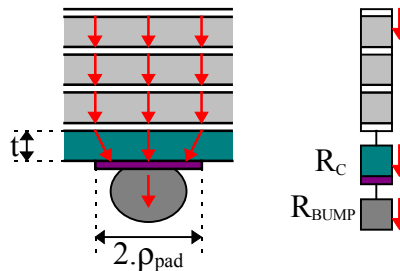
$$R_C = \frac{1}{\pi \cdot K} \left(\frac{1}{\rho_{pad}} - \frac{1}{\rho_{pad} + t_C} \right)$$

avec:

ρ_{pad} : Rayon du pad.

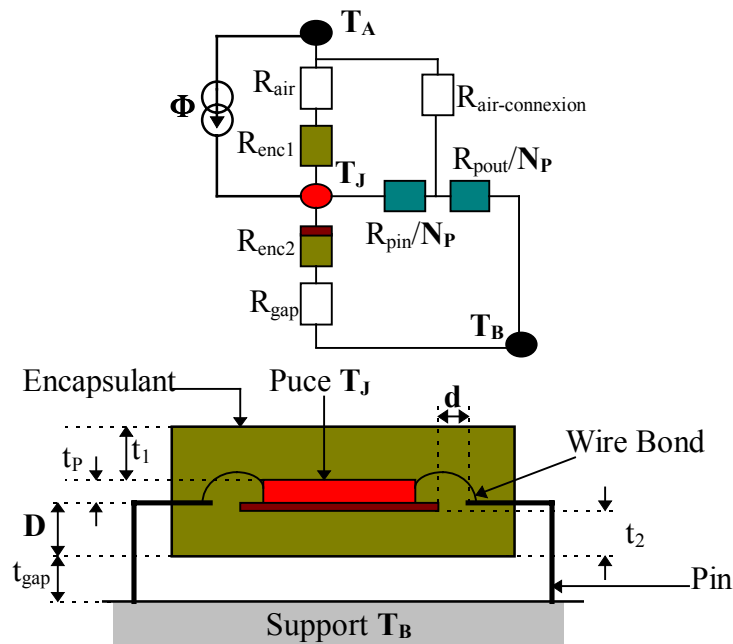
K : Conductivité thermique de la dernière couche.

t_C : Epaisseur de la dernière couche.



B.5 Chemins empruntés par le flux thermique à travers les couches.

ANNEXE C: MODELISATION THERMIQUE DE BOITIERS TRAVERSANT OU CMS



C.1 Boîtier DIP et modèle thermique équivalent

Soient les grandeurs suivantes:

N_P : Nombre de connexions (*pins*) présentes sur le composant.

T_J : Température de la puce (température de Jonction).

T_A : Température ambiante (température à l'infini).

T_B : Température du support, supposée constante au voisinage du composant.

t_1, t_2 : Epaisseurs d'encapsulant respectivement au dessus et en dessous du circuit intégré.

d : Gap entre le *leadframe* LF et le Die-Pad DP.

w : Largeur du LF.

t_p : Epaisseur de la puce.

t_{pack} : Epaisseur du package, vérifie $t_{pack} = t_p + t_1 + t_2$.

t_{bond} : Epaisseur de la couche adhésive (*Bond Layer* BL).

t_{cond} : Epaisseur du LF.

t_{gap} : Epaisseur du gap présent entre le package et le PCB.

x, y : Dimensions de la puce ($y > x$).

x_d, y_d : Dimensions du DP.

X, Y : Dimensions du package.

D : Distance séparant le LF de la face inférieure du package.

l_{in} et l_{out} : Longueur de connexion à l'intérieur et à l'extérieur du composant.

s : Section d'une connexion (*pin*).

s_w : Section d'un *wire bond*.

S_1 et S_2 : Surfaces empruntées par le flux de chaleur à l'extérieur du composant.

Φ : Puissance dissipée au niveau de la puce (W).

K_{enc} : Conductivité thermique de l'encapsulant.

K_{bond} : Conductivité thermique de la couche adhésive BL.

K_{cond} : Conductivité thermique des pattes de connexion.

K_{puce} : Conductivité thermique de la puce.

K_w : Conductivité thermique d'un *wire bond*.

h_A : Coefficient de convection thermique de l'air (ou du fluide environnant).

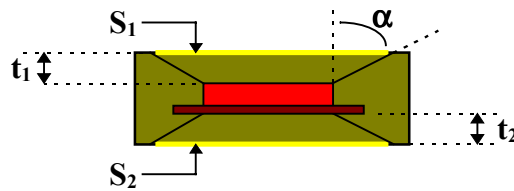
RESISTANCES THERMIQUES RELATIVES A L'ENCAPSULANT

Les résistances thermiques existant entre la puce et l'extérieur, et entre la puce et le gap, respectivement R_{enc1} et R_{enc2} , s'écrivent:

$$\text{► Si } x = y \text{ alors } R_{enc(i)} = \frac{t_i}{K_{enc} \cdot x \cdot (x + 2t_i \cdot \tan \alpha)}$$

$$\text{► Si } x \neq y \text{ alors } R_{enc(i)} = \frac{1}{2K_{enc} \cdot (y - x)} \cdot \ln \left[\frac{y}{x} \cdot \left(\frac{x + 2t_i \cdot \tan \alpha}{y + 2t_i \cdot \tan \alpha} \right) \right]$$

avec $i = 1$ ou 2 , et généralement $\alpha = 45^\circ$.

SURFACES DE DISSIPATION THERMIQUE, SUR LES FACES EXTERNES DU COMPOSANT

Soient S_1 , la surface appartenant à la fois à la paroi supérieure du composant et au flux de chaleur, provenant de la puce, et S_2 celle issue de l'intersection de ce même flux avec la paroi inférieure du composant (Cf. figure ci-dessus). Les surfaces S_1 et S_2 vérifient:

$$S_1 = x \cdot y + 2 \cdot (t_1 \cdot \tan \alpha) \cdot (x + y)$$

$$S_2 = x \cdot y + 2 \cdot (t_2 \cdot \tan \alpha) \cdot (x + y)$$

Rq: Si $\alpha = 0$, alors $S_1 = S_2 = x \cdot y$, le flux est alors uniforme.

RESISTANCES THERMIQUES RELATIVES AU LEAD FRAME

La résistance thermique R_p d'une connexion (pin) est constituée de celle R_{pin} (connexion à l'intérieur de l'encapsulant (LF)) et R_{pout} (Connexion en contact avec le milieu extérieur), telles que:

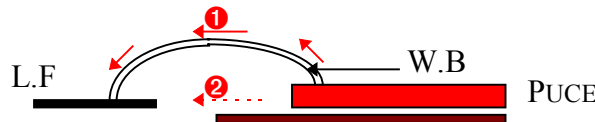
$$R_p = R_{pin} + R_{pout}$$

$$R_{pin} = \frac{l_{in}}{K_{cond} \cdot S}$$

$$R_{pout} = \frac{l_{out}}{K_{cond} \cdot S}$$

Il faut ajouter à cette résistance thermique interne R_{pin} celle créée par le *wire bond*, connectant la puce au LF (Cf. flux thermique \bullet sur la figure qui suit). Soit R_w cette résistance:

$$R_w = \frac{(d + \Delta x)}{K_w \cdot S_w} \text{ avec } \Delta x = x_d - x$$



Il est également possible de modéliser le flux thermique passant directement de la puce au LF, par l'intermédiaire de l'encapsulant. Cependant, ce dernier possède une conductivité thermique négligeable devant celle du wire bond, le chemin emprunté par le flux de chaleur sera principalement celui du câble (chemin ❶ sur la figure précédente). Cette résistance thermique peut néanmoins être rajoutée, en utilisant les mêmes formules de résistance que précédemment. Enfin, la résistance thermique de l'ensemble des connexions de ce composant est alors R_p divisée N_p (ces résistances sont montées en parallèle).

RESISTANCES THERMIQUES LIEES AU PHENOMENE DE CONVECTION

Les échanges de chaleurs entre le composant et le milieu extérieur, c'est à dire dans notre étude l'air, se font par convection. Les résistances thermiques R_{air} , $R_{air-connexion}$ et R_{gap} peuvent s'écrire de la façon suivante:

$$R_{air} = \frac{1}{h_A \cdot S_1}$$

$$R_{gap} = \frac{1}{h_A \cdot S_2}$$

$$R_{air-connexion} = \frac{N_p}{h_A \cdot l_{out} \cdot p}$$

avec p : Périmètre de la section d'une connexion.

Les expressions de h_A , en convections naturelle et forcée sont explicitées plus loin.

Remarque: Il est possible de considérer les échanges thermiques au niveau du gap puce - PCB comme un phénomène de conduction et non pas de convection. Il advient alors de la résistance thermique:

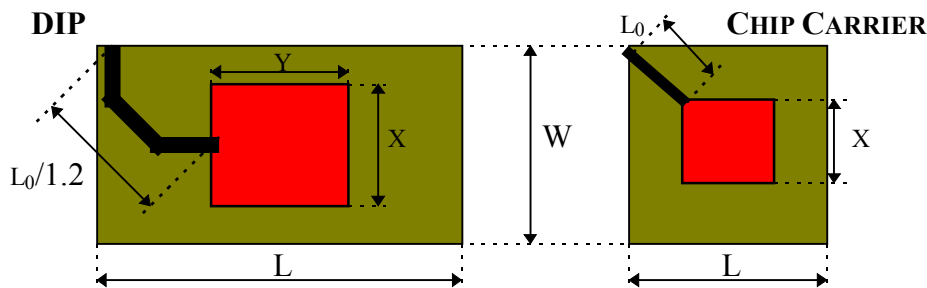
$$R_{gap} = \frac{t_{gap}}{k_{Air} \cdot S_2}$$

avec:

k_{air} : Conductivité thermique de l'air ($2,614 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$).

ESTIMATION DES LONGUEURS EXTREMES DES CONNEXIONS A L'INTERIEUR DU COMPOSANT.

L'étude se porte sur deux configurations distinctes: DIP et *chip carrier* (Cf. figure suivante).



Soit L_0 , la longueur maximale de l_{in} .

➤ Pour un package du type **DIP**:

$$L_0 = 1.2 \sqrt{\left(\frac{y-L}{2}\right)^2 + \left(\frac{W}{2}\right)^2}$$

➤ Pour un package du type **chip carrier**: ($W = L$)

$$L_0 = \sqrt{\left(\frac{W-x}{2}\right)^2 + \left(\frac{L-y}{2}\right)^2}$$

De même, définissons l_0 , comme étant la valeur minimale de l_{in} :

➤ Pour un package du type **DIP**:

$$l_0 = \left(\frac{W}{2} - \frac{x}{2}\right)$$

➤ Pour un package du type **chip carrier**:

$$l_0 = \frac{(W-x)}{2} \text{ ou } l_0 = \frac{(L-y)}{2}$$

TEMPERATURE DE JONCTION

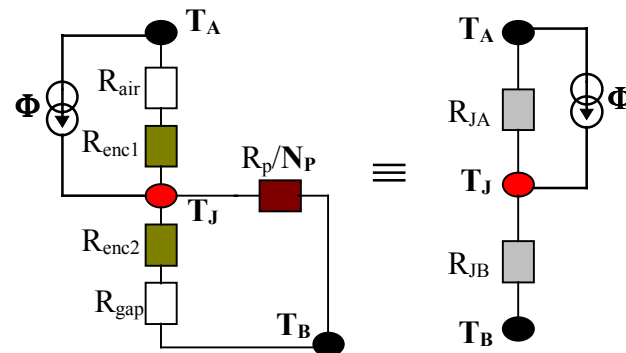
Lorsque toutes les résistances thermiques sont estimées, il est possible d'écrire l'expression reliant la température de jonction T_J aux autres températures caractéristiques, c'est à dire dans notre étude, la température ambiante T_A et celle du PCB T_B .

$$A = \frac{N_p}{R_{Pin}} + \frac{N_p}{R_{Pout}} + \frac{1}{R_{air-connexion}}$$

$$B = \frac{N_p}{R_{Pin}} + \frac{1}{R_{enc2} + R_{gap}} + \frac{1}{R_{air} + R_{enc1}}$$

$$T_J = \frac{\Phi + \left[\frac{N_p^2}{A \cdot R_{Pin} \cdot R_{Pout}} + \frac{1}{R_{enc2} + R_{gap}} \right] \cdot T_B + \left[\frac{N_p}{A \cdot R_{Pin} \cdot R_{air-connexion}} + \frac{1}{R_{enc1} + R_{air}} \right] \cdot T_A}{\left(B - \frac{N_p^2}{A \cdot R_{Pin}^2} \right)}$$

MODELE THERMIQUE A 2 PARAMETRES



C.2 Simplification du modèle thermique à 2 paramètres.

Il est possible de simplifier le précédent modèle thermique. En supposant que la dissipation thermique radiale, existant au niveau des connexions, est négligeable devant celle axiale, le modèle peut alors se restreindre à deux résistances thermiques R_{JA} et R_{JB} telles que:

$$R_{JA} = R_{air} + R_{enc1}$$

$$R_{JB} = \frac{(R_{enc2} + R_{gap}) \cdot R_p}{N_p \cdot (R_{enc2} + R_{gap}) + R_p}$$

R_p : Résistance thermique de la connexion ($R_{pin} + R_{pout}$).

Dans cette configuration, ce modèle thermique réduit aux deux résistances R_{JA} et R_{JB} , permet d'évaluer la température de jonction telle que:

$$T_J = \frac{R_{JB} \cdot R_{JA} \cdot \Phi + R_{JB} \cdot T_A + R_{JA} \cdot T_B}{R_{JA} + R_{JB}}$$

Φ : Puissance dissipée (W).

ANNEXE D: DISSIPATEURS DE CHALEUR

La dissipation de la chaleur produite par un solide dans un fluide quelconque, peut être améliorée en augmentant la surface du solide. En effet, en convection thermique, le flux calorifique Q est proportionnel à la surface de contact entre les deux milieux A :

$$Q = h.A.\Delta T$$

avec

h : Coefficient de transfert de chaleur du solide vers le fluide (paramètre difficile à modifier).

ΔT : Variation de température entre les deux milieux.

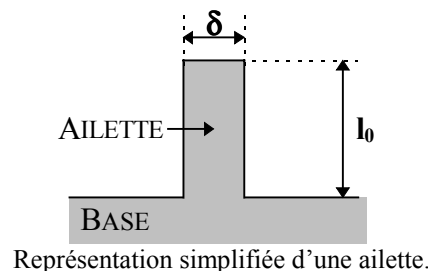
En ajoutant des ailettes sur le solide (c'est à dire en augmentant la surface des échanges thermique), celui-ci va dissiper beaucoup plus de chaleur dans le fluide extérieur. Cependant, cet apport de surface engendre également l'addition d'une résistance thermique supplémentaire, car les ailettes possèdent une certaine longueur. Il peut être montré que ces extensions de surface demeurent bénéfiques tant que:

$$\left(\frac{2k}{h\delta}\right) > 1$$

avec:

δ : Epaisseur de l'ailette.

k : Conductivité thermique du solide.



Etant donné que la température varie le long d'une ailette, la surface de celle-ci ne va dissiper la chaleur uniformément. Pour tenir compte de ce phénomène, une efficacité de l'ailette η est définie de la façon suivante:

$$\eta = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{idéal}}}$$

avec:

$Q_{\text{réel}}$: Flux de chaleur réellement dissipée par l'ailette.

$Q_{\text{idéal}}$: Flux de chaleur que dissiperait l'ailette si la température de celle-ci était uniforme et égale à la température du solide (c'est à dire la base de l'ailette).

La résistance thermique d'une ailette R_A peut alors s'écrire:

$$R_A = \frac{1}{\eta.h.S_A}$$

avec:

S_A : Surface de contact entre l'ailette et le fluide.

Il existe de nombreuses formes géométriques d'ailette et chacune d'entre elles est associée à une efficacité particulière. Le calcul de cette grandeur peut devenir très complexe. Dans le cas d'une ailette droite:

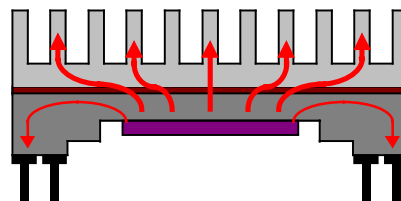
$$\eta = \frac{\tanh(m.l_0)}{m.l_0}$$

avec:

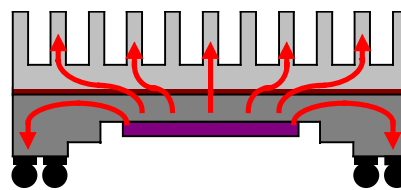
$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$$

Dans les databooks, les dissipateurs sont caractérisés par leur résistance thermique et leur géométrie. A partir de ces deux informations, il est possible de modéliser l'influence thermique de tels appareils.

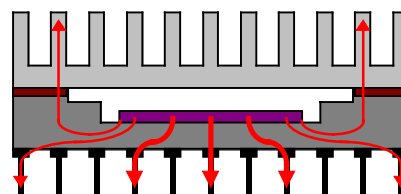
APPLICATIONS:



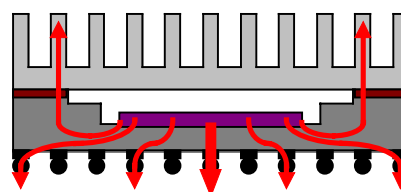
Cavity Down PGA.



Cavity Down BGA.



Cavity Up PGA.



Cavity Up BGA.

ANNEXE E: INFLUENCE DU RAYONNEMENT THERMIQUE.

RAPPELS:

Dans la modélisation thermique d'un support quelconque, il peut être nécessaire de tenir compte des phénomènes de rayonnement susceptibles de se produire entre ce support et le milieu extérieur. C'est pourquoi, l'étude qui suit vient compléter le modèle présenté dans la partie ?

Le coefficient de transfert de chaleur associé au rayonnement thermique s'exprime de la façon suivante:

$$h_{\text{RAY}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_{\text{Surf}}^4 - T_{\text{A}}^4}{T_{\text{Surf}} - T_{\text{A}}} \right)$$

avec:

T_{Surf} : Température de la surface émettrice de rayonnement thermique (°K).

T_{A} : Température ambiante (°K).

ε : Emissivité de la surface (compris entre 0 et 1). Pour un corps sombre, ε tend vers 1, c'est à dire que celui-ci rayonne au maximum).

σ : Constante de Stefan - Boltzmann ($5,6688 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

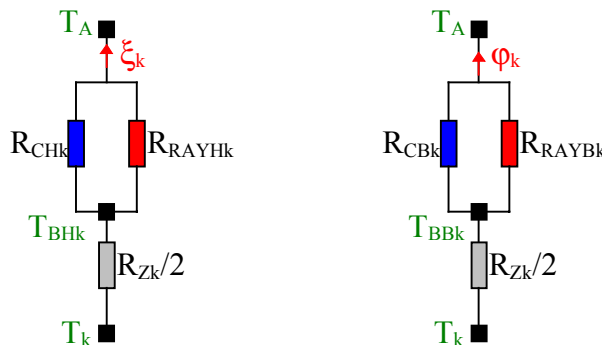
La résistance thermique R_{RAY} existant entre un corps rayonnant de surface S et le milieu extérieur s'écrit de la façon suivante:

$$R_{\text{RAY}} = \frac{1}{h_{\text{RAY}} \cdot S}$$

Remarque: Cette résistance est placée en parallèle avec celle liée au phénomène de convections thermiques. De plus, R_{RAY} dépend de la température de surface T_{Surf} .

AU NIVEAU DU SUPPORT

Lorsque le rayonnement thermique est prise en compte dans la modélisation d'un support quelconque (support multicouche), l'influence de l'environnement extérieur sur une surface élémentaire S_k de ce support (Cf. Partie ?) est représentée par le montage suivant:



Le problème repose sur le fait qu'il est alors impossible de calculer φ_k et ξ_k , car R_{RAYHk} et R_{RAYBk} dépendent de T_{BHk} et T_{BBk} . Il est cependant possible de détourner ce problème:

Si on considère que la température superficielle du support varie lentement d'une surface d'ordre k à celle d'ordre $k+1$, il est possible de calculer R_{RAYHk} , à l'aide de $h_{RAYH(k-1)}$, soit:

$$R_{RAYHk} = \frac{1}{h_{RAYH(k-1)} \cdot S_k} \quad \text{et} \quad R_{RAYBk} = \frac{1}{h_{RAYB(k-1)} \cdot S_k}$$

avec:

$$h_{RAYHk} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_{BHk}^4 - T_A^4}{T_{BHk} - T_A} \right) \quad \text{et} \quad h_{RAYBk} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_{BBk}^4 - T_A^4}{T_{BBk} - T_A} \right)$$

et ainsi:

$$\varphi_k = \left(\frac{R_{Zk}}{2} + \frac{R_{CBk} \cdot R_{RAYBk}}{R_{CBk} + R_{RAYBk}} \right) (T_k - T_A)$$

$$\xi_k = \left(\frac{R_{Zk}}{2} + \frac{R_{CHk} \cdot R_{RAYHk}}{R_{CHk} + R_{RAYHk}} \right) (T_k - T_A)$$

Pour la condition initiale, c'est à dire $k = 1$:

La surface S_1 étant très réduite, il est judicieux de penser que le flux de chaleur s'évacuant vers l'extérieur, est extrêmement faible devant celui issu du composant; c'est pourquoi:

$$T_{BB1} = T_1$$

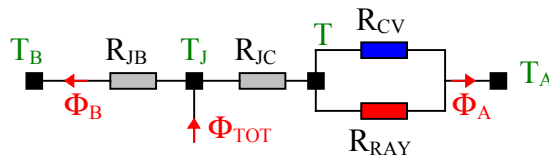
$$\varphi_1 = 0 \quad \text{et} \quad \Phi_2 = \Psi_1$$

Le rayonnement thermique peut ainsi être incorporé dans le modèle thermique du support, sans surcharger les calculs.

AU NIVEAU DU BOITIER

Le boîtier peut également dissiper son énergie sous forme de rayonnement. Or l'introduction d'une résistance thermique de rayonnement dans le modèle d'un package peut compliquer, ou rendre même impossible toute analyse thermique du système. C'est pourquoi, il est nécessaire de trouver une méthode permettant à la fois de tenir compte des phénomènes de rayonnement tout en respectant la relative simplicité des calculs.

Le modèle d'un package peut se présenter sous la forme de trois résistances thermiques R_{JB} , R_{JC} et R_{EXT} :



Sachant que :

$$R_{EXT} = \frac{R_{CV} \cdot R_{RAY}}{R_{CV} + R_{RAY}}$$

avec :

T: Température de la surface du composant en contact avec le milieu extérieur.

T_J: Température de jonction.

T_B : Température de contact entre le composant et le support.

Lorsque le rayonnement n'est pas considéré dans ce modèle : $R_{EXT} = R_{CV}$. L'analyse thermique standard du système permet de donner une estimation des températures T_B , T_J et enfin T . Il est alors possible de calculer la résistance thermique de rayonnement R_{RAY} associée à ces températures et aux caractéristiques physiques du boîtier. Celle ci permet d'évaluer l'erreur entre le cas idéal (sans rayonnement) et le cas réel (avec rayonnement). En influençant la valeur de R_{EXT} , cette erreur peut devenir négligeable ($< \epsilon$).

La méthode peut se résumer de façon simple par ceci:

- R_{EXT} initialisé.
- DEBUT:
- « *Analyse Support* » (exécution de l'algorithme d'analyse thermique calculant (Φ_B , $T_B...$)).
- Estimations de T_S , T (Procédures interne au modèle du boîtier).
- Calcul de R' (Procédure interne au modèle du boîtier):
 R' étant la résistance présente entre le milieu ambiant et le boîtier si les résultats de l'analyse thermique étaient justes.
- Calcul de T_S' , et $\Delta T = T_S - T_S'$: Nouvelle valeur dépendant de R' .
- Si $\Delta T > \epsilon_{TH}$ (Critère d'arrêt) alors $R_{EXT} = R'$ et RETOUR DEBUT.
- Sinon, la solution $\{T_S, R_{EXT}, \Phi_B \dots\}$ est la bonne.

Cette procédure de calcul est également valable pour la prise en compte du phénomène de convection naturelle, dont la résistance thermique caractéristique dépend, comme dans le cas du rayonnement, de la température à la surface du boîtier.