

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DJILLALI LIABES – SIDI BEL ABBES
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



THESE

Présentée pour l'obtention du Diplôme de doctorat

Par :

CHADOULI Rachid

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Transfert et Conversion d'Énergie

Intitulé de la thèse

**ANALYSE DES PHENOMENES MECANQUES AUX
INTERFACES SOUS CHARGE ET LEUR EFFETS
SUR LA RTC**

Composition de jury :

M. BENZAZZA Abdelyllah	Professeur	Président	Univ. Sidi Bel Abbas
M. MAKHLOUF Mohammed	Professeur	Directeur de thèse	Univ. Sidi Bel Abbas
M. LEBON Frédéric	Professeur	Co-Directeur de thèse	Univ D'Aix Marseille
M. LOUNIS Mourad	Professeur	Examineur	Univ. Khemis Miliana
M. RETIEL Noureddine	Professeur	Examineur	Univ. Mostaganem
M. LAOUEDJ Samir	MCA	Examineur	Univ. Sidi bel Abbas

Année Universitaire 2016 – 2017

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier vivement mon encadrant Pr MAKHLOUF Mohammed qui n'a ménagé aucun effort pour m'assister tout au long de ce travail et m'encourager.

J'adresse ma profonde reconnaissance à mon co-encadrant Pr LEBON Frédéric pour m'avoir invité, dans le cadre d'une bourse PNE, à son laboratoire LMA-CNRS-Université d'Aix Marseille. Je le remercie pour son aide précieuse, pour les conseils qu'il m'a prodigués ainsi que pour sa mansuétude.

Je ne saurais oublier Dr Iulian ROSU du LMA-CNRS-Université d'Aix Marseille, sans l'aide duquel ce travail n'aurait pu être parachevé et grâce auquel j'ai pu maîtriser le code de calcul ABAQUS.

C'est un grand honneur pour moi d'avoir comme jurés Pr. A. BENZAZZA, (Président), Pr. M. LOUNIS, N.RETIEL et Dr S. LAOUEDJ (examineurs).

Qu'ils reçoivent mes sincères hommages pour avoir examiné et évalué le manuscrit en dépit de leurs nombreuses préoccupations.

Je tiens à exprimer également ma gratitude toute entière à Dr. S. KHERRIS du C.U de Tissemsilt pour l'intérêt qu'il a affiché à l'égard de ce travail, pour ses encouragements ainsi que pour ses nombreuses suggestions.

Dédicace

A mon très cher père
A ma très chère mère
A ma très chère épouse
A mes enfants
A mes frères
A tout mes amis

Nomenclature

D	Largeur	m
K	Conductivité thermique	w/m.K
Q	Densité de Flux thermique	w/m ²
S	Surface	m ²
Ra	Rugosité des surfaces	μm
T	Température	K
ΔT	Différence de température	K
Z	Coordonnées cartésiennes	m
Ar	Aire réelle de contact	m ²
δ	Épaisseur	m
N	Nombre de contacts par unité de surface apparente	m ⁻²
RTC	Résistance thermique de contact	m ² .K/W
T _f	Température du corps froid	K
T _c	Température du corps chaud	K
φ	Flux thermique	W
C _p	Chaleur spécifique du matériau	. j/kg k
ρ	Densité du corps.	Kg/ m ³
A	Diffusivité thermique	m ² /h
A	Surface traversée par le flux thermique	m ²
R _s	Résistance thermique d'un solide	k/w
ξ	Effusivités	Bar

P	Pression	bar
R_f	Résistance thermique d'un fluide	k/w
g	gravité	m ² /s
h_c	Coefficient de convection	w.m ² .k ⁻¹
R_c	Resistance de constriction	k/w.m ²
R_{ASP}	Resistance d'aspérité	k/w.m ²
β	Coefficient de dilatation	1/k
ν	Viscosité cinématique	kg/m.s

Nombres sans dimension

Gr	Nombre de Grashof
Ra	Nombre de Rayleigh
Pr	Nombre de Prandtl
S^*	Surface réelle de contact par unité de surface apparente : A_r / A_a
V^*	Vitesse adimensionnée de glissement : V / La
Pe	Nombre De Peclet

ملخص

يندرج هذا العمل البحثي تحت موضوع الميكانيك وواجهات الاتصال الحرارية الصلبة-الصلبة . و الذي يتعلق بتحليل الظواهر الميكانيكية التي تتدخل في واجهات المعادن وتأثيرها على انتقال الحرارة على مستوى الطبقة غير المتجانسة الرقيقة جدا و التي تسمى "طبقة الانتقال" التي تمتد على جانبي المستوي النظري للاتصال. منذ زمن بعيد ، قد جذب هذا الموضوع الاهتمام وهناك العديد من المقالات المخصصة لوصف الواجهات و نمذجة المقاومة الحرارية للاتصال. و نلاحظ أيضا أنه في جميع القطاعات الصناعية، بما في ذلك السيارات و الطائرات و صناعة المواد و التشكيل، أصبحت ضرورة المعرفة و التمكن الجيد من دراسة الظواهر الميكانيكية عند واجهات الاتصال أكثر أهمية. في الممارسة العملية يستخدم تحليل ظواهر نقل الحرارة عند هذا المستوى مفهوم المقاومة الحرارية للاتصال "RTC" و ترتبط هذه مقاومة بضغط الاتصال و المعايير الهندسية التي تميز السطوح الصلبة في واجهة. و بالتالي فإن التشوه الميكانيكي للأسطح المشاركة في الاتصال و تطور خصائصها الميكانيكية أثناء التحميل يكون لها تأثير حاسم على نقل الحرارة في هذه المنطقة.

Résumé

La présente action de recherche relève du thème de la mécanique et la thermique des interfaces de contact solide-solide. Elle porte sur l'analyse des phénomènes mécanique intervenant aux interfaces métalliques et leur effet sur les transferts de chaleur à travers la couche hétérogène très mince dite ' couche de transition ' qui s'étend de part et d'autre du plan théorique de contact. Depuis fort longtemps, ce thème suscite de l'intérêt et on recense de nombreux articles dédiés à la caractérisation des interfaces comme à la modélisation de la résistance thermique de contact.

On note aussi que dans tous les secteurs industriels, notamment l'automobile, l'aéronautique et l'industrie de la mise en forme des matériaux, les exigences sur la connaissance et la maîtrise des phénomènes mécaniques et thermiques aux interfaces métalliques deviennent de plus en plus importantes.

En pratique l'analyse des phénomènes de transfert de chaleur à ce niveau fait appel à la notion de la résistance thermique de contact « RTC ». Cette résistance est liée à la pression de contact et aux paramètres géométriques caractérisant les surfaces des solides à l'interface.

Ainsi la déformation mécanique des surfaces participant au contact et l'évolution de leurs propriétés mécaniques au cours du chargement ont un effet déterminant sur les transferts de chaleur dans cette zone.

Abstract

The present research action falls under the theme of the mechanics and the thermal interfaces of solid-solid contact. It concerns the analysis of the mechanical phenomena intervening at the metal interfaces and their effect on the heat transfer through the very thin heterogeneous layer called the "transition layer" which extends on either side of the theoretical plane of contact. For a long time, this topic has attracted interest and there are numerous articles dedicated to the characterization of interfaces as to the modeling of thermal contact resistance.

Requirements on knowledge and the mastery of mechanical and thermal phenomena metal interfaces become increasingly important.

In practice, the analysis of heat transfer phenomena at this level uses the notion of thermal contact resistance "TCR". This resistance is related to the contact pressure and the geometric parameters characterizing the surfaces of the solids at the interface.

Thus the mechanical deformation of the surfaces involved in the contact and the evolution of their mechanical properties during loading have a decisive effect on the heat transfer in this zone.

Table des matières

Nomenclature	I
Résumé	III
Liste des figures et des tableaux	IV
Introduction générale	1
Chapitre I : Etude bibliographique	
Introduction	4
I.1 travaux bibliographiques relatifs au domaine	4
I.2 Le contact imparfait	8
I.3 Surface de contact	10
I.4 Modèle classique de la RTC en régime stationnaire	11
Conclusion	13
Chapitre II : La résistance thermique de contact	
Introduction	14
II.1. Equation du transfert thermique	14
II.1.1 Conduction	14
II.1.2 Convection	15
II.2 établissement de l'équation différentielle	16
II.3 Notion de résistance thermique de contact	19
II.4 Conduction en régime transitoire	20
II.4.1 Méthode analytique	21
II.4.2 Méthode numérique	22
II.5. Définition de la résistance thermique de contact	25
II.6. Conditions aux interfaces	25
II.6.1. Contact parfait	26
II.6.2 Contact imparfait	26
II.7. La conception de la résistance thermique de contact	26
II.8. Facteurs influençant sur la RTC	29
II.8.1 Influence de la pression	29
II.8.1.1. Au coefficient de contact	29
II.8.1.2. À la résistance thermique de contact	30
II.9. Transfert de chaleur aux interfaces solide- solide	31
II.10. Déterminations théoriques de la RTC sans transfert de chaleur par le milieu interstitiel	33
II.11. Détermination théorique de la RTC dans le cas de géométries bidimensionnelles et tridimensionnelles	34
II.11.1. Calcul de la résistance de constriction R_{c1}	34
II.11.2. Détermination de la résistance d'aspérité R_{asp}	35
II.11.3. Détermination de la résistance de constriction R_{c2}	36
II.11.4. Détermination de S^*	37
II.12. Méthode d'estimation de la RTC	37

II.12.1 Mesure directe des températures des surfaces	38
II.12.2 comparaison des températures calculées et mesurées	41
II.13. les techniques inverses	45
Conclusion	49

Chapitre III: Modélisation du contact et présentation du code de calcul

ABAQUS

Introduction	51
III. Méthodologie de calcul	51
III-1. Partie I : l'étude de l'impact de la conductivité thermique et l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la résistance thermique de contact	51
III-1.1. Modèle analytique	52
III-1.2. Modèle numérique	53
III-2. Partie II : l'étude de l'effet de la conductivité thermique des matériaux en contact, le coefficient de convection du milieu interstitiel et la rugosité de surface sur la de la résistance thermique de contact	55
III-2.1. Modèle analytique	56
III.2.1.1 Équations gouvernants	58
III.2.1.2 Approximation de Boussinesq	58
III .2.1.3 Hypothèses simplificatrices	59
III .2.1.4 Équations gouvernantes dimensionnelles	60
III .2.1.5 Équations gouvernantes adimensionnelles	60
III .2.1.6 Conditions aux limites	62
III.2.2 .Présentation du code de calcul ABAQUS	63
III.2.2.1 Méthode des éléments finis	63
III.2.2.2 Interface du code de calcul ABAQUS	64
III.2.2.3 Réalisation de la mise en données d'un problème	65
III.2.2.4 Choix du maillage	69
III.2.2.5 Connectivite	70
Conclusion	70

Chapitre IV: Presentation des resultants et discussion	
Introduction	71
IV. Résultats et discussion	71
IV.1 étude de l'effet du joint d'étanchéité sur la RTC	71
IV.1.1 effet de la conductivité thermique du joint d'étanchéité sur la RTC	71
IV.1.2 Taux de chute de la RTC	73
IV.1.3 étude de l'effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC	73
IV.1.4 Comparaison des resultants numeriques et analytiques	75
IV.1.5 Conclusion	76
IV.2 Etude De L'effet De La Rugosite Des Surfaces En Contact Et Les Parametres Thermiques Des Materiaux En Contact Sur La RTC	77
IV.2.1 effet de la rugosité de surface Ra sur la RTC	77
IV.2.2 Effet de la conductivité thermique des matériaux en contact k sur la RTC	77
IV.2.3 Effet du coefficient de convection du milieu interstitiel sur la RTC	78
IV.2.4 Effet du taux de surface de contact réelle S^* sur la RTC	79
IV.2.5 Effet de la forme géométrique des aspérités sur la RTC	81
IV.2.6 Conclusion	82
Conclusion générale	83
Références bibliographiques	84

Liste des Figures

Chapitre I

Figure I.1	Schématisation d'un contact imparfait à différentes échelles.	19
Figure I.2	Surface de contact	20
Figure I.3	Schéma du modèle d'interface M1	20
Figure I.4	Schéma du modèle d'interface M2.	22

Chapitre II

Figure II.1	Schéma de l'exemple	25
Figure II.2	Profile de température	25
Figure II.3	Détermination de ΔT	26
Figure II.4	Contact bidimensionnel imparfait	27
Figure II.5	Coefficient de contact pour une interface acier – aluminium	28
Figure II.6	Variation de RTC en fonction de la charge	29
Figure II.7	Différentes zones de contact entre deux matériaux solides immobiles avec et sans force de contact	29
Figure II.8	Constriction des lignes de flux au niveau de la zone de contact	30
Figure II.9	Modélisation idéalisée du contact entre deux matériaux solides (seul le solide 1 est muni d'aspérités, le solide 2 est totalement lisse)	30
Figure II.10	Modélisations avec des aspérités à sections constantes carrées ou cylindriques, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent	31
Figure II.11	Modélisations à aspérités coniques ou triangulaires, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent	32
Figure II.12	Configurations de la géométrie de contact donnant des valeurs similaires de résistance de constriction	33
Figure II.13	Modèle microscopique mono-créneau utilisé pour la détermination de la RTC	34
Figure II.14	Modélisations à aspérités coniques ou pyramidales dans le cas où $a=b$, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent	36
Figure II.15	Détermination de R_{c2} pour des aspérités coniques ou triangulaires	37

Chapitre III

Figure III.1	le schéma équivalent des murs	44
Figure III.2	modèle géométrique du maillage raffiné autour de l'interface de contact	46
Figure III.3	profile de température d'un contact imparfait	46
Figure III.4	Transfert de chaleur entre deux solides en contact rugueux	48

Figure III.5	modèle de contact rugueux	49
Figure III.6	modèle de contact rugueux: (a) forme carrée, (b) forme triangulaire, (c) forme sphérique, (d) forme elliptique	49
Figure III.7	Structure du code de calcul Abaqus	56
Figure III.8	Interface du code calcul ABAQUS (6.14)	56
Figure III.9	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module part	56
Figure III.10	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module property	57
Figure III.11	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module create section	58
Figure III.12	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module assembly	59
Figure III.13	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module interaction	59
Figure III.14	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module job	60
Figure III.15	Interface du code calcul ABAQUS (6.14) : plot	61
Figure III.16	Les différentes formes de maillage des éléments	61

Chapitre IV

Figure IV.1	Effet de conductivité thermique de joint d'étanchéité sur la RTC pour différents matériaux en contact : (a) $k_1=20\text{w/m.K}$, (b) $k_1=220\text{w/m.K}$, (c) $k_1=390\text{w/m.K}$	64
Figure IV.2	Effet de la conductivité thermique du joint d'étanchéité sur la RTC pour différents matériaux : (a) résultats analytique, (b) résultats numérique	64
Figure IV.3	Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC: resultants analytiques	65
Figure IV.4	Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC pour différente conductivité thermique: (a) $k_2=0.16\text{w/m.K}$, (b) $k_2=1\text{w/m.K}$, (c) $k_2=5\text{w/m.K}$	66
Figure IV.5	Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC pour different matériaux en contact pour : (a) $k_1=20\text{w/m.K}$, (b) $k_1=220\text{w/m.K}$, (c) $k_1=390\text{ w/m.K}$	67
Figure IV.6	Comparison entre les resultants numériques et analytiques pour different conductivité thermique du joint d'étanchéité : (a) $k_2=0.16\text{w/m.K}$, (b) $k_2=1\text{w/m.K}$, (c) $k_2=5\text{ w/m.K}$	68
Figure IV.7	Effet de la rugosité de surface R_a sur la RTC	69
Figure IV.8	Effet de la conductivité thermique des solides en contact sur la RTC pour différents coefficient convectif du fluide interstitiel: (a) $h=10\text{W/m}^2.\text{K}$, (b) $h=20\text{W/m}^2.\text{K}$, (c) $h=30\text{W/m}^2.\text{K}$, (d) $h=40\text{W/m}^2.\text{K}$	70
Figure IV.9	Effet du coefficient de convection du milieu interstitiel sur la RTC pour différentes rugosité de surfaces	71
Figure IV.10	Comparison of the interstitial fluid convection coefficient effect on the TCR for different thermal conductivity materials in contact	72
Figure IV.11	Effect du taux de surface de contact réelle sur la RTC pour différente forme d'asperities	72
Figure IV.12	Effect du taux de surface de contact réelle sur la RTC	73

Figure IV.13	Effet de la forme géométrique des asperities sur la RTC	73
---------------------	---	----

Liste des Tableaux

Tableau IV.1	Résultats numériques et analytiques du taux de chute de la RTC	65
---------------------	--	----

Introduction Générale

Les scientifiques ont réussi à identifier les équations régissant les transferts de chaleur entre deux solides pour des contacts parfaits.

Mais dans la réalité, le contact parfait entre deux solides n'existe pas. On observe expérimentalement une baisse brutale de la température à l'interface entre les deux solides.

Ce phénomène a conduit à envisager l'existence de la résistance thermique de contact « RTC ». Le fait que les surfaces de contact au niveau microscopique ne soient pas parfaitement planes amène à considérer trois types de diffusion thermique : par conduction, convection ou rayonnement.

La zone de contact est une discontinuité structurelle des matériaux en présence ; en effet le contact se fait seulement sur un nombre relativement réduit de points, la surface effective de contact réel par rapport à la surface apparente ne représente que 1 à 3 % et pas plus de 6 à 8 % pour les surfaces bien polies.

D'autre part, on s'aperçoit assez vite que la résistance thermique de contact dépend des matériaux considérés, du fluide interstitiel, de la pression exercée sur les deux solides, de l'état de la surface et de sa propreté.

Les progrès qu'ont connus les outils de simulation rendent l'association entre l'approche numérique et le travail expérimental de plus en plus indispensable.

Le code de calcul ABAQUS est devenu un outil très utilisé pour la simulation de tous les phénomènes dans le domaine de l'énergétique tant dans l'industrie que pour la recherche.

Pour réaliser cette étude on utilise le code de calcul ABAQUS pour faire la simulation numérique du contact entre deux solides rugueux.

La simulation numérique, afin d'être optimale, nécessite une connaissance très précise des données, de type "surfacique", caractéristiques des mécanismes d'échanges à l'interface solide-solide

L'objectif du travail présenté est réalisé en collaboration avec le Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique (LMA) de CNRS Université d'Aix Marseille dans le but de déterminer numériquement les paramètres thermiques de contact afin de les intégrer dans les codes de calcul ABAQUS, et de calculer la résistance de contact thermique (RTC) entre les surfaces rugueuses et de décrire l'impact de la taille et de la forme de la rugosité de surface, la conductivité thermique des matériaux et le coefficient de convection du fluide interstitiel sur la RTC. Le logiciel commercial Abaqus (6.14) est utilisé pour calculer numériquement la résistance thermique entre les surfaces rugueuses en fonction de la conductivité thermique de l'échantillon de contact, du coefficient de convection interstitiel du fluide et de la surface de rugosité, en utilisant la méthode des éléments finis.

Ce rapport de thèse s'articule de la façon suivante :

Le premier chapitre présente une revue bibliographique sur les travaux de recherches réalisés dans le domaine de l'étude et l'évaluation de la résistance thermique de contact RTC et l'objectif de l'étude.

Le deuxième chapitre est destiné pour définir la résistance thermique de contact et présenter les méthodes de détermination de la RTC lors des opérations de mise en forme des matériaux. L'essentiel des estimations de la RTC se base sur une approche expérimentale. Ce chapitre permet de montrer, d'une part la nécessité d'utiliser une valeur "juste" de ce paramètre lors des simulations numériques des procédés de mise en forme, d'autre part la difficulté de proposer une approche systématique de détermination de la RTC à partir d'une procédure expérimentale. Cette difficulté réside dans le nombre important de paramètres rhéologiques et thermo- physiques dont dépend la RTC et dans les niveaux de températures et de pressions atteints au cours des essais, rendant l'instrumentation des procédés extrêmement délicate. Une approche numérique est donc proposée ici. La détermination numérique de la RTC nécessite la définition et l'utilisation d'un modèle microscopique de contact.

Le troisième chapitre est l'artère principale de ce travail, il est consacré à l'étude analytique, la modélisation numérique des paramètres d'interface de contact, en appliquant les principes du transfert thermique on construit des équations régissant le comportement thermomécanique au niveau de l'interface de contact dans le but de calculer la résistance thermique de contact afin de la réduire. Dans cette partie, nous avons étudié l'effet de la rugosité de surface, l'effet de la conductivité thermique des solides en contact, l'effet du coefficient de convection du fluide interstitiel, l'effet du taux de contact réel et l'effet de forme géométrique des aspérités sur la résistance thermique de contact.

ce dernier chapitre est réservé à la simulation numérique, discussions des résultats numériques obtenus par l'outil de calcul ABAQUS et la validation analytique de ces résultats. La détermination de la résistance thermique de contact implique une parfaite connaissance de la géométrie de contact. La détermination de la valeur de l'aire réelle de contact par unité de surface S^* , est donc une étape préliminaire indispensable au calcul des RTC. S^* est supposé 10% de l'aire apparent de contact pour les surfaces bien polies selon la littérature.

Le document se termine par des conclusions et des perspectives.

Chapitre I
Etude
Bibliographique

Introduction

La thématique des transferts de chaleur aux interfaces solide-solide se situe au carrefour de nombreuses disciplines scientifiques : la mécanique, la tribologie, la métallurgie la physique des solides, la physico-chimie. Les applications industrielles concernées par cette thématique sont aussi diverses, que les assemblages et collages mécaniques, le refroidissement des composants électroniques, les mécanismes de transmission de puissance (engrenages roue de friction ...). Les systèmes de freinage automobile et ferroviaire, la problématique de l'usinage, classique ou à grande vitesse, les procédés de mise en forme (forgeage à chaud, forgeage à froid, laminage ...). On mesure à travers ces exemples tout l'intérêt d'une bonne maîtrise des mécanismes thermique mise en jeu à l'interface de deux milieux en contact statique.

Les travaux de recherche dans ce domaines sont très nombreux, tout au moins pour ce qui est des contacts statiques aux échelles micro et macroscopiques. On trouve l'essentiel dans les revues de thermique et en moindre quantité dans quelques revues de mécanique ou de physique.

I.1. Travaux bibliographiques relatifs au domaine

Vu l'importance d'évaluation de la résistance thermique de contact pour optimiser le transfert de chaleur entre deux solides en contact, un grand nombre d'études, tant expérimentales que théoriques, ont été menées dans le but d'approfondir la connaissance des mécanismes de transfert de chaleur à l'interface de deux solides accolés. Parmi ces travaux, on cite l'essentiel de la bibliographie récente concernant le sujet: on recense plusieurs centaines de publications :

G.P. Voller, M. Tirovic [1] ont analysés la résistance thermique de contact RTC à travers un assemblage boulonné ; disque de frein – patin, ils ont étudiés deux méthodes pour réduire la RTC, une par application d'une pate thermique au niveau de l'interface de contact et l'autre, par l'utilisation d'un joint mince en aluminium entre le disque et le patin. Les résultats obtenus montrent que ces techniques réduisent la résistance thermique de contact de plus de 80%.

P.W. O'Callaghan, S.D. Probert [2] ont développé un modèle mathématique informatisé pour prédire l'épaisseur optimale du joint inter-faciale entre deux matériaux en contact, ce qui permettra de minimiser la résistance thermique de l'ensemble en contact. Le modèle a été utilisé pour prédire le comportement d'un joint formé entre deux surfaces planes, Les prédictions ont été validées (à $\pm 15\%$) par des mesures expérimentales.

X.Z. Zhang, L.W. Zhang, L. Xing [3] ont développé un dispositif expérimental pour mesurer la résistance inter-faciale de contact à l'interface entre deux matériaux en contact séparés par un lubrifiant, leur études sont basées sur l'impact de pression de contact, la température d'interface et l'épaisseur du lubrifiant sur la résistance inter-faciale de contact, les résultats obtenus montrent d'une part que la résistance inter-faciale de contact est très influencée par ces paramètres, d'autre part, le lubrifiant utilisé comme joint d'étanchéité entre les deux matériaux minimise fortement la résistance inter-faciale de contact.

Tahar Loulou, Refahi Abou-Khachfe, Jean-Pierre Bardon [4] ont fait une étude expérimentale permettant l'estimation des paramètres caractérisant les phénomènes thermiques évoluant à l'interface de contact. à cet effet, ils ont construit un modèle mathématique pour estimer la résistance thermique de contact entre une pastille en verre et la paroi du moule de solidification du verre. Les résultats obtenus ont permis de déduire l'évolution de la résistance thermique de contact au cours du processus de fabrication des produits verriers et que l'augmentation de la chaleur du système diminue la résistance thermique de contact.

Degiovanni.A, Xiaojing Yin Zhang [5] ont fait une étude analytique tridimensionnelle pour estimer la résistance thermique de contact, à cet effet, ils ont proposé une modélisation microscopique du contact cylindre-cylindre en régime permanent, ils ont exprimé la résistance thermique de contact sous forme de trois résistances avec prise en considération de la résistance de constriction, les résultats obtenus montrent que la résistance de constriction pour un contact cylindre-cylindre peut être assimilée à la résistance de constriction d'un contact plan-plan.

A.M.Cames et al [6] ont proposé un modèle thermique équivalent pour les contacts imparfaits, ils ont supposé que le contact entre les deux matériaux est équivalent à trois murs en série, le milieu est également composé de deux murs parallèles qui ont la même conductivité thermique que les deux murs extérieurs et l'autre représente le milieu interstitiel. L'étude numérique est basée sur la comparaison des variations de température entre deux matériaux à l'aide des couples; Béton-air, laiton-air et béton-polystyrène. Les auteurs ont confirmé que le contact peut être modélisé par des bandes parallèles.

Dongmi. B et al [7] ont mesuré la résistance thermique de contact (RTC) entre deux solides dans la plage de température de 70-290 K et pour des pressions variant de 0,2 à 0,7 MPa par la méthode Photo thermique Laser qui est une méthode transitoire sans contact. Les résultats montrent que la RTC a diminué avec l'augmentation de la température et leur changement est significatif lorsque la température est inférieure à 150K. La pression de contact peut élargir la zone de contact réelle, ce qui provoque une diminution de RTC, mais avec un effet peu important par rapport à l'effet de la température de l'interface.

A.K. Dureja et al. [8] ont développé un dispositif expérimental et des procédures pour déterminer la conductance thermique de contact des échantillons de forme disque plats. Les résultats obtenus montrent que les valeurs de CTC sont des fonctions linéaires de pression de contact dans la gamme de 1-10 MPa.

Ruifeng. D et al [9] ont présenté une étude expérimentale pour étudier les effets de la température d'interface dans la région de 360-640 ° C, la rugosité de surface des échantillons varie de 0.25µm à 2µm et la pression de contact varie entre 2.39 et 15.17MPa sur la CTC, les résultats Indique que la CTC présente une forte relation avec ces paramètres.

Belghith.S et al [10] ont étudié le contact entre surface rugueuse déformable et plan lisse rigide et ont développé des modèles microscopiques de contact déterministe et analytique qui tiennent compte des propriétés d'ingénierie des surfaces. Les caractéristiques géométriques des surfaces rugueuses sont déduites en utilisant la procédure standard pour les paramètres de rugosité et d'ondulation. Ces modèles permettent d'analyser le comportement des aspérités et la zone de contact réelle. Le modèle microscopique permet souvent de simuler la structure réelle avec une géométrie complexe, de sorte que les auteurs ont développé une technique d'homogénéisation et l'interface du modèle équivalent a été régie par les résultats du modèle microscopique.

Belghith.S et all [11] ont développé un modèle thermomécanique d'un contact entre deux surfaces rugueuses, a cet effet ils ont étudié un contact rugueux-lisse en appliquant une pression afin de diminuer l'espace interstitiel donc diminuer la résistance thermique de contact, les résultats obtenues montrent que la RTC ainsi que l'espace interstitiel entre les deux surfaces en contact diminuent en augmentant la pression.

Quigyun et al (2015) [12] ont réalisé une étude expérimentale afin de déterminer les facteurs influençant sur conductance thermique de contact CTC entre les interfaces TC4 et 30CrMnSi qui sont les principaux matériaux de construction utilisés dans les moteurs d'aviation. Les résultats montrent que la température dans la région de 200 ° C -350 ° C a un faible effet sur la CTC. La CTC atteint sa valeur maximale à 120MPa. Par rapport aux surfaces lisses, les surfaces rugueuses présentent des valeurs de CTC plus élevées dans les mêmes conditions.

Navni et al (2016) [13] ont utilisé une méthode numérique pour extraire le CTC des interfaces métal-métal. A cet effet, une simulation numérique de résolution à l'échelle directe du transfert de chaleur conjugué à travers l'interface a été développée. Les résultats montrent que la conductance thermique de contact est fortement liée au nombre de points de contact et faiblement à la forme de contact. Sur la base de cette considération, les auteurs ont proposé un modèle simplifié dans lequel la conductance thermique de contact est supposée en fonction du nombre de contacts seulement.

Benjamin et al (2016) [14] ont mesuré la CTC entre les surfaces d'aluminium dans la plage de pression de 0.172 MPa à 2.76 MPa. Les résultats obtenus montrent que la TCC à 2,76 MPa est supérieure à la CTC à 0,172 MPa.

Zhi et al (2013) [15] ont réalisé un montage expérimental pour mesurer la conductance thermique de contact au niveau des interfaces de Hastelloy C-276 / Hastelloy C-276 et Hastelloy C-276 / ss302 basé sur la méthode de flux de chaleur à l'état d'équilibre. Les résultats montrent que la CTC entre ces couples augmente avec l'augmentation de la

température interfaciale moyenne et leur valeur maximale est atteinte près de la température 346 ° C et leur valeur minimale est obtenue près de la température 214°C.

Wang, Z, et al. [16] ont proposé une méthode fiable pour étudier la conductance thermique de contact "TCC" qui est définie comme l'inverse de la résistance thermique de contact. A cet effet, ils ont introduit un appareil expérimental avec réchauffeur de compensation pour tester la conductance thermique de contact (CTC), par lequel la CTC a été testée entre les matériaux structurés GH4169 et K417 à différentes températures et pressions. Les résultats montrent que les valeurs testées de CTC augmentent avec l'augmentation de la pression d'interface et que le modèle de CTC proposé donne des résultats proches de l'expérimentale à des pressions d'interface élevée.

Donghuan. L, et al. [17] ont examiné expérimentalement la résistance thermique de contact TCR entre le matériel C/C de conductivité thermique élevée et l'Inconel 600 super-alliage. Ces matériaux sont largement utilisés dans les structures de protection thermique des bords d'attaque refroidis par la chaleur pour améliorer le transfert de chaleur d'interface. Les résultats ont montré que la résistance thermique de contact entre les deux matériaux est d'environ 0,00005 m² .K / W, et il est nécessaire de prendre en considération l'effet de la résistance thermique de contact dans le cas de matériau C / C de haute conductivité thermique lié à la structure thermique.

Hamidreza. S, et al. [18] ont développé un modèle analytique pour prédire la résistance thermique de contact (RTC) entre les milieux poreux fibreux tels que les couches de diffusion de gaz (GDL) des piles à combustible à membrane à électrolyte polymère (PEMFC) et les surfaces planes (plaques bipolaires). Les résultats obtenus ont montré que la résistance thermique de contact RTC diminue avec la longueur d'onde des fibres et augmente avec la courbure, le diamètre et l'amplitude de la fibre et la porosité GDL. De plus, le TCR varie fortement avec les paramètres géométriques à une compression plus faible et ne change pas avec la longueur de la fibre. Ces résultats sont validés avec succès par rapport aux données expérimentales.

Koorosh. G, et al. [19] ont développé un dispositif expérimental et une méthode numérique pour estimer et réduire la résistance thermique de contact par nanocoating. La RTC entre deux spécimens est estimé avec la méthode du gradient conjugué. Les résultats ont montré que la valeur de la résistance thermique de contact diminue d'environ 38%, après nanocoating.

Tengfei. C, et al. [20] ont établi un algorithme approprié pour caractériser les topographies mécaniques de surface, pour cela, ils ont fourni des méthodes précises et pratiques sur la modélisation des surfaces pour prédire la RTC. Ils reposent dans leur étude sur les transformations de Fourier. Les résultats ont montré que les effets de la rugosité de surface sur la résistance thermique de contact est pas aussi dominante que la longueur d'onde et de la planéité, la surface de contact réel est aussi fortement affectée par la planéité des surfaces et la longueur d'onde courte des surfaces régulières est bon pour réduire la RTC. Ces résultats sont vérifiés par la comparaison avec des données expérimentales.

Shutao. W, et al. [21] ont proposé un modèle théorique pour déterminer la résistance thermique de contact sur des surfaces de silicium et de cuivre pendant la fusion du faisceau d'électrons. Ils ont examiné les effets de la température et de la pression sur la RTC. Pour cela, ils ont utilisé la théorie de Hertz pour analyser les caractéristiques des surfaces de matériaux et pour calculer la relation entre la pression et l'overclosure, la surface de contact réelle et le nombre d'aspérités de contact combiné avec les caractéristiques physiques du matériau. Les résultats ont montré que l'augmentation de la pression de contact augmente la surface de contact et diminue l'espace interstitiel. Les résultats numériques sont en concordance avec les résultats expérimentaux.

Bourouga.B, et al. [22] ont réalisé une installation expérimentale qui fonctionne en régime transitoire pour étudier le comportement de la résistance thermique de contact RTC à l'interface des tubes métalliques doublés en fonction de la pression de contact, du niveau de température et des caractéristiques du matériau. Les échantillons ont un diamètre de 13 mm à l'interface et 1 mm d'épaisseur. Les résultats ont montré que, sur un ensemble d'échantillons du même type, la RTC diminue avec l'augmentation de la pression d'assemblage et du niveau de température.

Ruiping. X, et al. [23] ont effectué des mesures expérimentales de la conductance thermique de contact CTC entre les couples comprimées d'alliage d'aluminium 5052 et l'acier inoxydable 304 sur la plage de température basse de 155 à 210 K, avec une pression nominale de contact de 1 à 7 MPa. La portée de la dimension fractale est de 1,59-1,86 pour l'aluminium et de 1,56-1,92 pour l'acier inoxydable, le paramètre G de la fonction de Weierstrass-Mandelbrot est de l'ordre de 10^{-7} m. A partir des résultats mesurés, la conductance thermique du contact dans cette plage de températures est inférieure à celle près ou au-dessus de la température ambiante ($T > 300$ K).

Ruiping. X, et al. [24] ont étudié les effets de la topographie de surface et de la température interfaciale sur la conductance thermique de contact des contacts en acier inoxydable pressés 304 dans la plage 125-210 K et 1-7 MPa. La rugosité de surface des échantillons testés est comprise entre 1,5 μ m et 17,6 μ m. Un modèle théorique est utilisé pour prédire les résultats et donne un accord raisonnable avec les données expérimentales. Il est montré d'une part que la conductance thermique du contact diminue avec l'augmentation de la rugosité de surface. D'autre part, la relation entre la conductance thermique de contact et la pression de contact adimensionnelle peut être décrite avec une fonction de puissance simple.

I.2. le contact "imparfait"

Toutes les expériences effectuées ont mis en évidence la présence d'une discontinuité des champs thermiques au niveau du contact. Cette discontinuité (saut de température de T_1 à T_2) traduit la présence d'une résistance thermique de contact RTC pratiquement concentrée (à l'échelle macroscopique) sur l'interface et liée au caractère imparfait du contact induit par la rugosité des surfaces et la présence, dans l'espace interstitiel, d'un milieu (air...) généralement peu conducteur.

Les formulations exposées pour un contact parfait reposent sur une égalité des températures des surfaces en contact. C'est à dire que l'aire réelle de contact est égale à l'aire apparente de contact. Cette condition est difficilement acceptable d'un point de vue microscopique. A une certaine échelle, les irrégularités des deux surfaces limitent toujours l'aire apparente de contact à certaines zones locales (Figure I.1). Ces variations géométriques causent une mauvaise conductivité et l'espace interstitiel crée le phénomène de constriction thermique caractérisé par :

- la concentration des lignes de flux sur le contact local solide-solide ;
- la déformation des isothermes et des lignes de flux à proximité des aspérités (volume perturbé - Figure I.1) ;

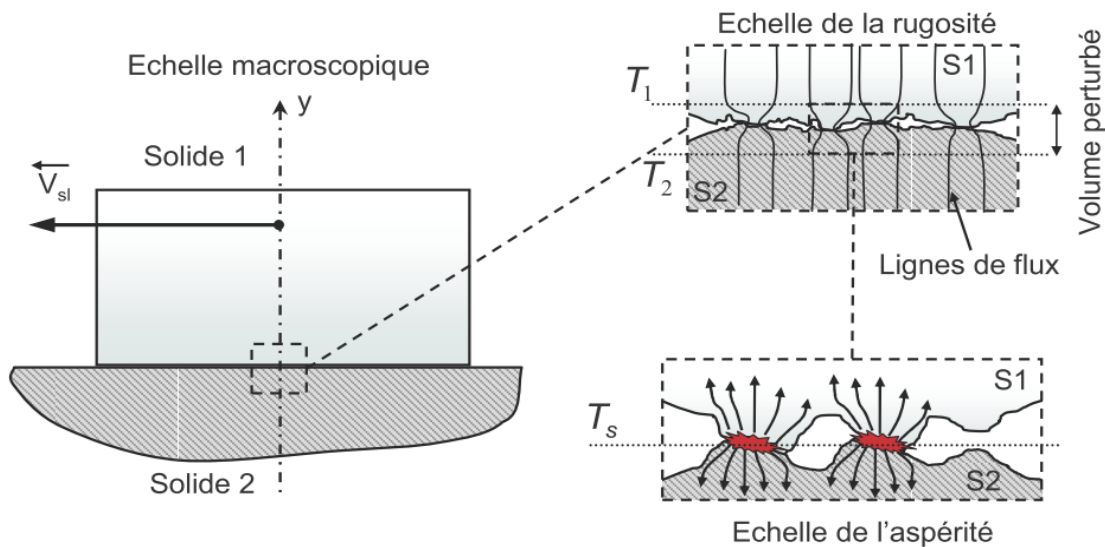


Fig I.1: Schématisation d'un contact imparfait à différentes échelles.

En supposant que le volume perturbé est négligeable à une échelle macroscopique, on peut réduire cette variation à une discontinuité thermique brusque en introduisant la notion de résistance thermique de contact (RTC), ou son inverse qui est une conductance thermique de contact. La différence de température $T_2 - T_1$ entre les surfaces en contact s'exprime alors en fonction de la surface de contact A_c , du flux thermique traversant l'interface ϕ et de la RTC (Eq. I.1).

$$T_1 - T_2 = \frac{RTC}{A_c} \quad (I.1)$$

Notons toutefois que les températures T_1 et T_2 ne sont pas accessibles à la mesure, mais en général extrapolées à partir de mesures effectuées à une certaine distance de la zone perturbée.

Toutes les études expérimentales ont montré l'étroite dépendance de la RTC à la *profilométrie* des surfaces en contact, aux paramètres thermodynamiques caractérisant les milieux en présence et à la charge P supportée par le contact. Pour des solides rigides comme les métaux, un comportement globalement élastique est bien observé [25,26 et 27]

I.3. Surfaces de contact

La surface d'un corps solide n'est pas parfaite, elle contient des rugosités, et par conséquent, quand deux pièces sont en contact sur un étendu de surface S , le contact en réalité ne se fait pas sur toute la surface S , mais seulement sur les petites zones d'air, qu'on appelle : jonctions ou aspérités. La somme de toutes zones va donner la surface réelle de contact S_r .

Le rapport $\frac{S_r}{S}$ qui s'appelle taux de contact réel S^* n'atteindra que quelques pourcent. La littérature montre que le taux de contact réel pour les surfaces bien polies ne dépasse pas les 10% [28].

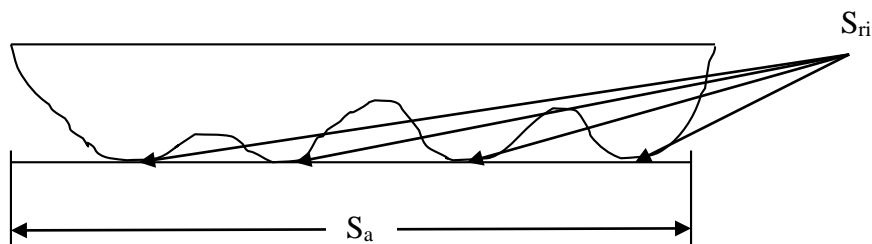


Fig I.2 : Surface de contact

La littérature montre que la modélisation de géométrie des surfaces rugueuses a été traitée par différentes approches, celles les plus connues : l'approche statique et l'approche fractale classique. La première s'est révélée plus efficace et de ce fait elle est la plus utilisée. Les descripteurs de la surface par cette approche donnent les différentes informations liées à la taille de l'aspérité, et qui est définie par rapport au plan moyen de la surface étudiée. La majorité de ces paramètres est fournie par les appareils de mesure profilométrique, on peut citer les paramètres les plus utilisés dans la mécanique en contact tels que :

- a- la hauteur totale de rugosité : la différence entre le pic le plus élevé et le creux le plus profond.
- b- Hauteur de saillie maximale: la distance entre le pic le plus élevé, dans la longueur de base et le plan moyen.
- c- Profondeur maximale de creux : la plus grande des profondeurs de creux à l'intérieur de la longueur de base.

Pour l'approche fractale, le principe est basé sur la modélisation de la géométrie d'une surface pour pouvoir accéder à son comportement mécanique. En 1957 Archard [29] a constaté qu'une surface usinée ne peut jamais être parfaitement lisse. Il désignait les irrégularités de surface par le nom « aspérités ». Cela a intéressé un grand nombre de chercheurs qui ont tenté de décrire les formes des aspérités ainsi que leur répartition par des modèles mathématiques.

I.4. Modèles classiques de la Résistance Thermique de Contact en régime stationnaire

Quand la topographie des surfaces en contact est connue, la RTC peut être estimée à partir de modèles qui peuvent être classés en trois groupes. Le premier type de modèle, représenté sur la figure I.3 considère une interface où les aires de contact élémentaires ont les mêmes dimensions et sont distribuées uniformément.

L'espace interstitiel a partout la même épaisseur $\delta = \delta_1 + \delta_2$ (δ_1 et δ_2 sont les hauteurs moyennes des aspérités appartenant respectivement aux milieux 1 et 2).

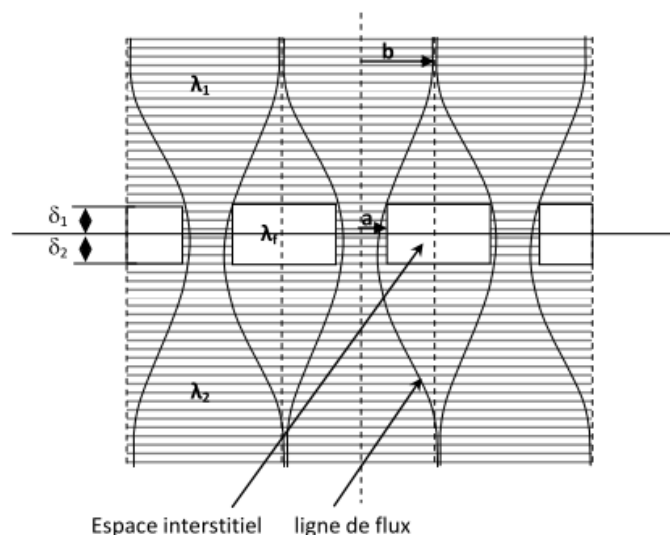


Fig I.3 : Schéma du modèle d'interface

La résistance thermique de contact a deux composantes en parallèle. La première notée R_s concerne le passage de la chaleur par la voie solide-solide [30]:

$$R_s = \frac{1}{2a\lambda_s n} g\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{2\delta}{\lambda_s n \pi a^2} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \quad (\text{I.2})$$

Avec :

$$\lambda_s = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (\text{I.3})$$

Avec f la fonction de constriction

$$f(a, b) = \frac{1}{2a} g\left(\frac{a}{b}\right) \quad (\text{I.4})$$

La seconde composante de la résistance de contact notée R_f concerne le passage de la chaleur par voie solide-fluide s'écrit :

$$R_f = \frac{\delta_1 + \delta_2}{\lambda_f^e n \Sigma}$$

Avec :

δ_1 et δ_2 : hauteur des aspérités en contact appartenant respectivement aux milieux 1 et 2.

$n\Sigma$: aire de contact ;

λ_f^e : Conductivité thermique équivalente du fluide interstitiel. Elle prend en compte les effets d'accommodation moléculaire et les échanges de chaleur par rayonnement à travers le milieu interstitiel.

La résistance de contact globale s'écrit finalement :

$$RTC = \frac{R_s R_f}{R_s + R_f}$$

Le second type de modèle considère deux constriction superposées : une à l'échelle microscopique et l'autre à l'échelle macroscopique (Fig. I.4). Dans ce modèle, les aires de contact élémentaires sont de même dimension et distribuées uniformément sur seulement certaines parties de l'interface.

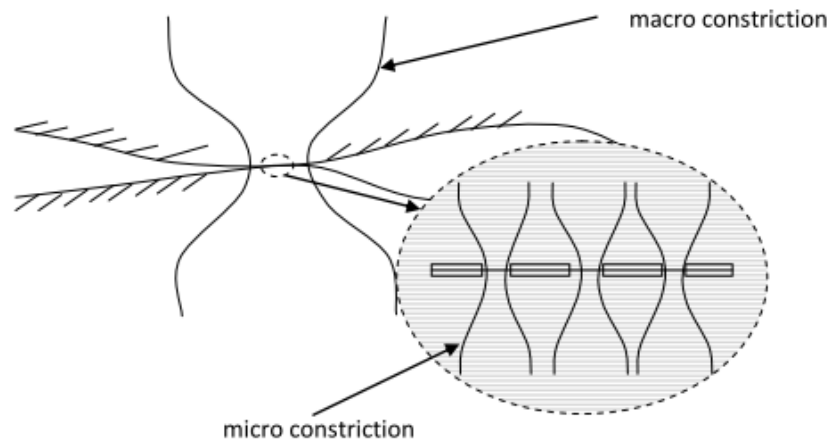


Fig I.4 : Schéma du modèle d'interface

Enfin, les modèles de type statistique considèrent une interface ou les aires de contact ont des dimensions différentes et sont distribuées suivant une loi statistique. Le modèle peut être réaliste si la connaissance des caractéristiques de l'interface est relativement précise, et si les lois statistiques sont appropriées.

Conclusion

D'après cette recherche bibliographique, on constate que la plupart des études des phénomènes thermiques aux interfaces de contact passent par l'étude et l'évaluation de la résistance thermique de contact RTC dans le but de la réduire afin d'améliorer le transfert de chaleur entre deux solides en contact, cette étude exige une bonne modélisation des surfaces rugueuses en contact.

Chapitre II

La résistance thermique de contact

Introduction

La théorie de transfert de la chaleur est une science, qui étudie la façon, dont la chaleur se propage d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des autres technologies, avec le développement prodigieux des techniques modernes, il est devenu indispensable à tout ingénieur, quel que soit le domaine où il sera appelé, à posséder de bonnes connaissances des lois fondamentales de transfert thermique.

Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie, il existe dans chaque aspect de la vie et a un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le mécanisme le plus important de transfert d'énergie est représenté par le mode de conduction, qui s'effectue par l'action combinée de la convection, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu.

II.1. Équations du transfert thermique

Toute étude technique significative exige une réponse chiffrée. Pour réaliser une telle étude des problèmes de transmission de chaleur, on doit examiner les lois physiques et les relations régissant les différents mécanismes de l'écoulement de chaleur.

II.1.1. Conduction

La conduction est un transfert de chaleur dans un milieu matériel (solide ou fluide) sans mouvement de matière. C'est le seul mode de transfert de chaleur à l'intérieur d'un solide.

La relation fondamentale de la transmission de chaleur par conduction, établit que le flux de chaleur par conduction transmis dans le matériau, est égal au produit de trois quantités :

λ : La conductivité thermique

A: l'aire de la section à travers laquelle s'écoule la chaleur par conduction, cette section étant mesurée perpendiculairement à la direction du flux thermique.

$\frac{dT}{dx}$: le gradient de température dans la section, c'est-à-dire le rapport de la variation de température T à la distance x parcourue par le flux thermique.

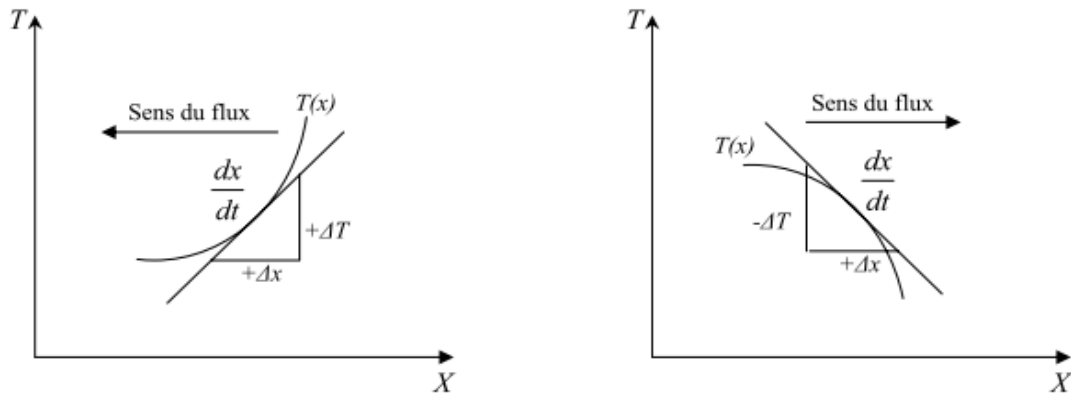


Fig II.1: Schéma indiquant le sens du flux.

Pour écrire l'équation de la conduction de chaleur sous forme mathématique, nous devons adopter un signe conventionnel. Nous considérerons que le sens des (x) croissant serait dans le sens positif de l'écoulement de chaleur. En outre, comme le deuxième principe de la thermodynamique implique nécessairement, que la chaleur s'écoule des points les plus chauds vers les points les plus froids, le flux serait donc positif lorsque le gradient de température est négatif.

En conséquence, l'équation élémentaire de la conduction unidimensionnelle en régime stationnaire s'écrit par le modèle proposé par J. B. FOURIER en 1822.

$$q_x = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (\text{II.1}).$$

Pour l'uniformité de l'équation, le flux de chaleur, q_x est exprimé en kcal/h et l'aire A en m^2 .

$\frac{dT}{dx}$, le gradient de température est exprimé en $^{\circ}C/m$ et λ , la conductivité du matériau, indique la quantité de chaleur qui traverse une surface d'aire unité si le gradient de température est égale à l'unité. L'unité de λ est $kcal/hm^{\circ}C$.

II.1.2. Convection

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière. Ce mode de transfert ne concerne donc que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide.

Le flux de chaleur transmise par convection entre une surface et un fluide peut être évalué par la relation proposée par I. NEWTON en 1701 :

$$\varphi_c = h_c \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{II.2}).$$

φ_c : Flux de chaleur par convection.

A : Aire de surface de transmission de chaleur.

ΔT : Différence de température entre la surface T_s et celle du fluide loin de la surface S.

h_c : Unité de conductance thermique moyenne de convection superficielle de transmission de chaleur.

Il est utile de signaler que la valeur numérique de h_c , dans un système, dépend de la forme géométrique de la surface, de la vitesse et également des propriétés physiques du fluide, et souvent même de la différence de température ΔT . En fait, ces quantités ne sont pas nécessairement constantes à la surface. Aussi le coefficient d'échange de chaleur par convection peut varier d'un point à un autre.

On distingue que la convection libre (ou naturelle) dans laquelle les mouvements du fluide sont dus aux variations de masse volumique et que la convection forcée dans laquelle les mouvements du fluide sont commandés par un système extérieur (pompe ou ventilateur).

II.2.Établissement de l'équation différentielle

Avant d'entreprendre l'étude des problèmes particuliers, nous allons établir l'équation différentielle définissant la répartition des températures dans un corps, ensuite à l'aide de certaines hypothèses, nous transformerons cette équation après l'avoir simplifiée afin de la mettre sous des formes appropriées aux cas qui font l'objet de cette étude.

Considérons un petit parallélépipède, découpé dans un corps de côté dx , dy et dz .

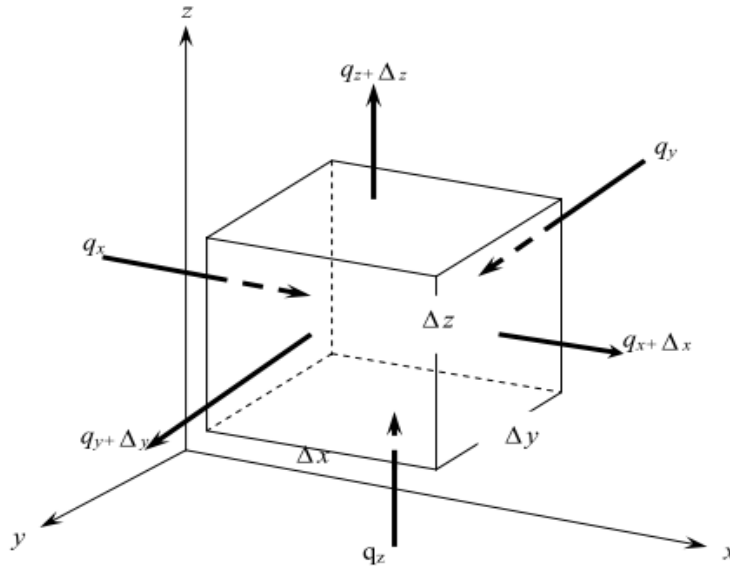


Fig II.2 : Schéma indiquant les notions pour l'établissement de l'équation différentielle de conduction en coordonnées cartésiennes

L'équation définissant la répartition de température s'obtient en décrivant le principe de la conservation de l'énergie pour l'élément considéré pendant un temps dt.

Le bilan des énergies s'écrit littéralement, sous la forme:

Chaleur qui entre pendant dt	+	Chaleur dégagée dans la masse par des sources internes pendant dt	=	Chaleur qui sort pendant dt	+	Chaleur due à la variation de l'énergie interne pendant dt
------------------------------	---	---	---	-----------------------------	---	--

$$E_{in} + E_{deg} = E_{sort} + E_{ei}$$

$$(q_x + q_y + q_z)dt + q(d_x d_y d_z)dt = (q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz})dt + \rho c dT(dx dy dz) \quad (II.3).$$

Où:

dt :Est la variation du temps.

q_x, q_y, q_z :Flux de chaleur qui entrent comme indiqué sur la Fig. II.2.

$q_{x+dx}, q_{y+dy}, q_{z+dz}$:Flux de chaleur qui sortent des faces comme indiqué sur la figure.

c: Chaleur spécifique du matériau.

ρ : masse volumique du corps.

T:Est la fonction de x, y, z et du temps t, $T=f(x, y, z, t)$.

La quantité de chaleur qui entre dans la direction x est définie par l'équation II.1

$$q_x = \left(-\lambda \frac{dT}{dx}\right)$$

Celle qui sort s'écrit:

$$q_{x+dx} = \left[-\lambda \frac{dT}{dx} + \frac{\partial}{\partial x} \left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right)\right] d_y d_z \quad (\text{II.4}).$$

En retranchant le flux de chaleur qui sort de celui qui entre de l'élément de volume dans la direction x, on obtient:

$$q_x - q_{x+dx} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) d_x d_y d_z \quad (\text{II.5}).$$

De même pour les directions y et z:

$$q_y - q_{y+dy} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) d_x d_y d_z \quad (\text{II.6}).$$

$$q_z - q_{z+dz} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) d_x d_y d_z. \quad (\text{II.7}).$$

En substituant ces relations dans l'équation de conservation d'énergie, et en divisant chaque terme par dx.dy.dz, on obtient l'équation:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + q = \rho \cdot c \frac{dT}{dt} \quad (\text{II.8}).$$

En supposant que c et ρ sont indépendantes de la température et que λ est le même dans les trois directions x, y, z.

Cette équation s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II.9}).$$

Cette équation est dite l'équation générale de conduction.

Où: $a = \frac{\lambda}{\rho c}$, la diffusivité thermique en (m²/h) du matériau.

Si le système ne contient aucune source de chaleur, l'équation ci-dessus se réduit à l'équation de FOURIER:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II.10}).$$

Dans le cas du régime permanent et en présence de source de chaleur, elle devient l'équation de POISSON:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q}{\lambda} = 0 \quad (\text{II.11}).$$

Et pour le régime permanent en l'absence de source de chaleur, la répartition des températures doit satisfaire l'équation de LAPLACE:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{II.12}).$$

Les régimes permanents : pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur

II.3. Notion de la résistance thermique

La vitesse de l'écoulement de la chaleur à travers une épaisseur de matériau sous les conditions d'un régime constant peut s'exprimer ainsi:

$$\varphi = \frac{A \cdot \Delta T}{R} \quad (\text{II.13}).$$

Où:

A: aire de la face à travers de laquelle la chaleur s'écoule

ΔT : Différence de températures entre la face chaude et la face froide du matériau

R: résistance thermique.

La valeur de la résistance thermique d'un morceau de matériau peut se concevoir comme étant la différence de température nécessaire pour produire à travers du morceau une unité d'écoulement de chaleur par unité de surface.

La résistance dépend d'un certain nombre de paramètres:

1- Géométriques

- Aire des zones de contact
- Hauteur des aspérités

- Nombre de zones de contact par unité de surface

2-Thermiques

- Conductivité des matériaux
- Conductivité des fluides

Qui à leur tour dépendent:

- des matériaux: leur état de surfaces (usinage, ...)
- leurs propriétés mécaniques (dureté,)
- de la pression de contact
- de la nature et de la pression du fluide interstitiel
- de la température

Chaque mode de transfert de chaleur est associé à une résistance thermique:

- a- Résistance associée à la conduction

$$\text{Mur : } R_{\text{mur}} = \frac{\delta}{\lambda \cdot A}$$

λ : conductivité thermique du matériau.

δ : Épaisseur d'un mur.

A: surface traversée par le flux thermique.

- b- Résistance associée à la convection

Pour la convection (à la surface solide/fluide, par exemple):

$$\varphi = h \cdot A | T_c - T_f |$$

Le flux φ est transféré du fluide T_f vers la surface à la température T_c ou inversement. On associe donc au processus de transfert par convection, la résistance thermique:

$$R_{\text{cv}} = \frac{T_c - T_f}{q} \quad \Rightarrow \quad R_{\text{cv}} = \frac{1}{h \cdot A}$$

Avec : $q = \frac{\varphi}{A}$; densité de flux thermique

II.4. Conduction en régime stationnaire

➤ **Transfert bidirectionnel**

Dans le cas où la propagation de la chaleur ne s'effectue pas selon une direction unique, deux méthodes de résolution peuvent être appliquées :

❖ **Méthode du coefficient de forme**

Dans les systèmes bi- ou tridimensionnels où n'interviennent que deux températures limites T_1 et T_2 , on montre que le flux de chaleur peut se mettre sous la forme :

$$\nabla^2 T + \frac{q}{\lambda} - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \tag{II.14}.$$

$$\begin{aligned} \text{Régime stationnaire : } \frac{\partial T}{\partial t} = 0 & \longrightarrow \nabla^2 T = -\frac{q}{\lambda} \\ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} &= -\frac{q}{\lambda} \end{aligned} \tag{II.15}.$$

On se limitera dans cette partie aux parois semi-infinies sans production de chaleur et dans un régime stationnaire. :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \tag{II.16}.$$

On a deux méthodes pour faire étude de régime stationnaire en multidirectionnel :

- 1-méthode analytique.
- 2-méthode numérique.

II.4.1. Méthode analytique

Méthode de séparation des variables :

$$T(x, y) = X(x).Y(y) \tag{II.17}.$$

$$Y \frac{d^2 X}{dx^2} + X \frac{d^2 Y}{dy^2} = 0 \tag{II.18}.$$

$$-\frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{Y} \frac{d^2 Y}{dy^2} \longrightarrow \begin{cases} \frac{d^2 Y}{dy^2} + k'^2 Y = 0 \\ \frac{d^2 X}{dx^2} - k'^2 X = 0 \end{cases}$$

$$X = C_1 \cos(k' x) + C_2 \sin(k' x) \tag{II.19}.$$

$$Y = C_3 \exp(k' y) + C_4 \exp(-k' y) \tag{II.20}.$$

La solution générale est donc le produit des équations

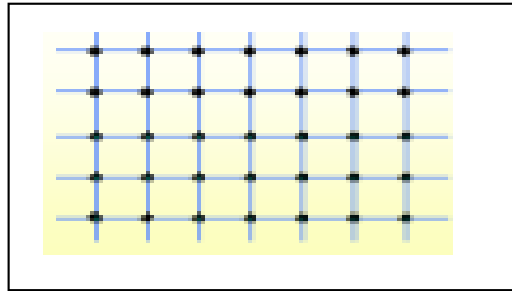
$$T(x, y) = (C_1 \cos(k'x) + C_2 \sin(k'x))(C_3 \exp(k'y) + C_4 \exp(-k'y))$$

(II.21).

II.4.2. Méthode Numérique

Principe de la méthode :

Remplacer l'équation différentielle aux dérivées partielles (qu'on ne sait pas résoudre en général) par un système d'équations linéaire (que l'on pourra résoudre facilement). Plutôt que de chercher l'expression $T(x,y)$ de la température en tout point du domaine, on va s'intéresser à la détermination des températures uniquement en des lieux précis du domaine. On discrétise le domaine à l'aide d'un maillage (voir figure) qui définit des points particuliers, les nœuds où l'on va chercher la température.

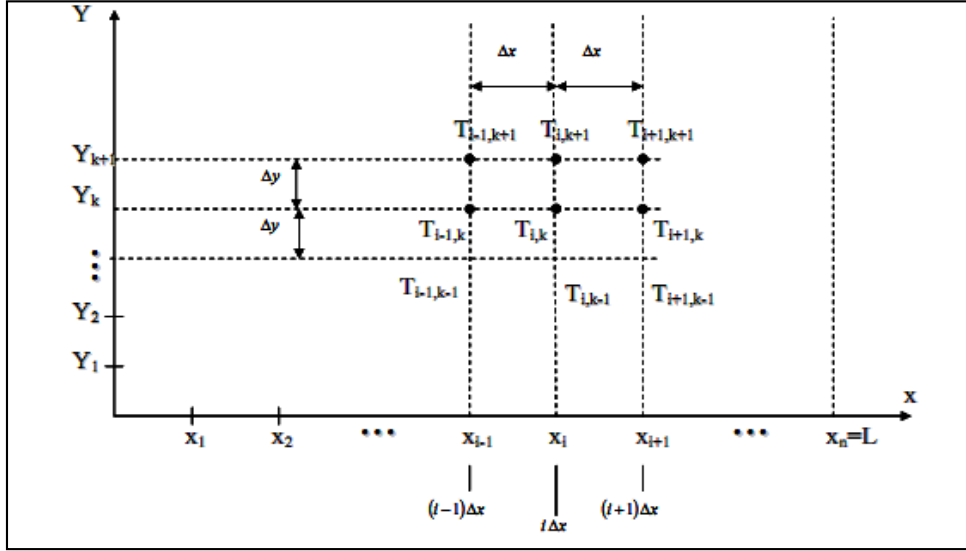


Outils d'analyse numérique pour résoudre l'équation de Laplace.

- Approximation de la dérivée seconde f''
- Discrétisation d'une fonction $f(x, y)$
- Approximations des dérivées partielles
- Approximation de l'opérateur Laplacien.
- Discrétisation de la fonction $T(x, y)$:

On remplace les coordonnées (x,y) continu par l'ensemble de points discrets (x_i, y_k) avec $x_i = i \cdot \Delta x$ et $y_k = k \cdot \Delta y$ (i et $k \in \mathbb{Z}$). Ce qui entraîne le remplacement de la fonction continue $T(x,y)$ par l'ensemble de point discrets $T(i,k)$ (pour des raisons de simplicité d'écriture on notera $T(i,k)$ simplement par $T_{i,k}$).

Autour de chaque nœud, on peut définir un volume de contrôle $\Delta x \cdot \Delta y$ de profondeur L .



On cherche maintenant à exprimer le Laplacien de $T(x,y)$ par les points discrets $T_{i,k}$. Pour se faire, on développe dans un premier temps $T_{i,k}$ en série de Taylor au voisinage du point x_i , en y_k (voisinage du point i , en k) :

$$T(x + \Delta x, y) = T(x, y) + \Delta x \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x,y} + \frac{1}{2} \Delta x^2 \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} + \frac{1}{6} \Delta x^3 \left. \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \right|_{x,y} + \mathcal{O}(\Delta x^4) \quad (\text{II.22}).$$

$$T(x + \Delta x, y) = T(x, y) + \Delta x \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x,y} + \frac{1}{2} \Delta x^2 \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} + \frac{1}{6} \Delta x^3 \left. \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \right|_{x,y} + \mathcal{O}(\Delta x^4) \quad (\text{II.23}).$$

$$T(x - \Delta x, y) = T(x, y) - \Delta x \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x,y} + \frac{1}{2} \Delta x^2 \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} - \frac{1}{6} \Delta x^3 \left. \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \right|_{x,y} + \mathcal{O}(\Delta x^4) \quad (\text{II.24}).$$

$$T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y) = 2T(x, y) + \overline{\Delta x}^2 \left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} + \mathcal{O}(\overline{\Delta x}^4) \quad (\text{II.25}).$$

D'où :

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} = \frac{T(x + \Delta x) + T(x - \Delta x, y) - 2T(x, y)}{\Delta x^2} + \mathcal{O}(\Delta x^2)$$

(II.26).

Dont un second temps on développe $T_{i,k}$ en série de Taylor au voisinage du point y_k , en x_i (voisinage du point k , en i) :

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{x,y} = \frac{T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y) - 2T(x, y)}{\Delta y^2} + \mathcal{O}(\Delta y^2)$$

(II.27).

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{x,y} = \frac{T(x + \Delta x) + T(x - \Delta x, y) - 2T(x, y)}{\Delta x^2} + \mathcal{O}(\Delta x^2)$$

(II.28).

On choisissant le même pas dans les deux directions $\Delta x = \Delta y$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \Big|_{x,y} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \Big|_{x,y} = \frac{T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y) - 2T(x, y)}{\Delta x^2} + \frac{T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y) - 2T(x, y)}{\Delta y^2}$$

(II.29).

$$\frac{T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y) - 4T(x, y) + T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y)}{\Delta x^2}$$

➤ Discrétisation du Laplacien

$$\nabla^2 T(x, y) = \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} \tag{II.30}.$$

$$\frac{T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y) - 4T(x, y) + T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y)}{\Delta x^2} = 0$$

$$T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y) - 4T(x, y) + T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y) = 0$$

$$T(x, y) = \frac{T(x, y + \Delta y) + T(x, y - \Delta y) + T(x + \Delta x, y) + T(x - \Delta x, y)}{4}$$

Enfinement : $T_{i+1,k} + T_{i-1,k} - 4T_{i,k} + T_{i,k+1} + T_{i,k-1} = 0$ (II.31).

Pour retrouver la notation habituelle, remplaçant les indices i,k par les parenthèses (i,k) :

$$T(i + 1, k) + T(i - 1, k) - 4T(i, k) + T(i, k + 1) + T(i, k - 1) = 0$$

$$4T(i, k) = T(i + 1, k) + T(i - 1, k) + T(i, k + 1) + T(i, k - 1).$$

On a donc remplacé l'équation différentielle par une équation linéaire simple à résoudre. Pour chaque nœud on a une équation. Pour un problème comprenant au totale I*K nœuds, on obtient ainsi un système de I*K équations linéaires à I*K inconnues (T(i,k)). La résolution du problème se ramène donc à la résolution d'un système d'équations linéaires [47].

➤ Conditions aux limites

Hypothèse : tous les flux rentrent dans la maille.

Échange par Conduction : $\phi_{entrant} = \lambda s \frac{T_{EXT} - T_{INT}}{\Delta X}$

Échange par Convection : $\phi_{entrant} = h s (T_{EXT} - T_{INT})$

II.5. Définition de la résistance thermique de contact

A l'interface de deux solides en contact, le contact n'est jamais parfait et se fait uniquement par des points de contact. Ce mauvais contact limite les transferts thermiques par conduction entre les deux matériaux, et constitue une résistance thermique supplémentaire. L'imperfection du contact solide - solide est représentée par une Résistance Thermique de Contact (RTC) qui dépend notamment de l'état de surface des matériaux, de leurs caractéristiques mécaniques et de leurs caractéristiques thermiques.

Dans la configuration multicouche, la qualité du contact thermique entre deux couches successives peut être décrite par un seul paramètre qui est la résistance thermique de contact (RTC).

Dans la plupart des études théoriques, on suppose que le contact physique entre deux milieux isotropes est thermiquement parfait, alors que dans la réalité, une résistance thermique de contact non négligeable existe du fait de la présence d'une fine couche intermédiaire ou de transition, due aux irrégularités et à la rugosité des surfaces de matériaux en contact, ainsi que la présence éventuelle d'une phase interstitielle, ou d'impuretés, qui constituent une barrière à la circulation normale du flux thermique.

Cette résistance est d'autant plus importante lorsqu'il s'agit de solides en contact. Dans ce cas deux modes de transfert thermiques se superposent :

- un transfert par conduction au niveau des zones de contact ;
- un transfert complexe à travers le milieu interstitiel.

Dans le cas de milieux solides conducteurs, il se produit une convergence des lignes de flux vers les zones de contact où le passage de la chaleur est plus facile appelée effet de constriction. Lorsque la conductivité du milieu interstitiel est voisine de celle des milieux en contact, l'effet de constriction devient très faible et peut être négligé.

Pour estimer ce paramètre, il faut combiner à la fois un travail de modélisation et les mesures expérimentales des températures des points bien déterminés. En général, la valeur de la RTC varie entre $10^{-8} \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (contact quasi-parfait) et $10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$.

II.6. Conditions aux interfaces

La résistance thermique de contact (R.T.C) est une grandeur physique qui caractérise la qualité du contact thermique entre deux matériaux. Elle intervient dans les études relatives de

transfert de chaleur dans les matériaux composites et dépend en particulier des propriétés thermiques des matériaux, de la géométrie et de l'état de surface des faces en contact. Deux cas sont distingués :

II.6.1. Contact parfait

Il y a égalité des températures et des flux à l'interface.

$$\lambda_1 \bar{\nabla} T_1 = \lambda_2 \bar{\nabla} T_2$$

$$T_1 = T_2$$

II.6.2. Contact imparfait

Les deux surfaces ne sont pas strictement en contact, du fait de leurs rugosités, et il existe une « résistance » thermique de contact (RTC) due à la lame d'air présente entre les deux milieux.

$$\lambda_1 \bar{\nabla} T_1 = \lambda_2 \bar{\nabla} T_2$$

$$q_{\text{con}} = \frac{1}{R_{\text{TC}}} (T_1 - T_2)$$

$$q_{\text{con}} = -\lambda_1 \bar{\nabla} T_1 n_1$$

II.7. La conception de la résistance thermique de contact

Le concept de résistance thermique de contact peut être illustré dans un cas de conduction thermique monodimensionnel. Le flux de chaleur φ en régime stationnaire dans un matériau homogène de longueur l est calculé par l'équation (II.1):

$$\varphi = -\lambda(T_1 - T_2) = -\frac{(T_1 - T_2)}{R} \quad (\text{II.32}).$$

Où λ est la conductivité thermique, et $R = \frac{2l}{\lambda}$ la résistance thermique.

Dans le cas où l'on ajoute un autre matériau de conductivité thermique k et de largeur δ (figure II.1), la conservation du flux passant à travers le matériau s'écrit:

$$\varphi = -\lambda \frac{(T_3 - T_1)}{l} = -\lambda \frac{(T_4 - T_3)}{\delta} = -\lambda \frac{(T_2 - T_4)}{l} \quad (\text{II.33}).$$

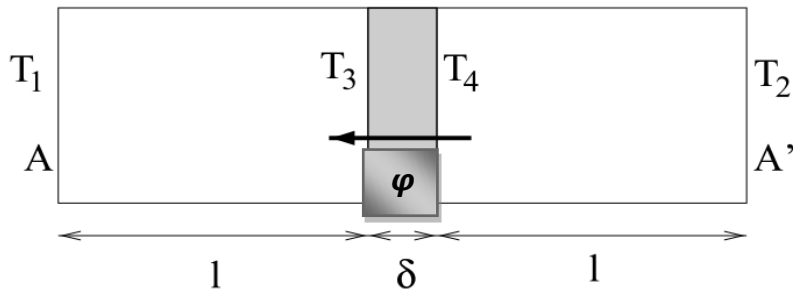


Fig II.3 : Schéma de l'exemple

Dans le cas ou le matériau intercalé est de faible épaisseur, il peut représenter du point de vue thermique une interface imparfaite. La figure (II.4) montre le profil de température. Suivant la coupe AA'. On remarque le saut de température provoqué par la présence du matériau intercalé en comparaison avec le cas homogène.

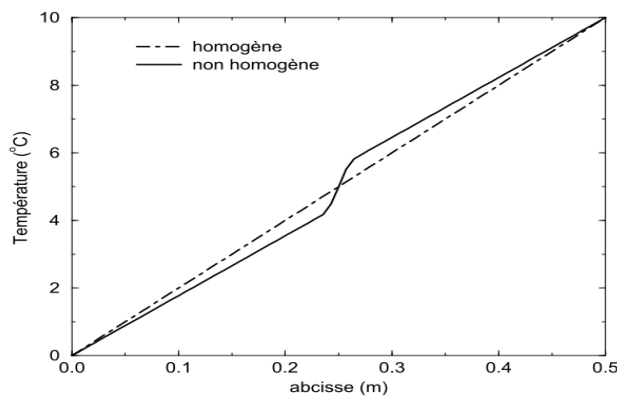
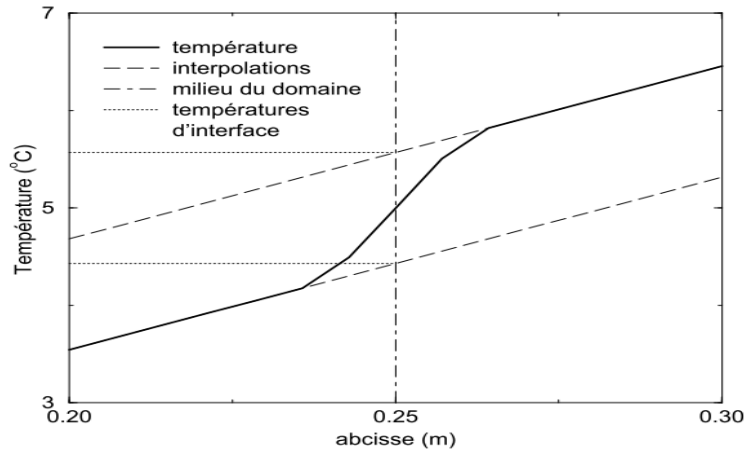


Fig II.4:Profil de température

De la même manière que dans l'équation (II.1), on définit la résistance thermique de contact par :

$$RTC = \frac{T^+ - T^-}{\varphi} = \frac{\delta T}{\varphi} \tag{II.34}.$$

Où T^+ et T^- , les températures à l'interface, sont calculées par une extrapolation linéaire (Figure II.5).

Fig II.5 ; Détermination de ΔT

Dans le cas d'un contact bidimensionnel, les lignes de flux de chaleur ne sont plus perpendiculaires à l'interface mais se resserrent autour des zones où le contact est éjectif « les zones de constriction », ce qui montre que le transfert thermique y est favorisé (figure II.6).

A côté de zones de contact au niveau de l'interface, les poches d'air isolent les deux solides en créant une résistance thermique importante. Malgré la variation rapide des températures au niveau du contact, le saut de ces températures à l'interface défini dans l'équation (II.34) reste constant. En effet, lorsque l'on se place suffisamment loin de l'interface, les hétérogénéités de contact locales n'ont plus d'influence sur le profil de température. Ceci permet d'étendre la notion de RTC à l'ensemble de la surface de contact bidimensionnelle.

En présence d'aspérités, la surface de contact réelle entre les deux matériaux notée S_r est beaucoup plus petite que l'aire de contact apparente S_a .

On remarque donc qu'un bon contact va amener un grand S^* et inversement. En outre, cet indicateur de la qualité du contact donne aussi une idée de la valeur de la RTC.

En effet, plus la zone de contact est importante, et plus le flux qui la traverse est grand, la RTC est plus faible (dans le cas où le milieu interstitiel est un isolant thermique)

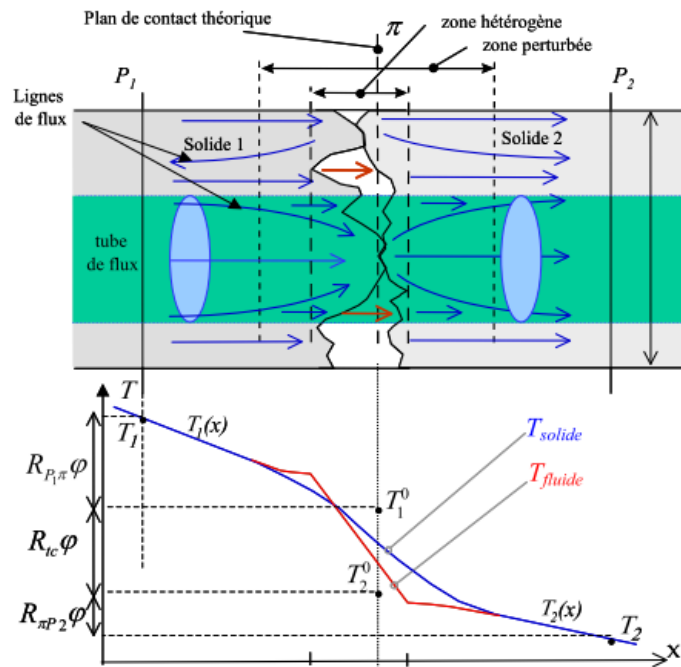


Fig II.6 : Contact bidimensionnel imparfait

II.8. Facteurs influençant sur la RTC

Les connaissances sur la RTC sont beaucoup construites sur les travaux de forge à chaud. Avec l'intérêt grandissant pour ce paramètre, des études concernant directement l'emboutissage à chaud émergent depuis quelques années. Elles ont permis d'étudier l'influence sur la RTC (ou le coefficient d'échange) de paramètres tels que :

- la température des outils
- la pression de contact
- l'état de surface
- le temps de contact
- la déformation à l'interface
- la conductivité des surfaces en contact
- l'oxydation des surfaces

Dans cette partie, nous sommes intéressés de citer l'influence de quelques paramètres tels que la température, pression et coefficient de contact sur la résistance thermique de contact.

II.8.1. Influence de la pression

II.8.1.1. sur coefficient de contact

Dans une machine électrique, c'est au niveau de l'interface carter - fer qu'une importante résistance thermique de contact apparaît. En effet, cette interface est située dans la

direction radiale du flux de chaleur, direction privilégiée pour le transfert thermique. Pour modéliser cette résistance, il convient de définir, comme pour la convection, un coefficient équivalent de contact. Nous avons représenté sur la Fig II.7 .L'allure de ce coefficient en fonction de la pression de contact pour une interface acier – aluminium [31]

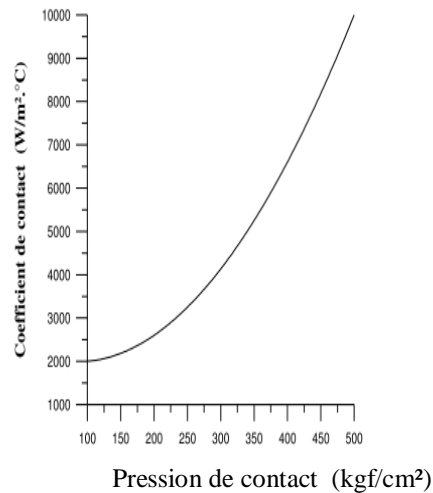


Fig II.7 : Coefficient de contact pour une interface acier – aluminium

II.8.1.2. À la résistance thermique de contact

La figure II.8 présente les courbes de résistance thermique de contact RTC estimées en fonction de la pression de contact. La RTC est estimée pour trois couples de matériaux différents lors du chargement et du déchargement. A partir des surfaces vierges, on obtient d'abord la courbe d'adaptation monotone décroissante présentant des variations importantes dues aux déformations à la fois plastiques et élastiques que subissent les aspérités au niveau du contact. La courbe de RTC estimées lors du déchargement traduit la diminution des déformations élastiques réversibles. La différence entre les deux courbes relatives à un couple de matériaux exprime le caractère irréversible des déformations plastiques survenues au cours du premier chargement et qui ont modifié de façon permanente la structure de l'interface. Quel que soit le couple de matériaux, on retrouve la même évolution de la RTC qui diminue en fonction de la pression de contact atteignant son minimum à $P_c = 16 \text{ MPa}$ [32].

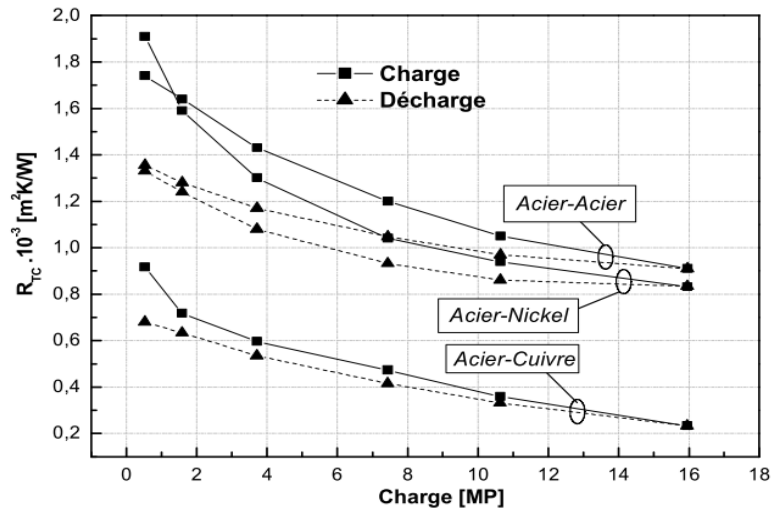


Fig II.8 : Variation de RTC en fonction de la charge.

II.9. Transfert de chaleur aux interfaces solide- solide

De nombreux problèmes nécessitent une modélisation précise des transferts de chaleur aux interfaces entre matériaux solides. Comme cela est représenté sur la figure II.9, la chaleur diffuse d'un milieu à l'autre au travers des zones de contact. L'importance de ces zones de contact est fonction de la rugosité des surfaces en présence. Plus la force de pression d'un domaine contre l'autre est importante, plus les zones de contacts sont nombreuses. Dans le cas où les deux matériaux en contact sont solides l'augmentation de la pression de contact contribue à écraser les aspérités.

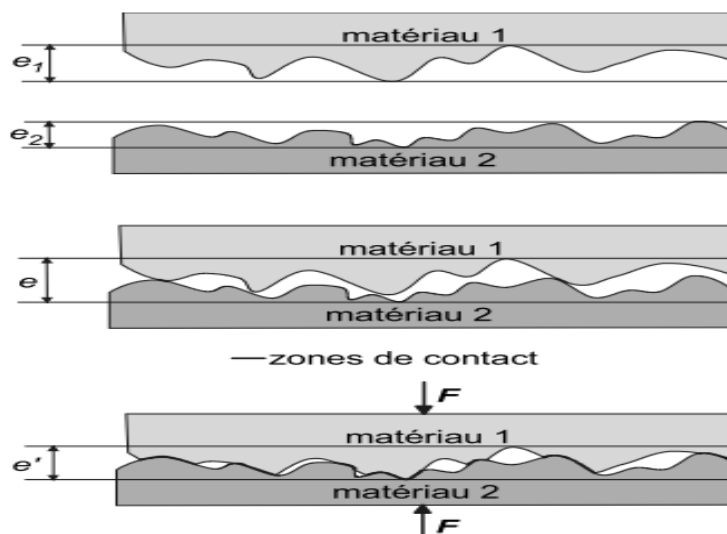


Fig II.9 : Différentes zones de contact entre deux matériaux solides immobiles avec et sans force de contact.

Dans le cas de l'assemblage de deux matériaux solides, le fluide interstitiel est généralement de l'air mais on pourra aussi avoir présence d'un liquide. Lorsque le fluide interstitiel est moins conducteur que les matériaux en contact, les lignes de flux vont se resserrer au voisinage des zones de contact : c'est le phénomène de constriction représenté sur la figure II.10. La température moyenne à l'interface sera différente de la température de part et d'autre dans chaque matériau. Ceci conduit à définir la résistance thermique de contact RTC [33].

$$RTC. \varphi = T_1 - T_2$$

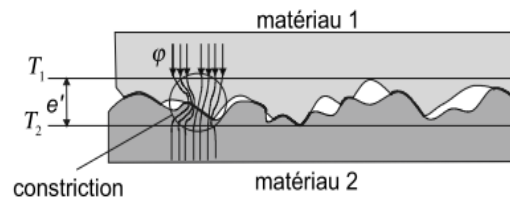


Fig II.10 : Constriction des lignes de flux au niveau de la zone de contact

Dans cette relation T_1 et T_2 désignent respectivement la température des solides 1 et 2 de part et d'autre de l'interface. Il y a une continuité du flux de chaleur à l'interface mais il n'y a pas de continuité de la température. La détermination de la résistance thermique de contact n'est jamais simple. On peut toutefois la déterminer en adoptant une géométrie idéalisée du contact tel que cela est représenté sur la figure II.11. On considère ici que chaque aspérité est représentée sous la forme d'un pion cylindrique ou carré. La plupart du temps, l'interface ayant une épaisseur 'e' très petite et le fluide interstitiel étant généralement peu capacitif on pourra calculer la résistance thermique en régime permanent. De manière générale, même en régime transitoire, on assimilera l'interface à une résistance thermique pure.

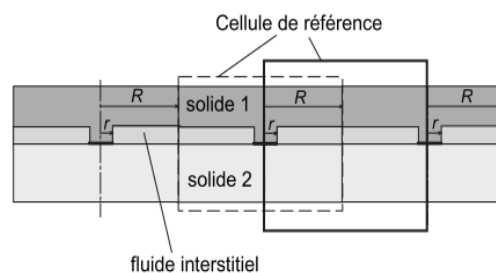


Fig II.11 : Modélisation idéalisée du contact entre deux matériaux solides (seul le solide 1 est muni d'aspérités, le solide 2 est totalement lisse).

II.10. Détermination théoriques de la RTC sans transfert de chaleur par le milieu interstitiel

En raison de la complexité des surfaces réelles, toutes les études théoriques sont entreprises à partir de la schématisation plus ou moins proche de la géométrie réelle de contact. Les modèles proposés admettent le plus souvent que les zones de contact sont de surfaces égales et sont régulièrement réparties sur toute la surface apparente, ce qui permet de définir des tubes de flux de chaleur tous identiques. Donc, de par la périodicité du problème, l'étude du passage de chaleur se ramène à l'étude du comportement thermique d'un seul tube de flux.

Diverses schématisations du contact ont été déjà proposées. Celle la plus couramment utilisée dans les articles est celle où les aspérités en contact sont des petits cylindres droits (Fig. II.12.a). La modélisation 2D équivalente correspond à une représentation des aspérités sous forme de créneaux (Fig. II.12.b). D'autres modèles ont aussi été étudiés. Par exemple il était plus réaliste de modéliser une géométrie d'interface au moyen d'aspérités coniques plutôt que des aspérités cylindriques (Fig. II.13.a). Du fait que le sommet de l'aspérité est beaucoup moins large que sa base, un phénomène de constriction a aussi lieu dans l'aspérité même.

En considérant une aspérité et en supposant que le flux traversant le milieu interstitiel est négligeable, le contact peut donc être modélisé par des RTC en série : résistances de constriction (R_{c1} et R_{c2}) et d'aspérité (R_{asp}). Des nombreuses études analytiques ou numériques permettent de déterminer chacune de ces résistances, pour les différentes géométries de contact (Figures II.12) et II.13)). Quelques formules obtenues sont présentées dans le paragraphe suivant qui décrit successivement des méthodes de détermination de R_{c1} , R_{asp} et R_{c2} .

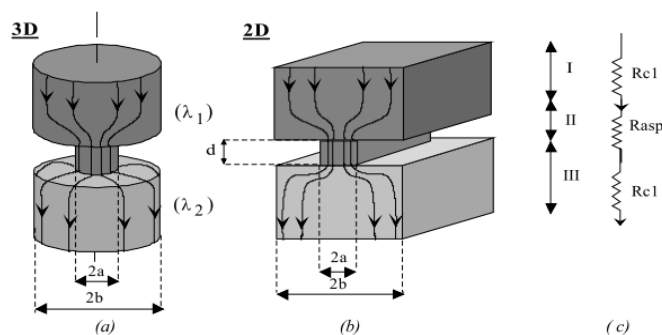


Fig II.12 : Modélisations avec des aspérités à sections constantes carrées ou cylindriques, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent

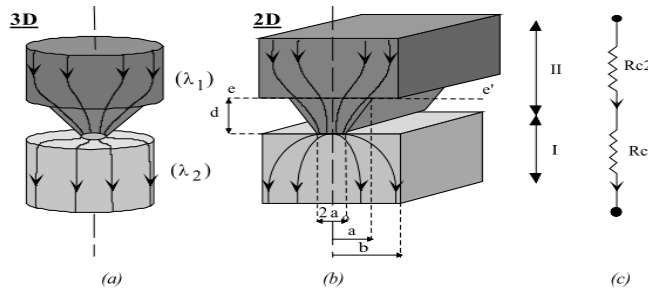


Fig II.13 : Modélisations à aspérités coniques ou triangulaires, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent

II.11. Détermination théorique de la RTC dans le cas de géométries bidimensionnelles et tridimensionnelles

II.11.1. détermination de la résistance de constriction R_{c1}

La majeure partie des travaux réalisés porte sur l'étude des géométries de contact axisymétriques. Les premières études sont consacrées au cas du milieu semi-infini. En effet, les zones en contact réel représentant une faible proportion de la surface totale, chaque surface réelle de contact est modélisée par un disque de rayon « a » à la surface d'un milieu semi-infini. La résistance de constriction dans ce milieu peut être déterminée analytiquement par la méthode de séparation de variables. La condition aux limites sur la zone de contact réelle est soit une condition de température imposée, soit une condition de flux.

$$R_{c1} = \frac{8}{3\pi^2} \cdot \frac{1}{\lambda a} \quad \text{Pour une condition de flux imposé sur le disque de rayon a.}$$

$$R_{c1} = \frac{1}{4\lambda a} \quad \text{Pour une condition de température imposée.}$$

En pratique, la surface étudiée est divisée en plusieurs tubes de flux tous identiques (Figures (II.12) et (II.13)). Par analogie électrique, la résistance de constriction totale correspond la somme de résistances en parallèle. Chacune de ces résistances est obtenue à partir des relations précédentes, corrigées d'un facteur prenant en compte les limites du tube de flux et donc la valeur de la surface réelle de contact par unité de surface apparente, S^* . La résistance de constriction totale (en $m^2.K/W$), dans le cas d'une condition de température imposée, est donc de la forme :

$$R_{c1} = \frac{1}{4a\lambda N} g(S^*) \tag{II.35}$$

Où N est le nombre de contacts par unité de surface apparente :

$$N = \frac{1}{A_a} \tag{II.36}$$

$g(S^*)$ est obtenue, soit à partir de la formule de Roess, limitée au premier terme :

$$g(S^*) = 1 - 1.41 \cdot \sqrt{S^*} \tag{II.37}$$

soit à partir des résultats fournis par Cooper et al.[34], qui donnent une valeur approximée de cette fonction :

$$g(S^*) = (1 - \sqrt{S^*})^{1.5} \tag{II.38}$$

Ces auteurs ont aussi montré que la résistance de constriction est sensiblement identique quelle que soit la forme de la géométrie étudiée, pourvu que la surface réelle de contact par unité d'aire apparente reste à peu près constante (Fig. II.14).

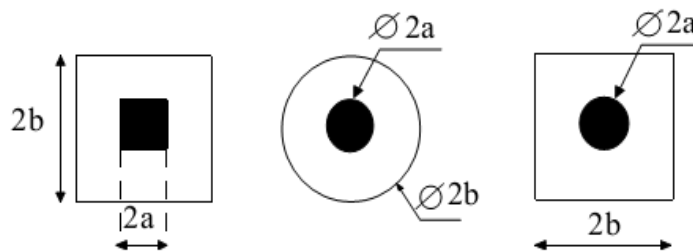


Fig II.14 : Configurations de la géométrie de contact donnant des valeurs similaires de résistance de constriction

Les écarts obtenus entre les différentes résistances de constriction viennent le plus souvent des hypothèses faites au niveau du modèle analytique (température ou flux imposés au niveau du contact).

II.11.2. Détermination de la résistance d'aspérité R_{asp}

Dans le cas des aspérités à section constante, Bardou et al [30] ont été parmi les premiers à donner une estimation de la contribution de l'aspérité dans la RTC, dans le cas de géométries de contact tridimensionnelles (Fig. II.12.a) :

$$R_{asp} = \frac{d}{N\lambda_1} \left(\frac{1}{\pi a^2} - \frac{1}{\pi b^2} \right) \tag{II.39}$$

Dans le cas de ces géométries d'aspérité à section constante, Bardou [30] a montré que la contribution de l'aspérité est en général très inférieure à la constriction pure (~10-15 %). Dans le cas des aspérités à section variable (Fig. II.15), le phénomène de constriction dans l'aspérité

devient non négligeable par rapport au phénomène de constriction dans la partie principale du solide. Le haut de l'aspérité (segment (e-e')) est loin d'être isotherme et la résistance thermique dans le solide 1 doit être déterminée dans son ensemble.

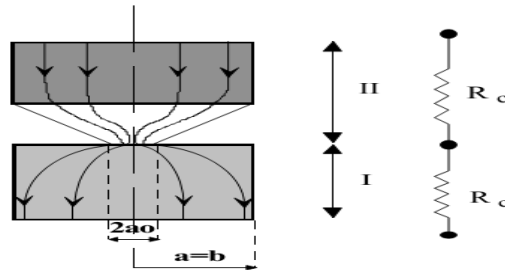


Fig II.15 ; Modélisations à aspérités coniques ou pyramidales dans le cas où $a=b$, représentation d'un tube de flux. Phénomènes de constriction au niveau du contact ; schéma résistif équivalent

II.11.3. Détermination de la résistance de constriction R_{c2}

La résistance R_{c2} peut être déterminée à partir des travaux réalisés par Wong [35]. Les hypothèses formulées par Wong, ne sont pas parfaitement représentatives du phénomène de constriction dans le solide comportant les aspérités. Toutefois, nous montrerons que, dans le cas de figure qui nous intéresse, ces corrélations donnent une valeur suffisamment précise de la résistance de constriction dans le solide supérieur. Afin de déterminer R_{c2} , Wong a supposé que les lignes de flux convergeaient vers le point 0 et étaient perpendiculaires aux surfaces isothermes (e-e) (Fig. II.16). R_{c2} est alors obtenue en intégrant la relation suivante :

$$R_{c2} = \frac{\pi a^2}{\lambda} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{\int_0^\theta 2\pi r l d\theta} \tag{II.40}$$

En posant : $\tan(\theta) = \frac{a-a_0}{d} = \beta$

Et avec $r = l \sin\theta$, la relation (II.40) donne :

$$R_{c2} = \left(\frac{a}{a_0} - 1\right) \frac{a}{2\lambda} \cdot \frac{\beta}{\sqrt{1+\beta^2}-1} \tag{II.41}$$

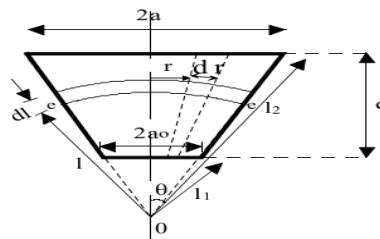


Fig II.16: Détermination de R_{c2} pour des aspérités coniques ou triangulaires

Bien que l'approche présentée soit tridimensionnelle on peut l'étendre au cas des aspérités triangulaires bidimensionnelles. Dans ce cas :

$$R_{c2} = \frac{a}{\lambda} \cdot \frac{1}{\arctan(\beta)} \ln\left(\frac{1}{S^*}\right) \quad (\text{II.42})$$

Les études théoriques précédentes, pour être applicables, supposent la détermination préalable des caractéristiques géométriques de l'interface et en particulier de la valeur de la surface réelle par unité de surface apparente, S^*

II. 11.4. Détermination de S^*

L'estimation théorique de la RTC passe par la connaissance de la géométrie de contact en fonction de la charge appliquée. La détermination des caractéristiques géométriques d'interface implique, le plus souvent, l'utilisation d'un modèle de déformations élastiques (Modèle de Hertz) (Greenwood et Williamson [36]), plastiques ou élasto-plastiques (Ishigaki et Kawaguchi [38], Sridhar et Yovanovitch [37]) : Dans le cas du modèle de déformations plastiques pures, une formule proposée par Bowden et Tabor [39] relie l'aire apparente de contact à l'aire réelle de contact.

$$\frac{A_r}{A_a} = S^* = \frac{P}{H} \quad (\text{II.43})$$

II.12 méthodes de détermination expérimentale de la RTC a l'interface solide-solide

L'étude de transferts de chaleur à l'interface de matériaux en contact a des applications dans de nombreux domaines (aéronautique, aérospatiale, micro-électronique, forgeage, etc.). La connaissance du comportement thermique de l'interface solide-solide est fondamentale. En effet, le comportement thermomécanique des pièces et les phénomènes d'usure ou de fatigue sont fortement dépendants des niveaux de températures et des phénomènes thermiques mis en jeu mais non encore quantifiés. Les premiers travaux portant sur le thème du transfert de chaleur à l'interface solide-solide datent de 1958 (**Beck** [1958]). Néanmoins, l'intérêt porté à ces phénomènes n'a commencé réellement à se développer qu'à partir des années 80. Depuis de nombreuses approches expérimentales ont été proposées pour estimer le coefficient thermique d'interface. Même si ces approches utilisent la même démarche expérimentale, à savoir la mise en contact de deux matériaux portés à des températures différentes et instrumentés au moyen de thermocouples, les méthodologies de détermination de la RTC sont diverses. On peut distinguer essentiellement trois approches expérimentales distinctes permettant de calculer la RTC à l'interface :

La première approche, la plus ancienne, consiste à mesurer directement les températures surfaciques au moyen de thermocouples appropriés sans toutefois s'intéresser au problème de

l'estimation du flux surfacique en régime transitoire. La majeure partie de ces travaux portent sur les mesures des températures surfaciques et les problèmes inhérents à ce type de mesures notamment dans les conditions de températures et de pressions rencontrées au cours des procédés de mise en forme.

Devant les problèmes rencontrés lors des mesures directes des températures surfaciques, une autre approche a été proposée qui consiste à comparer les températures mesurées à différents endroits de l'outil et du lopin, aux températures calculées au moyen d'un modèle monodimensionnel ou bidimensionnel, aux éléments ou aux différences finis. La résolution numérique du champ de températures dans l'outil et le lopin permet d'obtenir des courbes calibrées en fonction de la résistance thermique de contact. La concordance des mesures avec les résultats numériques permet de déterminer la valeur de cette résistance.

La dernière approche, beaucoup plus récente, fait appel aux techniques inverses. Cette méthode semble à l'heure actuelle la plus performante. En effet, contrairement à l'approche précédente, elle permet de prendre en compte le caractère transitoire des procédés de mise en forme, en estimant à chaque pas de temps la valeur de la résistance thermique de contact à partir de températures internes mesurées.

L'objectif de ce paragraphe est de présenter successivement chacune de ces trois approches en essayant de mettre en évidence les avantages et les inconvénients des méthodes employées.

II.12.1. Première méthode d'estimation de la RTC : mesure directe des températures de surface

La méthode de mesure directe consiste à déterminer les températures de contact, en les mesurant directement au moyen d'instruments de mesures appropriés. Cette approche de l'étude du comportement thermique de l'interface est plus qualitative que quantitative vu que l'essentiel des travaux dans ce domaine ne présentent pas de valeurs de la RTC. En effet aucun auteur n'a proposé des méthodes d'estimation ou de mesure du flux surfacique en régime transitoire nécessaires au calcul de la RTC.

Kellow et al. [40] ont souligné l'importance des gradients thermiques à l'interface outil-lopin sur le comportement mécanique de l'ensemble lors du forgeage. Ils ont étudié l'influence sur le transfert de chaleur de paramètres tels que la lubrification, la vitesse d'usinage, les déformations des surfaces en contact, etc. Ils ont proposé deux systèmes de thermocouples permettant de mesurer soit directement les températures de contact (Fig.II.17.a), soit des températures proches de l'interface (Fig.II.17.b). Bien que les fils de thermocouples soient en partie isolés, des risques d'erreur de mesure liés aux transferts de chaleur parasites sont à

craindre du fait que les fils de thermocouples sont positionnés perpendiculairement au gradient thermique.

Ces types de thermocouples ont été employés par Dean et Silva [41]. Ils ont cependant souligné la fragilité de ces capteurs liée aux fortes contraintes et tensions d'interface qui apparaissent au cours du forgeage.

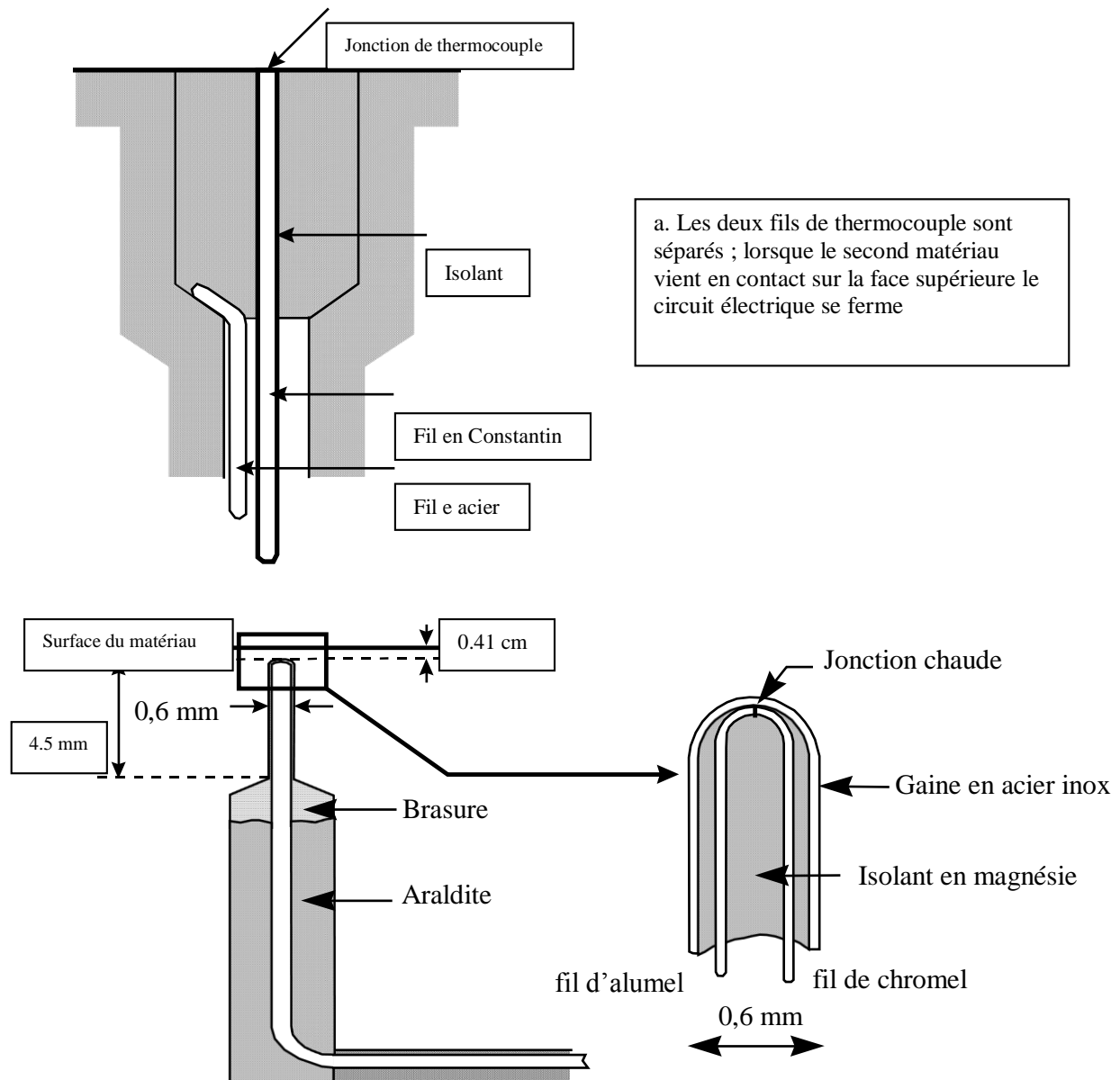


Fig.II.17: Thermocouples surfaciques (a) et "sous-surfaciques" (b) développés par Kellow et al.[40].

Lenard et Davies [42] ont instrumenté un procédé de forgeage avec des thermocouples de type K, de diamètre de fil de 0,254 mm. Une première série de thermocouples, mâtés à l'intérieur de trous de profondeur 10 mm permettait de mesurer la température en différentes positions des outils. Des thermocouples surfaciques ont aussi été employés. Les caractéristiques du dispositif sont représentées sur la figure (I.3). Les essais ont été réalisés à des pressions

d'interface variant de 10 à 90 MPa. L'outil était chauffé à une température variant entre 300°C et 900°C. Les auteurs ont dans un premier temps souligné la dépendance du transfert de chaleur à l'interface de contact par rapport à la rugosité des échantillons, les niveaux de températures ainsi que l'état de surfaces des outils étant directement liés à la valeur de la pression d'interface. En effet la rugosité initiale de leurs pièces était comprise entre 0,15 et 0,2 μm . Cette rugosité n'a été que très peu modifiée tant que la pression d'interface est restée inférieure à 20 MPa. Elle est passée à 0,12 μm lorsque la pression est passée à 30 MPa. Une variation identique de la rugosité a été observée lorsque la pression a augmenté jusqu'à 40 MPa. Pour des pressions d'interface plus élevées la rugosité, des pièces n'a pas semblé être affectée de manière significative. Concernant la mesure des températures de surface, les performances de leurs thermocouples de surface semblaient très controversées. En effet chacun de ces thermocouples a donné des résultats différents remettant en cause la fiabilité et la précision des mesures surfaciques. De plus, vu les fortes concentrations de contraintes à l'interface de contact, les auteurs ont souligné l'extrême complexité à mettre en place un système de mesures directes des températures de surface. C'est pourquoi ils ont préconisé l'utilisation de techniques inverses telles que celles explicitées dans le paragraphe (I.3.3).

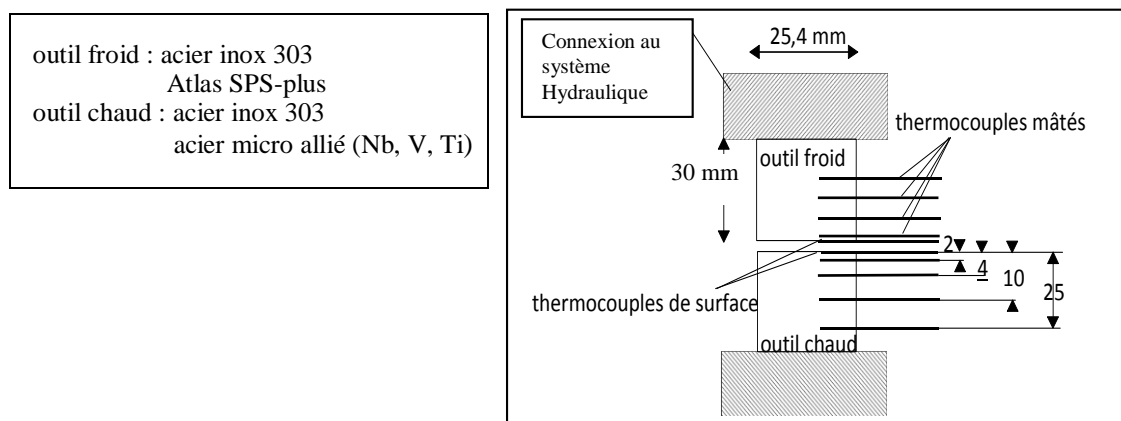


Fig.II.18: Caractéristiques du processus expérimental de mesure de températures dans les procédés de mise en forme [42]

Une autre méthode a été utilisée par Jain [43] pour estimer les températures de contact. Il a extrapolé le champ de températures mesurées par les thermocouples de type K vers l'interface géométrique de contact. Le lopin utilisé était en aluminium et l'outil en acier H-12. L'ordre de grandeur des résistances obtenues, en régime permanent était de $10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$. D'autres essais ont été réalisés, en régime sec ou lubrifié, (Jain [43]) avec un outil en acier H-13 ou en Waspalloy et un lopin en inconel 718 ou en acier inox 304, pour des niveaux de pression pouvant atteindre 140 MPa. Cette méthode de mesure "indirecte" des températures

surfaciques, bien qu'intéressante, a été utilisée dans cet article à partir des données du transitoire thermique ce qui entraîne des résultats erronés. L'utilisation des températures extrapolées pour estimer le saut de températures à l'interface de contact est une méthode à proscrire dans le cas de simulation de procédés de mise en forme compte tenu du caractère transitoire du phénomène.

II.12.2. Seconde méthode d'estimation de la RTC : comparaison des températures calculées et mesurées

Cette approche, la plus communément utilisée jusqu'à présent, consiste à ajuster le champ de températures calculées, au moyen du modèle Boer et Schröder [44], au champ de températures mesurées, au moyen des thermocouples. Pour chaque température mesurée, les valeurs numériques des températures sont calculées en régime transitoire par une méthode éléments ou différences finies en prenant comme condition d'interface une RTC constante et fixée a priori. On obtient ainsi une série de courbes calibrées en fonction de la RTC. La RTC au contact outil-lopin est déterminée en faisant coïncider au mieux la courbe expérimentale des températures à une des courbes obtenues par calcul.

Dadras et Wells [45] ont été parmi les premiers à adopter cette démarche. Leur objectif était de déterminer la conductance entre un outil en acier et un lopin en cuivre OFHC, en acier 1042 ou en acier inox 304. Une méthode aux différences finies bidimensionnelle a été employée afin de calculer le champ de températures dans la pièce et les outillages. Les pertes radiales par rayonnement et convection ont été prises en compte. Compte tenu de la difficulté d'intégrer les comportements des couches d'oxydes et de lubrifiant dans le modèle, une RTC globale a été utilisée comme condition aux limites d'interface. D'un point de vue expérimental des thermocouples de type K ont été matés au centre des échantillons et dans l'outil supérieur. L'incertitude sur le positionnement des thermocouples était de $\pm 0,2$ mm. Les températures étaient mesurées avec un maximum d'incertitude de $\pm 9,5$ C. Le mauvais ° contact entre les thermocouples matés et les pièces ainsi que le positionnement des thermocouples de l'outil perpendiculairement au gradient thermique ont été à l'origine de problèmes d'homogénéité et de perturbation de la mesure de température, ce qui entraîne inévitablement des erreurs sur les valeurs estimées de la RTC.

Semiatin et al. [46] ont voulu étudier l'influence des déformations sur la RTC. Pour cela ils ont déterminé la conductance h_0 au moyen de courbes calibrées entre deux outils en Inconel 100 chauffés respectivement à 195°C et 425°C, pour différents niveaux de pression de contact (jusqu'à 150 MPa) et en contact sec ou lubrifié (eau ou huiles graphitées). Dans ce cas, les températures étaient estimées grâce à un modèle analytique monodimensionnel et les outils étaient instrumentés au moyen de thermocouples de type K, placés dans une zone proche de l'interface de contact (0,15 mm et 0,91 mm). Le type de résultats obtenus est représenté sur la figure (I.4) pour une pression d'interface de 150 MPa. Les courbes de températures, déterminées par calculs, sont calibrées en fonction h_0 . Par superposition du champ de températures calculées au champ de températures mesurées, on obtient ici une valeur h_0 autour de 6 kW/m².K, soit une RTC voisine de $1,7 \cdot 10^{-4}$ m².K/W. Les différents essais réalisés ont

permis de montrer que la RTC diminuait au moins d'un ordre de grandeur lorsque le niveau de pression passait de 0 à une pression de 150 MPa (ordre de grandeur des pressions atteintes lors des opérations de forgeage).

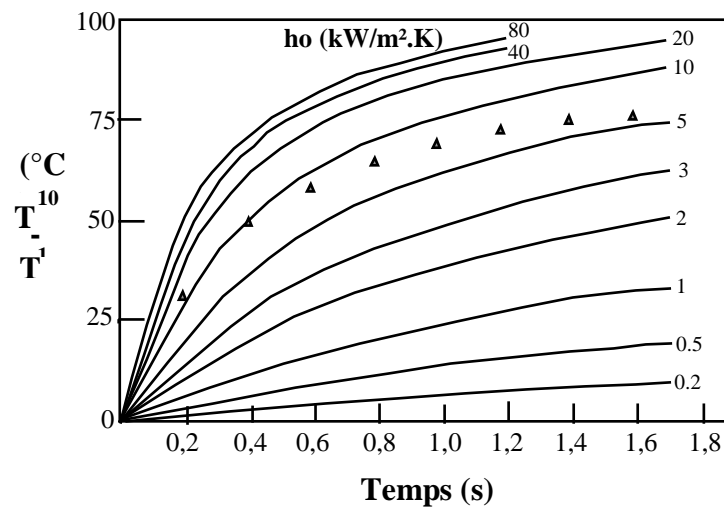


Fig.II.19 : Comparaison de la température mesurée et des courbes calibrées dans le cas d'un contact lubrifié (Wynn 880N). La pression d'interface est de 150 MPa et les matériaux en contact en Inconel 100. $T_{ini}=195^{\circ}\text{C}$ [46].

Une autre série d'essais leur a permis d'étudier l'influence des déformations sur le transfert de chaleur à l'interface en effectuant l'écrasement d'un lopin en aluminium 2024-0, chauffé à 425°C , entre les deux outils à 195°C , en contact sec ou lubrifié et pour des vitesses d'outil variant de 1 à 56 mm/s. Dans ce cas une approche monodimensionnelle en différences finies a permis de calculer les températures dans les pièces afin de les comparer aux températures mesurées.

Cette étude a été affinée ultérieurement [47] grâce à l'utilisation du logiciel éléments finis ALPID ("Analyse of Large Plastic Incremental Deformation") qui a permis une simulation 2D du comportement thermo-viscoplastique des pièces lors de l'opération de forgeage. Les mêmes essais que précédemment ont été réalisés (contact direct outil/outil et écrasement de lopin). Dans le cas du contact direct outil/outil, les températures initiales des deux outils étaient respectivement de 420°C et de 200°C ou de 50°C . Dans le cas des essais de mise en forme de lopins, les conditions de forgeage étaient soit isothermes (outils et lopin à 420°C) soit non-isothermes (outils à 200°C et lopin à 420°C). La première série d'essais a montré que la RTC diminuait d'environ un facteur 2 lorsque l'on passait d'un contact sec à un contact lubrifié, les aspérités à l'interface étant remplies d'un lubrifiant en général meilleur conducteur que l'air. Des résultats inverses ont été observés dans le cas des écrasements de lopins. En effet, dans ce cas il semblerait que l'eau contenue dans le lubrifiant, se soit évaporé très rapidement, le lubrifiant constituant ainsi un troisième corps isolant à la surface des outils. Le lubrifiant, suivant son comportement au cours du forgeage, peut donc constituer un frein au transfert de chaleur ou au contraire favoriser ce dernier.

Enfin, différentes simulations des écrasements de lopins au moyen du logiciel ALPID ont montré que les dimensions du lopin après essais variaient en fonction du type de contact (sec ou lubrifié) et donc suivant l'importance du frottement à l'interface. A l'inverse une variation de la conductance, h_0 , n'entraînait pas de variation significative des dimensions du lopin. Les résultats de la simulation ont été confirmés par l'analyse des dimensions du lopin après écrasement (hauteur et diamètre). Ces observations ont permis aux auteurs d'affirmer que le frottement et le transfert de chaleur à l'interface étaient deux phénomènes indépendants. Les valeurs des RTC obtenues variaient entre 10^{-5} et 10^{-3} $m^2.K/W$.

Im [48] a utilisé ce même logiciel de simulation et le même principe d'estimation de la conductance pour les opérations de forgeage. Les lopins testés étaient en acier inox 304 AISI, en acier 1042 AISI ou en cuivre OFHC. Cette étude a montré l'influence de la RTC, choisie au niveau du modèle, sur les niveaux de températures dans les pièces et les outillages (Fig.II.20). Un écart de température d'environ $100^\circ C$ a été obtenu par calcul numérique lorsque la résistance de contact imposée à l'interface est passée de $9,35 \cdot 10^{-5}$ $m^2.K/W$ à $9,35 \cdot 10^{-4}$ $m^2.K/W$. De plus, la diversité des résultats obtenus pour la RTC à partir de la méthode des courbes calibrées (valeurs variant de $2 \cdot 10^{-5}$ $m^2.K/W$ à 10^{-3} $m^2.K/W$) souligne la nécessité de quantifier la RTC afin de réaliser une modélisation du forgeage la plus juste possible. De part l'extrême complexité des phénomènes qui régissent le comportement thermique de l'interface outil-lopin (états de surfaces, présence de lubrifiant, déformations des matériaux...), l'auteur a souligné l'impossibilité de développer, à partir de cette méthode une formulation simple permettant de déterminer la RTC pour des conditions de forgeage données.

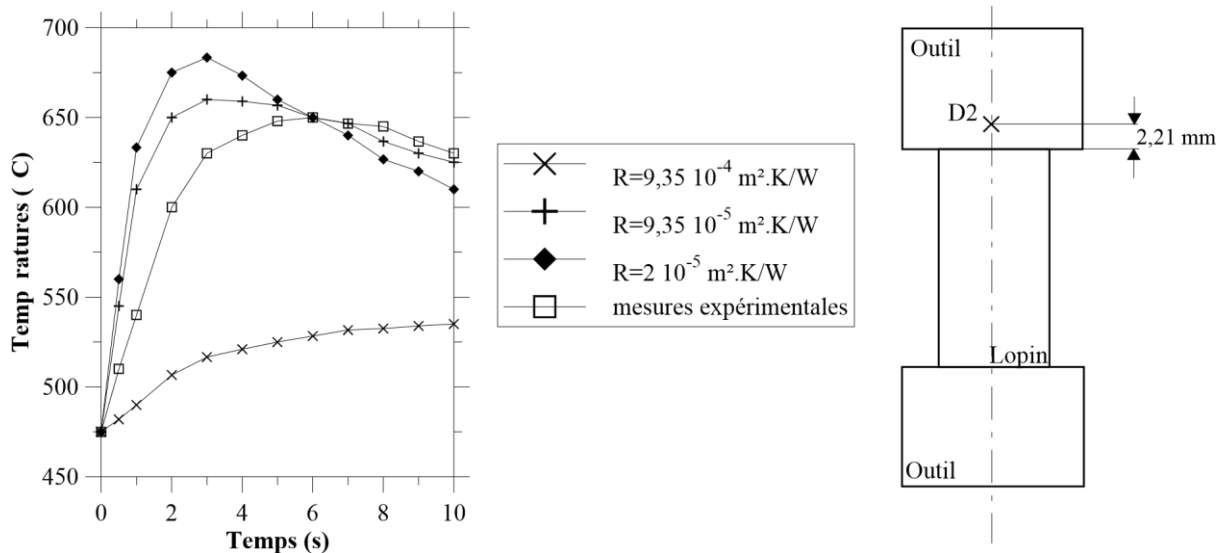


Fig.II.20 : Températures en fonction du temps, calculées ou mesurées au niveau de la position D2 dans le cas du lopin en cuivre OFHC [48].

Sellars [49] et Li et Sellars [50] ont appliqué cette méthode aux procédés de forgeage ou de laminage. Dans l'article de Li et Sellars [50], deux modèles numériques, basés sur les

différences finies, ont été utilisées pour calculer les températures. D'une part, le modèle bidimensionnel SLIMMER permettant de simuler le comportement thermique et métallurgique de procédés de laminage. D'autre part le modèle THERMAF ("Thermomechanical Modelling of Axisymmetric Forging") qui prend en compte les pertes radiatives et conductives ainsi que la génération de chaleur due aux déformations plastiques du lopin et aux frottements d'interface. La comparaison des résultats de laminage et de forgeage a permis de montrer que la RTC obtenue en forgeage est plus importante que celle obtenue en laminage (environ $2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ pour le forgeage et $8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ pour le laminage). Les auteurs ont justifié cet écart par le fait que la couche d'oxyde s'évacue plus facilement lors des procédés de laminage permettant ainsi un contact plus intime entre l'outil et le lopin.

Ils ont affiné cette analyse [51] et ont proposé un modèle macroscopique de l'interface (Fig.II.21). L'épaisseur de leurs couches d'oxyde, dont la valeur initiale dépend du temps de passage dans les fours et de la température de ces derniers, a été mesurée à partir de prélèvements sur les échantillons. Ces mesures ont confirmé que l'intégrité de la couche d'oxyde était conservée durant le forgeage à cause du durcissement superficiel de cette couche avec l'outil froid. La méthode des courbes calibrées leur a permis d'obtenir la RTC, qu'ils ont supposée fonction de δ et de λ -oxyde.

Cette formulation n'est pas la plus judicieuse au regard du modèle proposé (Fig.II.21). En effet, dans ce cas la RTC correspond à la somme de deux résistances en série, une résistance de contact due au contact imparfait entre l'outil et la couche d'oxyde, et une résistance de paroi due à la présence d'une couche "isolante" d'oxyde entre l'outil et le lopin. Cette Approche est intéressante mais elle suppose de connaître les caractéristiques thermomécaniques des oxydes et leurs évolutions avec la température, ce qui pour le moment est loin d'être le cas.

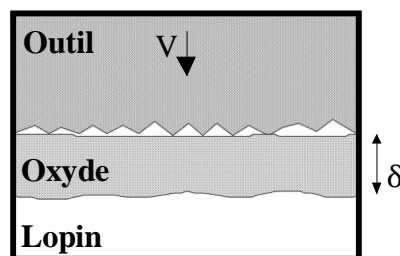


Fig.II.21 : Modèle macroscopique de l'interface proposé par Li et Sellars [51] pour prendre en compte le phénomène d'oxydation des surfaces.

La méthode des courbes calibrées permet d'obtenir l'ordre de grandeur des coefficients thermiques d'interface lors des procédés de mise en forme. Toutefois, elle implique l'hypothèse que la résistance thermique au contact outil-lopin est constante au cours de l'opération de mise en forme. Cette hypothèse est erronée, vu que la géométrie de contact évolue sous l'influence des déformations élasto-plastiques, des contraintes d'interface, du frottement, etc. Cette analyse a déjà été confortée par les travaux de Im [48]. En effet il existe un écart important entre les évolutions des températures mesurées et calculées (Fig.II.20), indiquant ainsi que la

RTC n'est pas constante au cours du temps. C'est pour cette raison qu'une troisième méthode a été proposée.

II.12.3. Troisième méthode d'estimation de la RTC : les techniques inverses

Cette approche se base sur les techniques inverses. A partir des mesures fournies par des thermocouples placés loin de l'interface, une méthode de minimisation de fonctionnelle permet de déterminer la RTC en fonction du temps.

Beck [52] a été l'un des premiers à utiliser une méthode inverse pour le traitement des résultats expérimentaux et la détermination de la RTC dans le cas de deux matériaux accolés.

Beck [53] a appliqué cette méthode au cas d'un contact périodique de deux cylindres. Pendant une durée de 15 secondes les deux cylindres étaient mis en contact sous une certaine pression, ensuite ils étaient séparés durant les 15 secondes suivantes, et ainsi de suite. La valeur de h était supposée constante sur chacune de ces plages de temps. Les températures étaient simulées au moyen d'une méthode aux différences finies avec le schéma de Crank Nicholson. Dans un souci de simplicité de présentation de la méthode, les propriétés de matériaux étaient supposées constantes ($\lambda = 106,1 \text{ W m K}^{-1}$, $\rho C = 3280 \text{ KJ / m K}^3$) et les pertes latérales négligées. Néanmoins, l'auteur a souligné la nécessité d'avoir une modélisation la plus juste possible et donc de prendre en compte si cela est nécessaire l'ensemble de ces paramètres. Les valeurs des conductances d'interface obtenues variaient entre 409 et 516 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

Chantrenne et Raynaud [54] ont également utilisé cette technique d'estimation de la RTC sur un cryotribomètre bidisque.

Malinowski et al. [55] ont été les premiers à utiliser cette méthode pour déterminer la conductance thermique à l'interface outil-lopin, h , lors de procédés de mise en forme. Le dispositif expérimental correspond à celui utilisé par Lenard et Davies [42] (Fig.II.18). Des essais ont été réalisés à des pressions d'interface variant de 30 MPa à 90 MPa. Une des pièces était chauffée dans un four, à une température variant de 300°C à 900°C, et mise en contact avec l'autre pièce, initialement froide. Le champ de température a été calculé au moyen d'un modèle bidimensionnel linéaire aux éléments finis. Les valeurs des RTC obtenues variaient entre $5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ et $2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ suivant les valeurs de la pression d'interface et des températures initiales. Les auteurs ont été amenés à développer une corrélation donnant la valeur de la conductance h en fonction du temps, de la pression d'interface et des températures. L'écart entre les résultats fournis par la corrélation et ceux obtenus par méthode inverse varie entre 10 et 20 %.

Nshama et al. [56] ont mis au point un dispositif expérimental composé d'un lopin en aluminium (Al6061-O) et de deux outils en acier (4140). La presse hydraulique de 70 tonnes utilisée permettait une réduction du lopin de 75% et sa vitesse était de 1,375 mm/s. Le dispositif a été instrumenté au moyen de thermocouples de type J (Fer-Constantan) (Fig.II.22). Pour les essais n'engendrant pas de déformations plastiques du lopin, trois thermocouples ont été insérés dans ce dernier. En ce qui concerne l'outil inférieur, trois types de thermocouples ont été employés. D'une part des thermocouples placés à des distances de 2,159 mm et de 1,168 mm de l'interface, d'autre part des thermocouples permettant de mesurer directement la température surfacique de l'outil, et enfin des thermocouples mesurant la température de surface du lopin (en utilisant le principe présenté sur la figure (II.22)). D'autres essais ont été

réalisés avec des thermocouples de type E (Chromel-Constantan) (Jeswiet et al. [57]). Dans ce cas, les positions des thermocouples internes de l'outil par rapport à l'interface étaient respectivement de 0,5 mm, 1,5 mm et 3 mm. Afin de déterminer la RTC, les méthodes explicitées dans les paragraphes (II.12.2) et (II.12.3) ont été utilisées simultanément en négligeant les variations de la RTC au cours des essais. Les valeurs des RTC mesurées en contact sec ou lubrifiés variaient entre $4.10^{-6} \text{ m}^2.\text{K} / \text{W}$ et $2.10^{-5} \text{ m}^2.\text{K} / \text{W}$ et les incertitudes, liées à la reproductibilité des mesures, entre 5 % et 33 %.

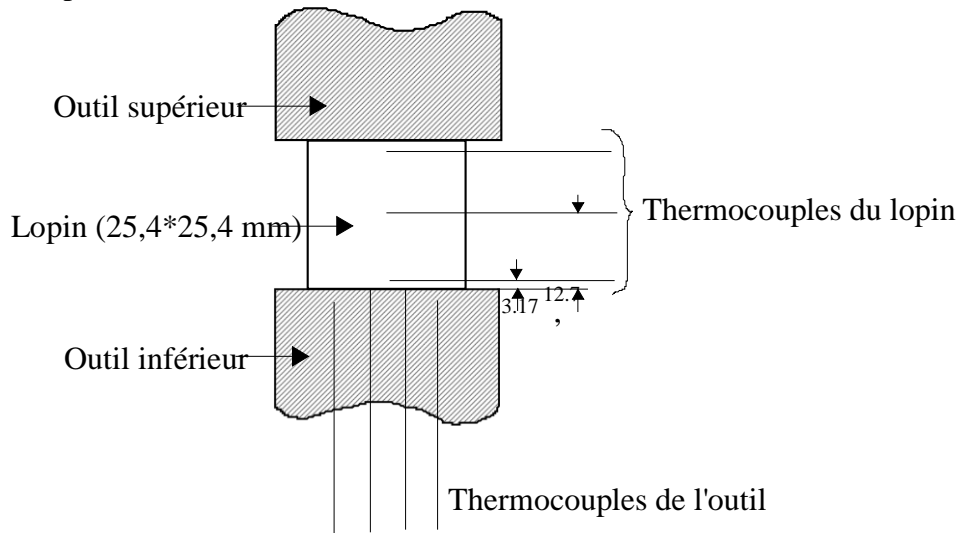


Fig.II.22 : Dispositif expérimental de détermination de la RTC à partir d'une méthode inverse de conduction de la chaleur (Nshama et al. [56]).

Dans ces deux articles, les auteurs ont montré que la précision de la détermination des RTC au moyen d'une méthode de minimisation de fonctionnelle dépendait de la position des thermocouples. En effet, plus les thermocouples sont situés près de l'interface, plus l'estimation de la RTC est précise. Néanmoins, les auteurs ont souligné la fragilité des thermocouples surfaciques due aux importantes contraintes de pressions et de températures existant à l'interface. De plus, l'instrumentation de l'outil inférieur (thermocouples disposés perpendiculairement aux isothermes) a pu être à l'origine de mesures de températures erronées.

Lair [58], au moyen de cette même méthode, a voulu quantifier l'influence de divers revêtements utilisés au cours des opérations de matriçage. Deux échantillons de forme identique ont été chauffés à différentes températures puis mis en contact à des pressions variant de 1 à 150 MPa. Le premier (représentatif de l'outillage), en acier Z38CDV5 a été chauffé initialement à 400°C, l'autre (représentatif de la pièce à forger), en Inconel 718 a été chauffé jusqu'à 980°C. Une méthode de résolution aux différences finies était utilisée. Le modèle était monodimensionnel et les propriétés thermo-physiques fonctions de la température. Trois types d'additifs ont été testés : un revêtement industriel isolant (à base de céramique), un revêtement industriel lubrifiant (à base de verre) et un mélange des deux.

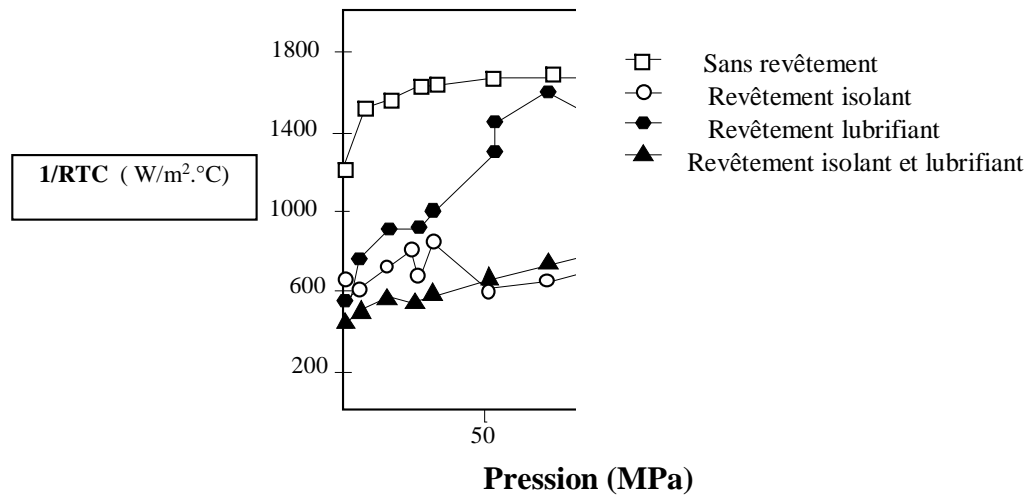


Fig.II.23 : Mise en évidence de l'influence de différents revêtements sur la RTC [58].

Leurs effets sur la RTC étaient très différents (Fig.II.23). L'isolant "isolait" assez bien ; la RTC augmentait fortement par rapport à la configuration sans additif et l'influence de la pression d'interface était atténuée. Le revêtement lubrifiant jouait aussi un rôle de troisième corps, mais son effet isolant était beaucoup plus réduit. Cet additif n'isolait plus à hautes pressions et les valeurs de RTC étaient comparables à celles obtenues sans lubrifiant. Quand les deux types de revêtements étaient appliqués sur l'échantillon le plus chaud, l'effet de l'isolant l'emportait logiquement et des valeurs des RTC étaient très proches de celles obtenues avec le revêtement isolant.

La difficulté principale des mesures de RTC lors des opérations de forgeage à chaud réside surtout dans le caractère très sévère des conditions expérimentales. En effet, les niveaux de contraintes et de température peuvent atteindre respectivement 500 MPa et 1000°C. Goizet et al. [59] ont donc proposé une instrumentation fine de procédés de forgeage à chaud. Quatre thermocouples dans l'outil (Fig.II.24) ont permis de déterminer, au moyen de la méthode de spécification de fonction de Beck [1968], la température et le flux surfaciques. Le champ de température était supposé monodimensionnel et les propriétés thermo-physiques fonctions de la température. La température surfacique du lopin a été obtenue à partir de la valeur du flux surfacique et de la donnée du thermocouple du lopin, en résolvant le problème direct de conduction de la chaleur. La RTC a été alors calculée pour chaque pas de temps en utilisant l'équation (I.1). L'outil, en Inconel 718, était à une température initiale de 200°C, 400°C ou 600°C et le lopin utilisé, en Titane à une température initiale voisine de 1000°C. La vitesse de forgeage variait entre 0,2 et 5 mm/s. Les auteurs ont étudié l'influence de la vitesse de forgeage, de la température initiale de l'outil et de la présence de lubrifiant à l'interface de contact sur la résistance thermique de contact.

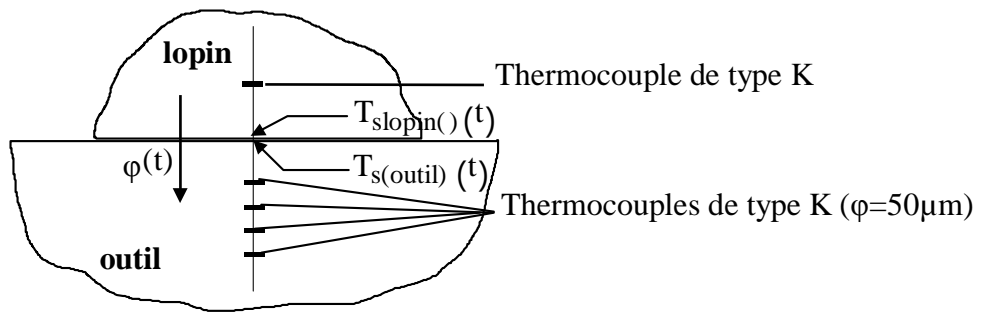


Fig.II.24 : Principe de mesure des températures dans l’outil et le lopin [59].

Dans le cas des contacts non lubrifiés, la RTC diminue au fur et à mesure du forgeage, jusqu’à tendre vers un contact quasi ‘parfait’ (Fig.II.25). Plus la vitesse de forgeage diminue, plus le contact ‘parfait’ met du temps à s’établir. D’autre part, aucune influence significative de la température de l’outil sur la résistance thermique de contact n’a été observée. Enfin, les auteurs ont obtenu des valeurs de RTC plus élevées dans le cas du contact lubrifié que dans le cas du contact sec. Ce phénomène s’explique par le fait que la faible couche de lubrifiant se comporte comme un troisième corps (de résistance équivalente $e/\lambda f$) empêchant le contact direct entre l’outil et le lopin.

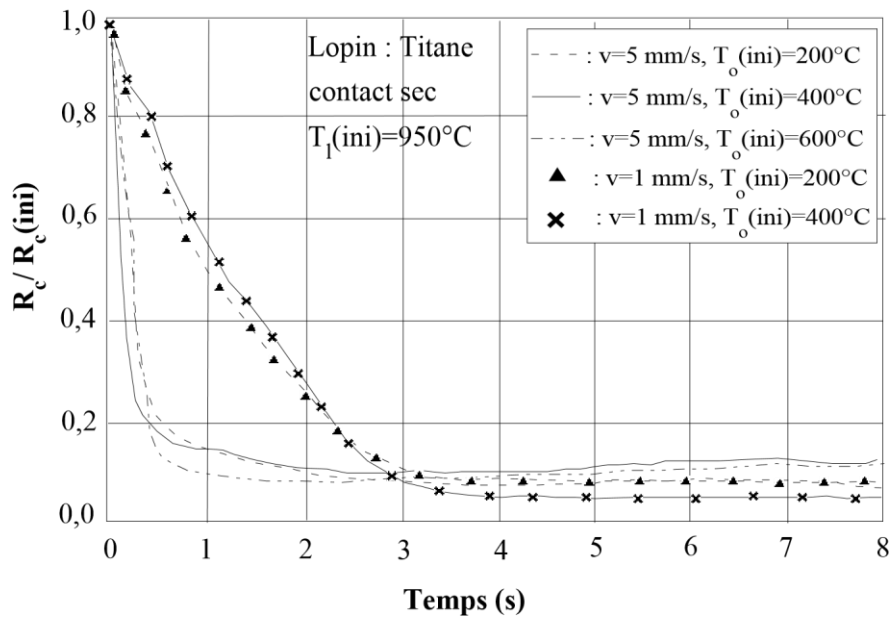


Fig.II.25: Influence de la vitesse de forgeage et de la température initiales de l’outil sur la RTC [59].

Conclusion

Lorsque plusieurs solides sont en contact, on constate que le transfert de chaleur entre ces solides est non seulement imparfait, mais également difficile à caractériser. En effet la quantité de chaleur traversant l'interface des solides dépend de plusieurs choses :

- État des surfaces de contacts.
- Propriétés physiques des solides en contact.
- Propriétés physiques du fluide interstitiel.

Par rapport au contact théorique parfait, L'imperfection du transfert de la chaleur est représentée par la notion de résistance thermique de contact (RTC). La valeur de cette résistance rend compte de l'effet résistif que subit le transfert de chaleur au niveau de l'interface.

Différentes méthodes expérimentales de détermination de la RTC ont été présentées dans ce paragraphe. Parmi celles-ci, les méthodes inverses semblent à ce jour les plus appropriées et les plus performantes, car, d'une part elles évitent l'instrumentation directe des surfaces en contact et, d'autre part elles permettent une appréhension globale du phénomène transitoire. Toutefois, de part les niveaux de pressions et de températures atteints (respectivement autour de 500 MPa et 1000°C), l'instrumentation des procédés de forgeage reste une opération délicate et complexe. En effet, plus les thermocouples sont placés loin de l'interface de contact, plus le coefficient de sensibilité est faible, il est donc plus délicat de remonter aux valeurs de la RTC à partir des températures mesurées. En revanche, plus les capteurs sont positionnés près de l'interface, plus le risque d'endommagement est important.

De plus les études d'influence présentées dans ces travaux permettent de montrer que la RTC à l'interface dépend à la fois des conductivités des matériaux et du milieu interstitiel, mais aussi de plusieurs paramètres (températures et rugosité initiales des matériaux, propriétés mécaniques, etc.) conditionnant de manière plus ou moins directe les caractéristiques rhéologiques de l'interface.

Le choix d'une approche expérimentale pour proposer des relations empiriques donnant la RTC en fonction de ces différents paramètres rhéologiques et thermo physiques semble être très contraignant et pas le mieux adapté dans ce contexte. C'est pourquoi une approche numérique est proposée dans ce travail. En effet la détermination théorique de la RTC permet de s'affranchir de toutes les contraintes expérimentales souvent liées à des contraintes

environnementales fortes. Néanmoins, elle comporte deux problèmes bien distincts à savoir, tout d'abord un problème de 'structure' qui consiste à caractériser la géométrie de contact, puis un problème de thermique, qui une fois cette géométrie précisée, consiste à déterminer quantitativement la valeur de la RTC.

Les études théoriques sur les RTC sont intéressantes, car elles montrent clairement l'influence des différents paramètres rhéologiques et thermo-physiques. Elles permettent donc de prévoir, tout au moins qualitativement, les variations de la résistance en fonction de ces derniers. En général les études expérimentales et théoriques sont complémentaires. Il est ainsi possible de valider grâce aux résultats expérimentaux certaines hypothèses sur la structure de l'interface, sur le type de déformations des surfaces, sur les transferts de chaleur dans la zone de contact, nécessaires à l'élaboration d'un modèle théorique.

Chapitre III
Modélisation du
contact et
présentation
du code de calcul
ABAQUS

Introduction

L'un des problèmes majeurs de l'ingénierie mécanique est l'étude des contacts car lorsqu'on met deux solides en contact, la zone de contact réelle est souvent très inférieure à la surface apparente en raison de l'ondulation et de l'existence d'aspérités dans les interfaces de contact.

Au cours de ce chapitre on va introduire la méthodologie suivie dans la simulation de la résistance thermique de contact et le développement des modèles numériques qui facilitent l'estimation de la RTC et les paramètres influençant. La présente étude comporte essentiellement deux parties ; la première est consacrée au calcul de la RTC en fonction de la conductivité thermique et l'épaisseur du joint d'étanchéité mis en place au niveau de l'interface de contact, au cours de la seconde partie, on s'intéresse au calcul de la RTC en fonction de la rugosité de surface de contact et les paramètres des solides en contact.

III.1. Méthodologie de calcul

Partie I

III-1. L'étude de l'impact de la conductivité thermique et l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la résistance thermique de contact

On sait que le contact entre deux solides n'est jamais parfait à cause des irrégularités des surfaces en contact dû à la présence des aspérités et de cet effet le transfert de chaleur en deux matériaux en contact n'a lieu qu'au niveau des points de contact. Ce phénomène exige la présence d'une résistance thermique de contact «RTC» au niveau du contact, cette résistance thermique de contact est influencée par la taille des aspérités R_a ainsi que le fluide interstitiel qui est en général mauvais conducteur. Donc l'amélioration du transfert thermique entre deux matériaux en contact est liée par la réduction de la résistance thermique de contact. Parmi les techniques de minimiser la RTC afin d'améliorer de transfert thermique est la mise en place d'un joint d'étanchéité entre les deux matériaux en contact.

L'étude présentée dans cette partie est basée sur un modèle numérique validé par autre analytique sur l'étude de l'impact de la qualité thermique du joint d'étanchéité sur la réduction de la résistance thermique de contact. Le modèle utilisé est un modèle 2D sur Abaqus (6.14), les matériaux utilisées ont des conductivités thermique k_1 varient entre 20 jusqu'à 390 w/m.°C et la conductivité du joint d'étanchéité varie dans la gamme de 0.16 w/m.°C qui est le caoutchouc et 5 w/m.°C qui est une pâte thermique. L'épaisseur du joint d'étanchéité est comprise entre 10 μm et 40 μm .

Le schéma ci-dessous montre le modèle utilisé pour la simulation de la RTC

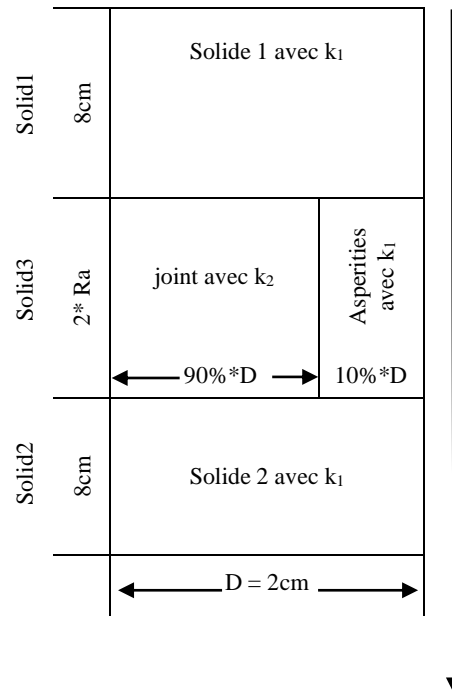


Fig. III.1 : le schéma équivalent des murs

III.1.1. Modèle analytique

Pour des raisons de simplification, on considère que les aspérités de l'interface de contact ont la forme carrée et le contact est assimilé à un contact de trois murs en série (voir figure1) ; Le milieu étant composé de deux solides parallèles, l'un d'entre eux ayant la même conductivité thermique \$k_1\$ que les deux solides extérieurs et qui représente le contact à travers les aspérités. L'autre mur interne est le milieu interstitiel de conductivité thermique \$k_2\$ qui représente le joint d'étanchéité [6].

Le taux de contact réel entre les deux solides ne dépasse pas 10% de la surface de contact nominale pour les surfaces lisses [28]. Pour cette raison, nous supposons que la surface du joint représente 90% de la largeur totale \$D\$.

On prend \$T\$ pour désigner le champ de température et \$Z\$ pour désigner la coordonnée longitudinale. Selon la loi de Fourier de conduction, le flux de chaleur \$q\$ dans la zone de transition peut être défini par la somme de deux flux de chaleur, l'un à travers les aspérités de nombre \$N\$ et qui est défini par \$q_1\$ et l'autre par le milieu interstitiel qui est défini par \$q_2\$. et on écrit :

$$q = q_1 + q_2 \tag{III.1}$$

$$q = -k_1 \cdot S_1 \cdot \frac{dT}{dz} - k_2 \cdot S_2 \cdot \frac{dT}{dz} \tag{III.2}$$

S_1 et S_2 représente les surfaces qui émettent les flux thermiques q_1 et q_2 , respectivement définies par :

$$S_1 = Ra \cdot N \quad (III.3)$$

$$S_2 = D - Ra \cdot N \quad (III.4)$$

La résistance thermique de contact RTC est définie par l'équation suivante :

$$TCR = \frac{\Delta T}{q} \quad (III.5)$$

Où ΔT est le saut de température entre les surfaces extérieur du solide3, et définie par :

$$\Delta T = T_{ch} - T_f \quad (III.6)$$

À partir de la résolution de l'équation (III.2) et la définition de la résistance thermique de contact (Eq. III.5), la formule qui représente le modèle analytique est donnée par:

$$TCR = \frac{2 \cdot Ra}{k_1 \cdot S_1 + k_2 \cdot S_2} \quad (III.7)$$

III.1.2. Modèle numérique

Les simulations numériques réalisées dans ce travail sont basées sur un modèle bidimensionnel en régime permanent utilisant la Méthode des Eléments Finis et avec le code de calcul ABAQUS (6.14). Dans un premier temps, la convergence du maillage a été étudiée afin d'avoir un bon arrangement de calcul. Enfin, le maillage utilisé dans cette simulation est réalisé par des éléments standards à interpolation linéaire de type transfert de chaleur. Les éléments du maillage ont une forme quadrilatère (DC2D4). Le calcul est effectué par l'algorithme de minimisation de transition de maillage avec la technique structurée, le nombre d'éléments est $n = [(9950 + 2500) \times 2] + (25 \times 99) = 27375$ éléments.

Les deux solides en contact ont chacun 8 cm de hauteur et 2 cm de largeur. Les surfaces rugueuses des deux solides en contact sont modélisées par des surfaces d'aspérités carrées ayant la même taille $Ra = 20 \mu\text{m}$ et la même distance entre elles, on suppose que le taux de contact réel est de 10% de la surface totale A. La conductivité thermique k_1 des matériaux en contact Varie de 20 à 390 w / m.K et le milieu interstitiel est assimilé à un matériau de conductivité thermique k_2 compris entre 0,16 et 5 w / m.K.

Dans le but de calculer numériquement les températures (T_{ch}) et (T_f) près de l'interface de contact (voir Fig.III.2 et Fig.III.3), le flux de chaleur q et RTC, la surface supérieure du matériau en haut est chauffée à 538K et la surface inférieure du matériau en bas à 338 ° K, on considère que les surfaces latérales sont isolées.

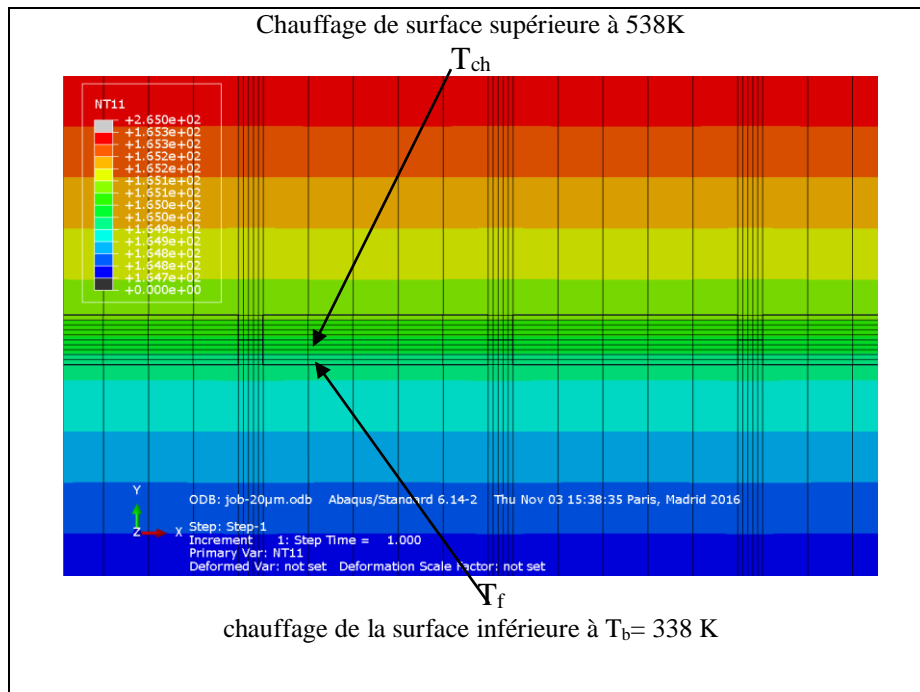


Fig.III.2 : modèle géométrique du maillage raffiné autour de l'interface de contact

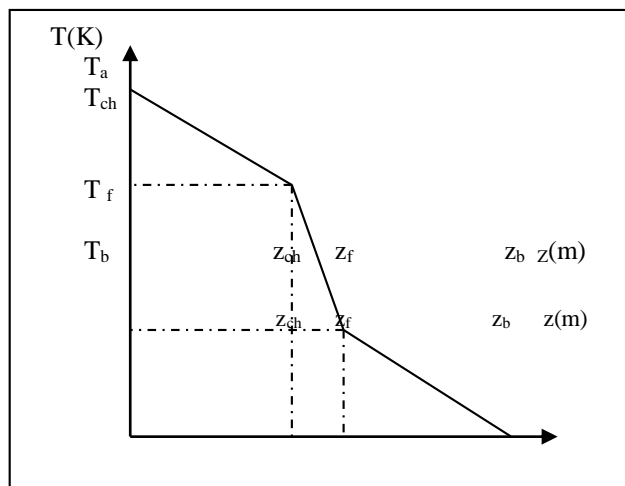


Fig. III.3 : profile de température d'un contact imparfait

La résistance thermique de contact est définie par l'équation (III.8) [9] comme suit :

$$RTC = \frac{T_{ch} - T_f}{q} \tag{III.8}$$

Avec q le flux moyen entre les deux matériaux en contact

$$q = \frac{q_{ch} + q_f}{2} \tag{III.9}$$

$$q = \frac{1}{2} \left[-k_1.S. \left(\frac{dT}{dz} \right)_{ch} - k_1.S. \left(\frac{dT}{dz} \right)_f \right] \tag{III.10}$$

$$q_{ch} = \frac{k_1 S}{z_{ch}} (T_a - T_{ch}) \tag{III.11}$$

$$q_f = \frac{k_1 S}{z_{ch} - z_f} (T_f - T_b) \quad (\text{III.12})$$

S étant la surface émettant le flux thermique q.

Partie II

III.2. L'étude de l'effet de la conductivité thermique des matériaux en contact, le coefficient de convection du milieu interstitiel et la rugosité de surface sur la de la résistance thermique de contact

Au cours de cette partie, la simulation faite a pour but d'étudier l'influence de la conductivité thermique, du coefficient de convection du fluide interstitiel et de la rugosité de surface sur la résistance thermique de contact «TCR». L'objectif de cette analyse est de minimiser la résistance thermique de contact afin d'améliorer le transfert de chaleur entre les matériaux en contact.

Cette étude a été faite sur quatre couples de matériaux solides de conductivité thermiques $20\text{W/m}^2.\text{°C}$, $150\text{W/m}^2.\text{°C}$, $220\text{W/m}^2.\text{°C}$ et $390\text{W/m}^2.\text{°C}$ et de rugosité $5\mu\text{m}$, $8\mu\text{m}$, $10\mu\text{m}$ et $20\mu\text{m}$.

À partir de la loi de Fourier de la conduction thermique en régime stationnaire, la résistance thermique de contact peut être définie par ([3], [17]).

$$H = \frac{1}{RTC} = \frac{Q}{T_{ch} - T_f}$$

(III.13)

$$Q = \frac{1}{2} (Q_{ch} + Q_f) = \frac{1}{2} \left(-k \frac{dT_{ch}}{dz} - k \frac{dT_f}{dz} \right)$$

(III.14)

Où q est le flux moyen entre le flux chaud q_{ch} traversant le solide supérieur et le flux froid q_f traversant le solide inférieur, T_{ch} et T_f sont les deux température chaude et froide au niveau de l'interface de contact, le calcul numérique de ces deux températures est l'objectif principale de notre simulation.

L'hypothèse du flux thermique moyen est présente parce qu'il n'est pas possible de calculer le flux thermique au niveau de la zone de contact, qui contient deux milieux différents et qui sont les aspérités en contact et le fluide interstitiel. Cette région subira une chute brutale de température comme le montre la figure. III.4.

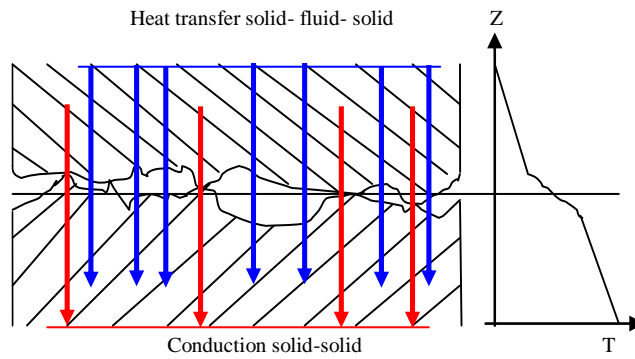


Fig III.4 : Transfert de chaleur entre deux solides en contact rugueux

III-2.1 le modèle numérique

En premier temps, le contact entre deux surfaces rugueuses est modélisé par un contact entre des surfaces rugueuses avec des aspérités de formes différentes (voir fig III.5).

Un modèle en régime permanent 2D a été réalisé en utilisant la méthode des éléments finis. Le calcul est basé sur la technique de convergence de maille. Les types de maillage considéré est libre avec des éléments standard une géométrie linéaire, l'élément de maillage étant une forme quadrilatérale dominante (DC2D4), le calcul étant effectué avec l'algorithme «advancing front ». Le maillage considéré est maillage raffiné autour de l'interface de contact, et suffisamment large loin de la zone de contact. On a considéré la même rugosité R_a et la même conductivité thermique des surfaces de contact et les aspérités ont la forme carrée avec une taille allant de 5 à 20 μm . La surface de contact réelle est d'environ 10 % de la surface de contact nominale [17]. Le nombre d'éléments est $n = 29752 \times 2 = 59504$ éléments.

Dans la seconde partie de cette étude, on utilise le même modèle pour étudier l'impact de la géométrie des aspérités et le taux de contact réel sur la résistance thermique de contact.

Pour cela on a considéré un contact rugueux avec des aspérités : carrées, triangulaire, sphérique et elliptique et la figure III.6 montre le model de la géométrie d'interface de contact utilisé dans la simulation numérique de la RTC.

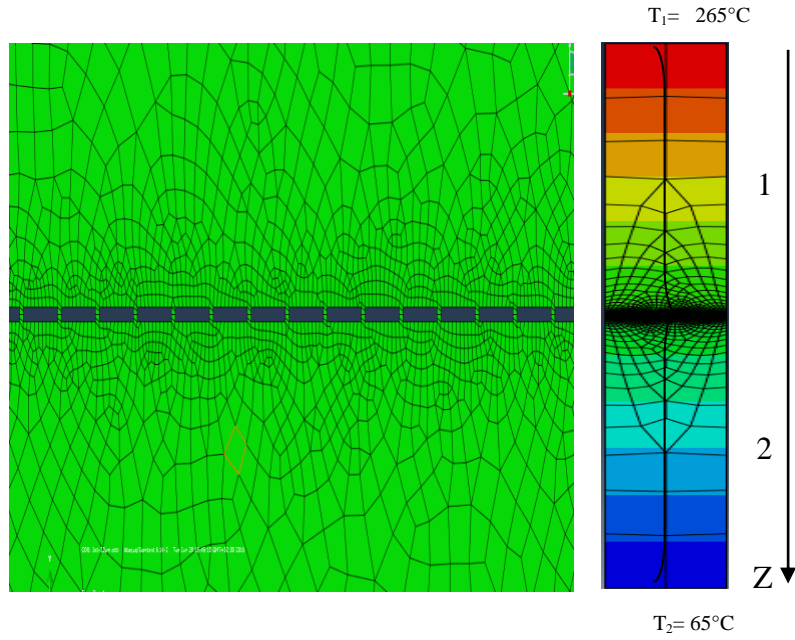


Fig III.5: modèle de contact rugueux

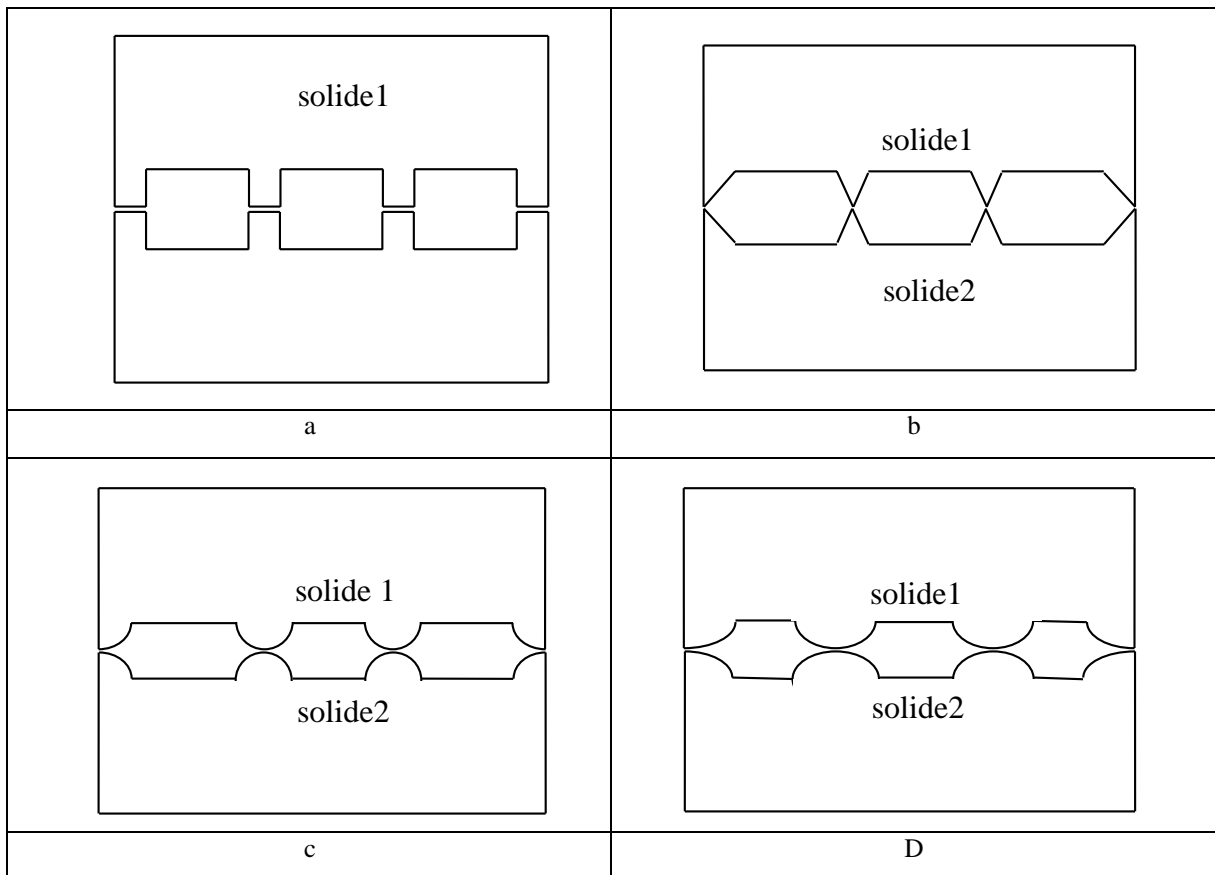


Fig III.6: modèle de contact rugueux: (a) forme carrée, (b) forme triangulaire, (c) forme sphérique, (d) forme elliptique

III.2.1.1.Équation gouvernants

L'équation de continuité exprimant la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel et l'équation de quantité de mouvement obtenue à partir de la deuxième loi de la dynamique sont respectivement comme suit:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{III.15})$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho \vec{V}) = \rho \vec{F} - \text{grad}(\vec{p}) + \mu \Delta(\vec{V}) + \frac{1}{3} \mu (\text{div}(\vec{V})) = 0 \quad (\text{III.16})$$

L'équation de conservation d'énergie exprimant la variation d'énergie totale est la somme de la variation d'énergie due à la conduction, à la production interne de chaleur "q", à la variation d'énergie due à l'effet de compressibilité et à l'énergie de dissipation visqueuse. Soit:

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot c_p \cdot T) = \Delta(\lambda T) + q + \beta T \cdot \frac{Dp}{Dt} + \mu \cdot \phi = 0 \quad (\text{III.17})$$

III.2.1.2 Approximation de Boussinesq

Dans la convection naturelle, la force motrice est due à la différence de densité du fluide due aux gradients de températures qui existent. On trouve qu'il existe un couplage entre l'équation de conservation de l'énergie et l'équation de la quantité de mouvement.

L'approximation de Boussinesq consiste à négliger les variations de la masse volumique dans les équations de conservation, sauf son implication comme force motrice dans le terme \vec{F} de l'équation de conservation de la quantité de mouvement. En prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 et température T_0), la masse volumique devient, en utilisant le développement de Taylor:

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{III.18})$$

En se limitant à un développement du premier degré

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta(T - T_0)) \quad (\text{III.19})$$

Le terme β de l'équation (III.19) est le coefficient d'expansion volumique isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cst} \quad (\text{III.20})$$

Compte tenu de cette approximation de Boussinesq, on peut exprimer ainsi la force volumique ' ρF '; moteur de la convection naturelle [35].

$$F = g\beta(T - T_0) \quad (\text{III.21})$$

On admet que dans les autres termes des équations de conservation (III.16) et (III.17), la masse volumique peut être considérée comme constante (approximation de Boussinesq) [36].

III.2.1.3. Hypothèses simplificatrices

Dans le but de résoudre ce système d'équations ci-dessus, on pose certaines hypothèses:

- Milieu continu et isotrope
- Modèle de calcul est bidimensionnel et stationnaire
- l'air est considéré comme un fluide incompressible
- Négligence du mode de transfert due au rayonnement
- Les forces volumiques ne sont dues qu'à l'accélération de la pesanteur
- Les propriétés physiques de l'air sont indépendantes de la température sauf la masse volumique dans les équations de quantité de mouvement
- Les vitesses mises en jeu sont faibles
- La production interne de chaleur est négligeable: $q=0$.
- Le flux de dissipation visqueux de la chaleur est négligeable: $\varphi=0$
- Le terme $\beta T \frac{dP}{dt}$ (puissance d'échauffement par compression) est négligeable en raison des faibles vitesses mises en jeu.
- Le fluide est complètement transparent. Il n'intervient pas dans les échanges radiatifs (pas d'échange par rayonnement au sein du fluide).

III.2.1.4. Équations gouvernantes dimensionnelles

En introduisant les hypothèses citées ci-dessus, on aboutit au système d'équations suivant :

Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.22})$$

Équations de quantité de mouvement

Suivant x

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.23})$$

Suivant y

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \beta g(T + T_0) \quad (\text{III.24})$$

Équation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.25})$$

Où : 'v' est la viscosité cinématique et 'α' ; $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$, la diffusivité thermique du fluide.

Ces équations différentielles aux dérivées partielles forment le modèle mathématique de l'écoulement par convection naturelle laminaire de notre problème.

III.2.1.5. Équations gouvernantes adimensionnelles

L'adimensionnalisation ou la normalisation consiste à transformer les variables dépendantes et indépendantes en variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisés par rapport à certaines dimensions caractéristiques. Cela permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres pour rendre la solution plus générale.

Dans les procédés de transfert de chaleur par convection naturelle, la formulation en variables adimensionnées est importante pour simplifier les équations, qui régissent l'écoulement et pour guider les expérimentations, qui doivent être effectuées.

De façon à rendre les équations précédentes sous forme adimensionnelle, on introduit les variables caractéristiques suivantes :

$$Y = \frac{y}{H}, X = \frac{x}{L}, U = \frac{u}{\nu H/L^2}, V = \frac{v}{\nu/L}, \theta = \frac{T - T_c}{T_f - T_c}, P = \frac{p}{\rho_0 (\nu/L)^2}$$

Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{III.26})$$

Équations de quantité de mouvement

Suivant x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Ar^2} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (\text{III.27})$$

Suivant y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{1}{Ar^2} \frac{\partial P}{\partial Y} - \frac{Gr}{Ar} \theta - \frac{1}{Ar^2} \frac{\partial V^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \quad (\text{III.28})$$

Équation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{1}{Ar^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{III.29})$$

Donc, l'adimensionnalisation des équations de conservation a permis d'obtenir les nombres adimensionnels, qui caractérisent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur entre deux solides en contact.

a. Nombre de Grashof

C'est un nombre sans dimension, utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection naturelle dans un fluide.

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. On le définit par :

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu^2} \quad (\text{III.30})$$

Où : L_c La longueur caractéristique entre la paroi chaude et froide.

b. Nombre de Rayleigh

C'est un nombre sans dimension, caractérisant aussi le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Ce nombre est utilisé en mécanique des fluides. Inférieur à une valeur critique de 2000, le transfert s'opère par conduction, au-delà de cette valeur, c'est la convection libre qui devient importante. On le définit de la manière suivante :

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu\alpha} = Gr \cdot Pr \quad (\text{III.31})$$

c. Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{III.32})$$

III.2.1.6. Conditions aux limites

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable. Les conditions de température sont connues sur les parois.

Les conditions aux limites associées au problème sont:

$y = 0$, sur la surface inférieure du solide en bas, $T = T_b$.

$y = (L1 - Ra)$, sur la surface supérieure du solide en bas, $T = T_f$.

$y = L1 + 2 * Ra$, sur la surface inférieure du solide en haut, $T = T_{ch}$.

$y = 2 * L1$, surface supérieure du solide en haut, $T = T_a$.

$x = 0$ et $D : \frac{\partial T}{\partial x} = 0$.

$y = 0$ et $2 * L : \frac{\partial T}{\partial y} = 0$.

III.2.2. Présentation du code de calcul ABAQUS

III.2.2.1 Méthode des éléments finis

Dans cette partie, on propose de présenter assez succinctement les approximations numériques utilisées couramment en mécanique. On se focalisera essentiellement sur la méthode des éléments finis, méthode aujourd'hui en conception/dimensionnement la plus largement utilisée dans le monde industriel. Des méthodes sans maillage seront également présentées en complément.

Les méthodes de simulation numérique en mécanique constituent un thème de recherche industriel et académique en constant renouvellement depuis les années 90, il est connu et plus compréhensible sous le vocable « Computational Mechanics », c'est-à-dire le lien entre l'informatique, les mathématiques appliquées, et la mécanique, et couvre un vaste champ d'application allant du calcul intensif à l'intégration d'outils spécifiques dans de grands codes industriels.

Nous allons tout d'abord rappeler l'origine de la formulation par éléments finis en mécanique. Partant de la formulation faible d'un problème de mécanique classique 1, nous allons présenter les grandeurs élémentaires qui constituent la formulation discrète du problème à résoudre. Ensuite, nous pourrions généraliser au 3D l'approximation par éléments finis, en évoquant les non-linéarités géométriques et matériaux.

Le principe de méthode des éléments finis consiste essentiellement:

- La discrétisation du domaine considéré aux éléments de contrôle ;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles;

- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations ;
- Le modèle doit être stable et convergent.

III.2.2.2 Interface du code de calcul ABAQUS

Abaqus est un programme éléments finis qui permet de faire des calculs en linéaire ou non linéaire. Comme tout programme éléments finis il doit comporter un fichier entrée et délivre des fichiers sortis.

Le fichier d'entrée .INP peut-être réalisé soit avec un éditeur de texte soit avec un pré processeur (mailleur automatique). Il est important de savoir lire ce fichier puisque le logiciel de calcul connaît uniquement ce fichier comme fichier d'entrée.

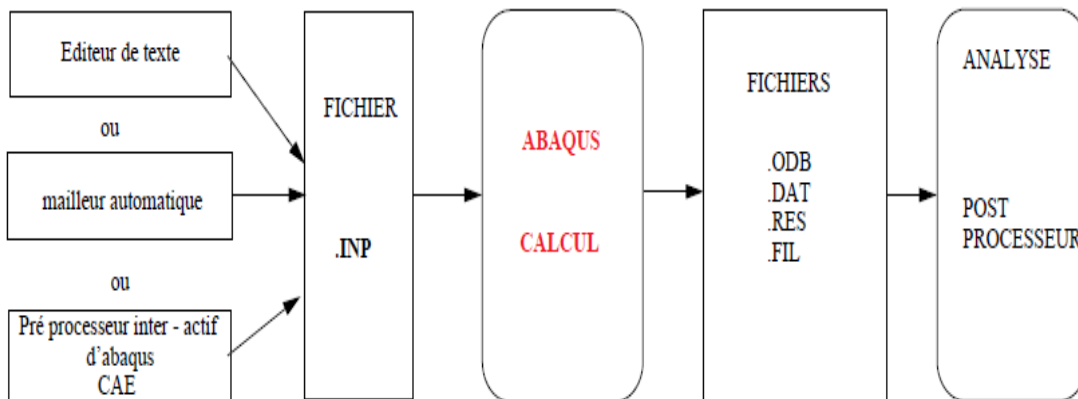


Fig III.7 Structure du code de calcul Abaqus

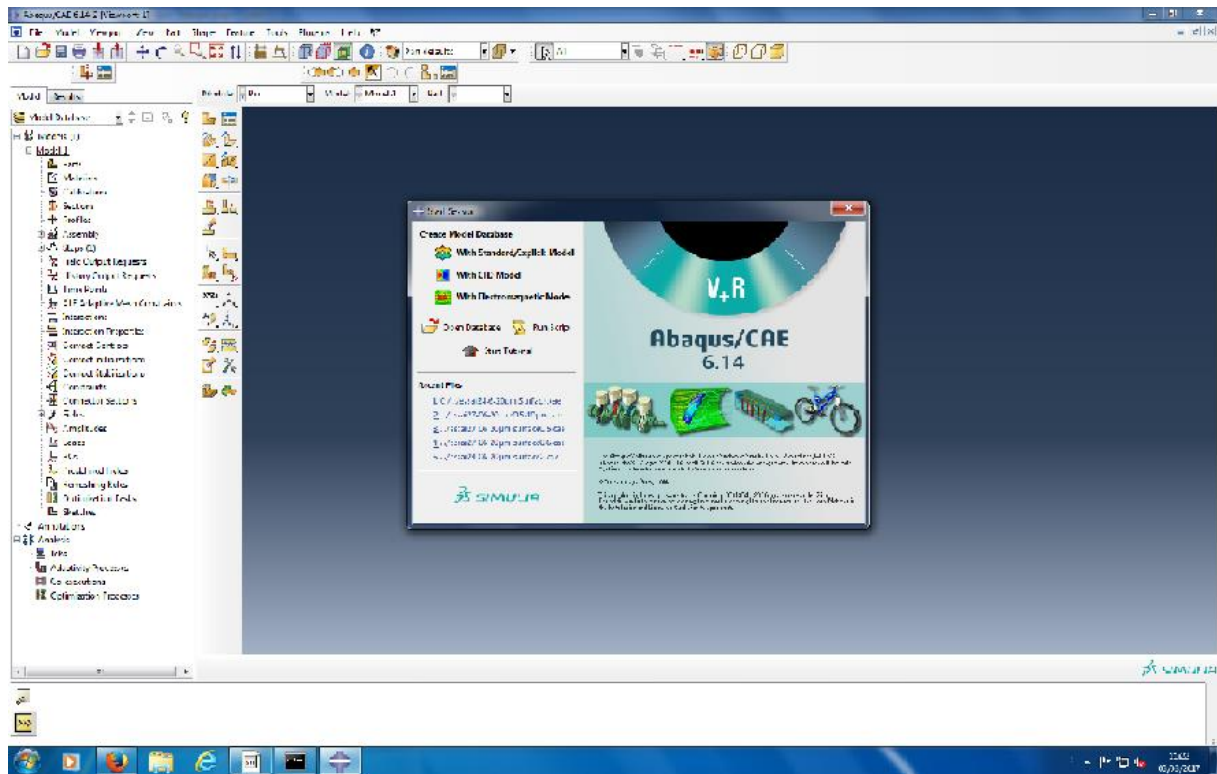


Fig III.8: Interface du code calcul ABAQUS (6.14)

Il est important de savoir que le module CAE qu'on a utilisé pour créer le jeu de données est relativement récent (quelques années) et qu'il est plutôt destiné à la mise en données de problèmes relativement classiques. Ce module n'intègre donc pas toutes les commandes utilisables dans Abaqus et fait souvent le choix de paramètres par défaut.

III.2.2.3. Réalisation de la mise en données d'un problème

La réalisation complète d'un jeu de données s'effectue après un passage successif dans les modules suivants:

Module Part

C'est dans ce module qu'est définie la géométrie des entités du modèle. Elles comprennent à la fois les parties déformables et les parties rigides.

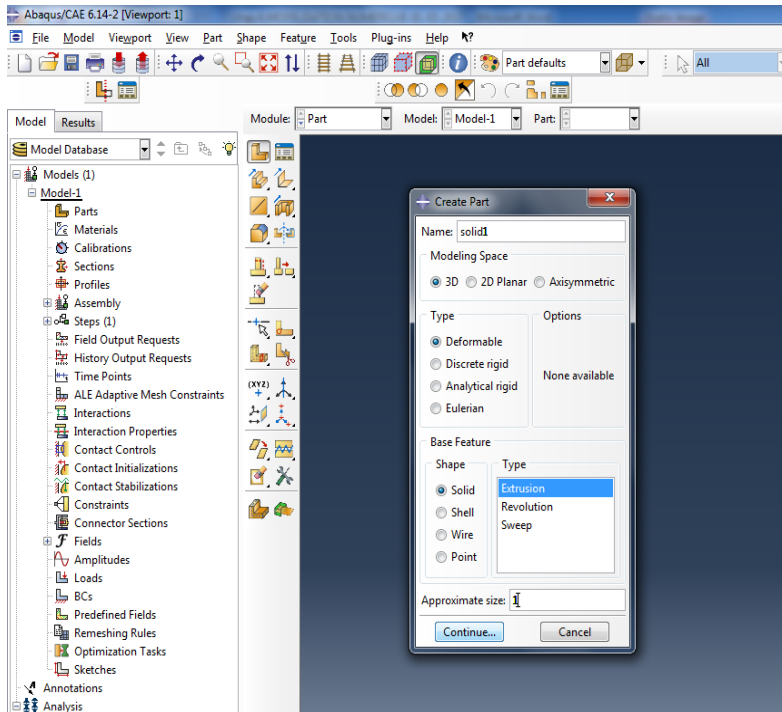


Fig :III.9: Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module part

Module Property

On y définit les propriétés du ou des matériaux (des parties déformables du modèle) et la masse des corps rigides si nécessaire.

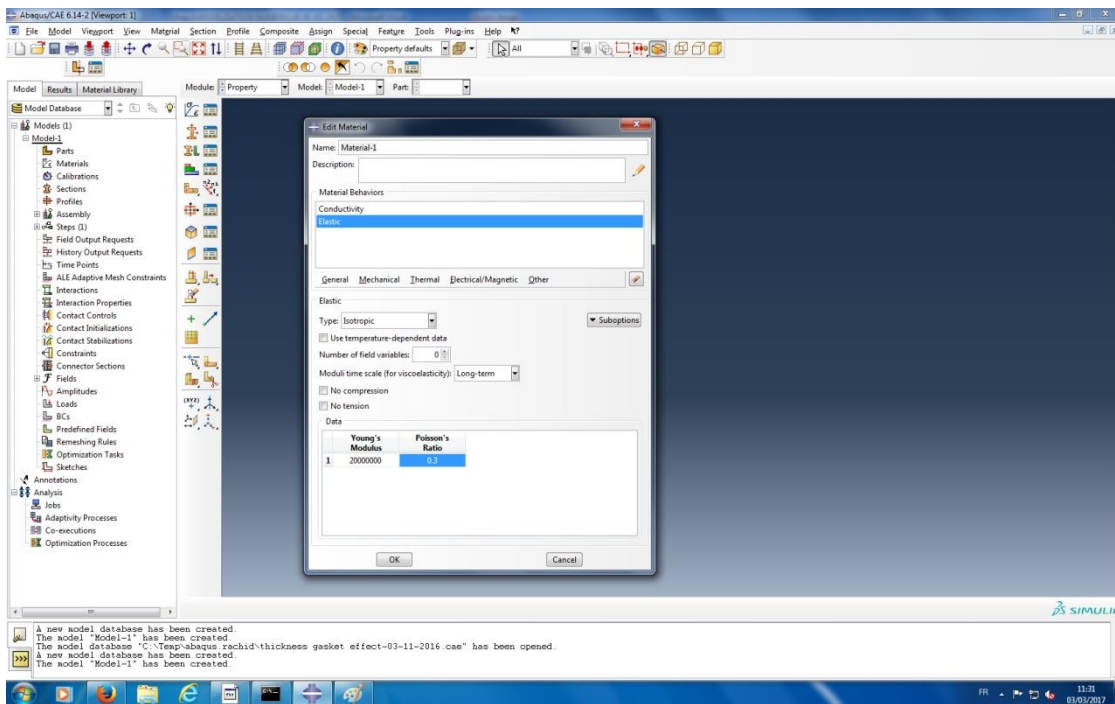


Fig :III.10 : Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module property

Create Section

On associe la section précédemment définie à une entité créée dans le module Part, en activant l'icône située en dessous de la précédente,

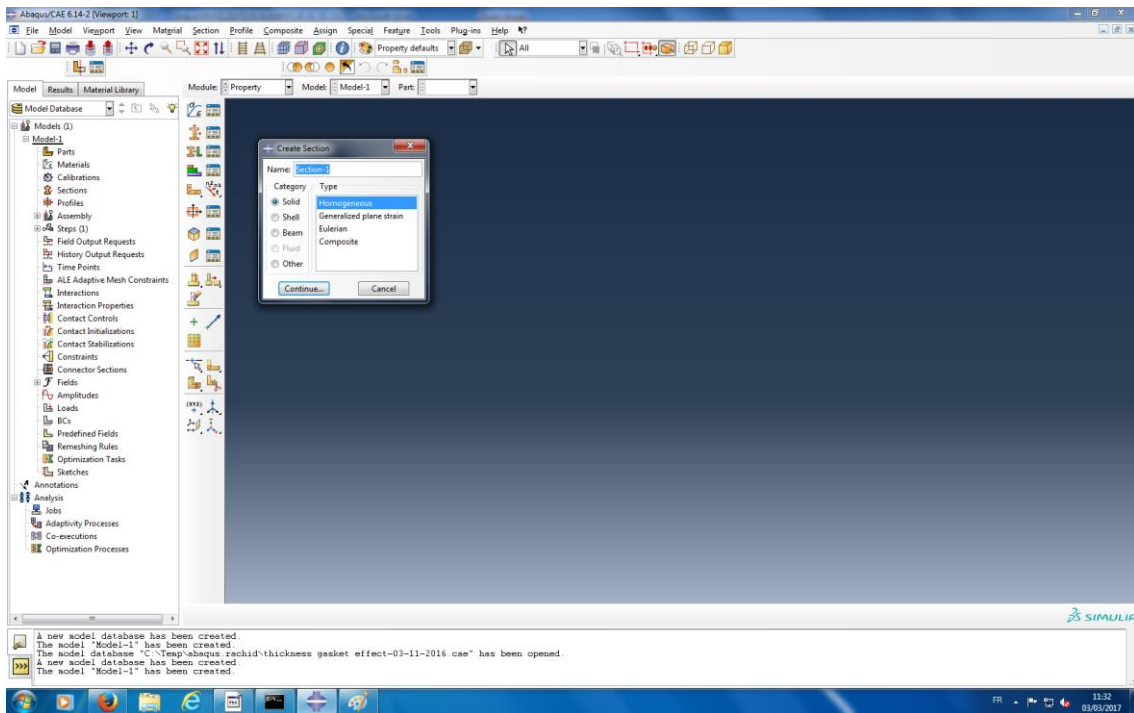


Fig :III.11 : Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module create section

Module Assembly

Dans ce module, il s'agit de créer une ou plusieurs instances à partir des entités qu'on définit dans le module Part. Ces instances seront celles qu'on manipulez par la suite dans le modèle.

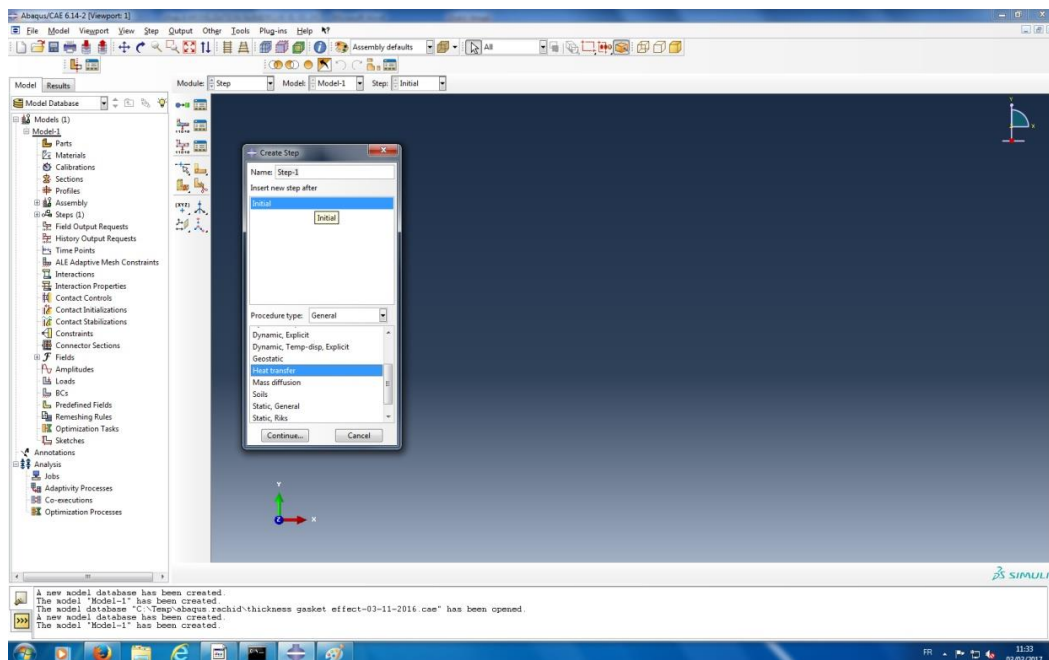


Fig :III.12 : Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module assembly

Module Interaction

C'est dans ce module qu'on définit les interactions entre différentes entités du modèle, ce qui peut prendre la forme d'un contact ou d'équations de liaison entre degrés de liberté.

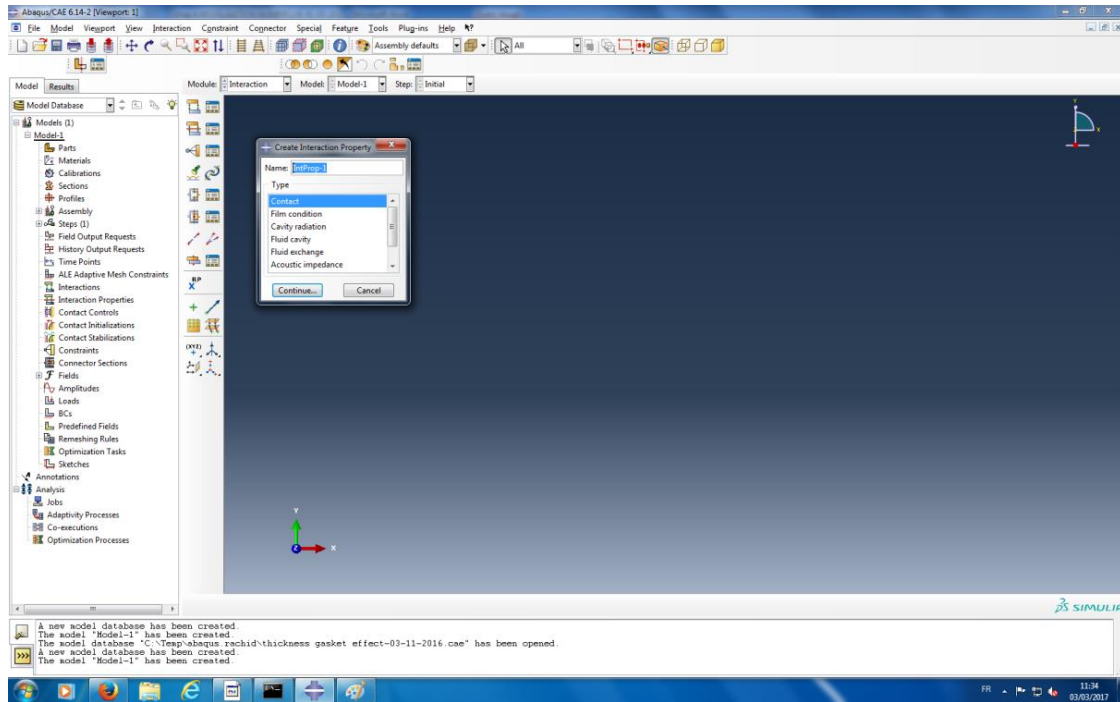


Fig :III.13 : Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module interacti

Module Load

On définit ici le chargement, les conditions aux limites et les vitesses initiales.

Module Mesh

le module Mesh nous permet de bien choisir le type de maillage pour obtenir de bonnes résultats.

Module Job

Le « lancement » du calcul est classique. Après avoir lancé le calcul, vous pouvez suivre l'évolution du processus en cliquant sur Monitor : vous pouvez ainsi avoir en temps réel l'évolution des incréments de chargement et apprécier la convergence des calculs.

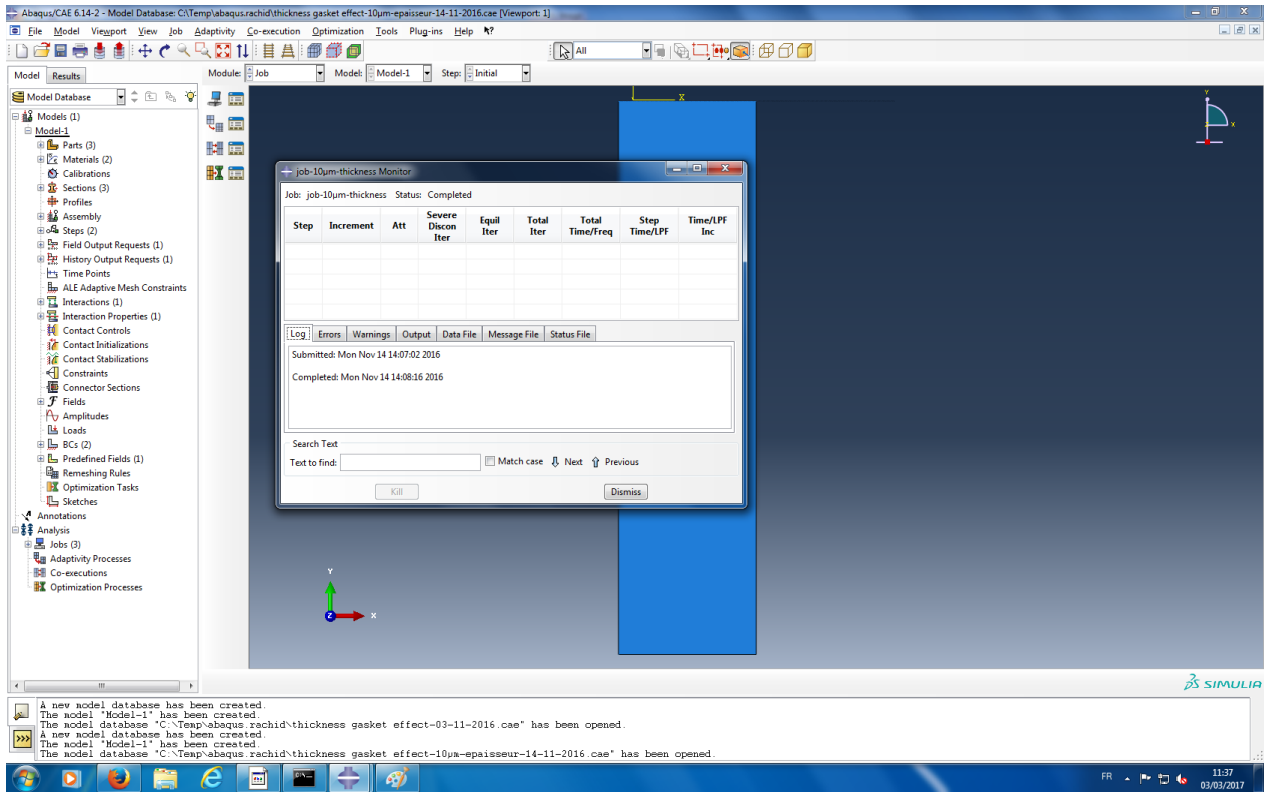


Fig :III.14: Interface du code calcul ABAQUS (6.14) module job

L'étape suivante sera consacrée au traçage des courbes, Les données doivent être fournies avec des unités compatibles.

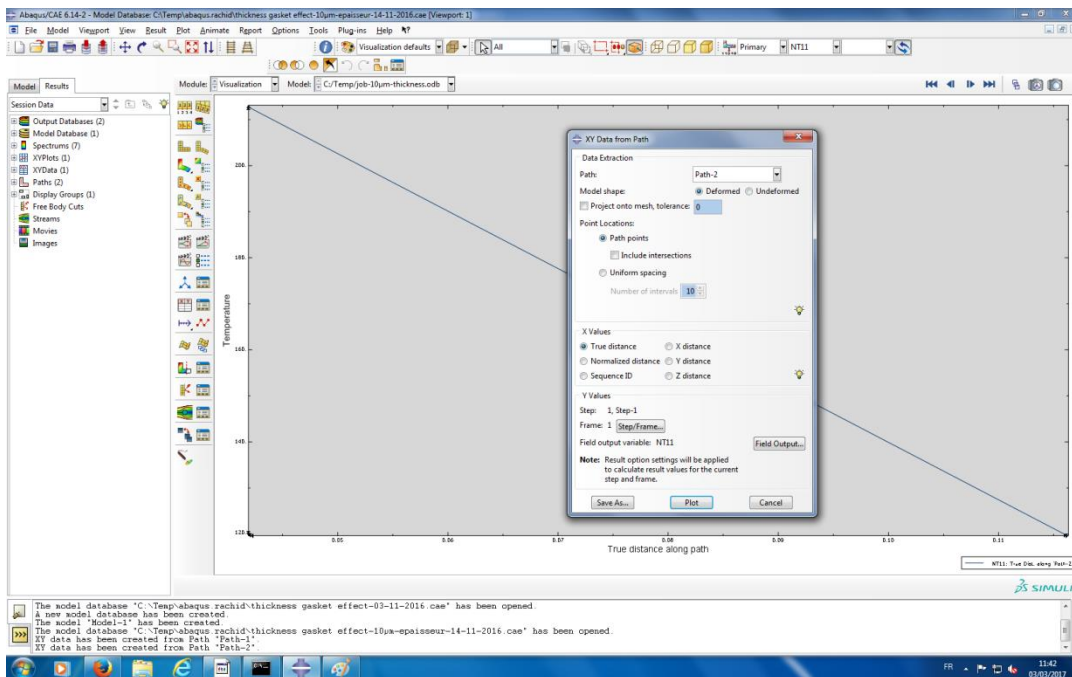


Fig :III.15: Interface du code calcul ABAQUS (6.14) : plot

III.2.2.4 Choix du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer

- Le nombre de mailles ;
- La distance entre les mailles (concentration des mailles) ;
- La forme de la maille ;
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Nous distinguons plusieurs types de maillages, définis par le nombre de nœuds associés à chaque élément, figure (III.16) et par le nombre de liaisons pour chaque nœuds



Elément 2D de type "triangle".

Elément 2D de type "quadrilatère".

FIG III.16:Les différentes formes de maillage des éléments.

III.2.2.5 Connectivité

La connectivité décrit les liaisons entre les sommets des éléments. On parle de maillage structure si les nœuds de même type (dans le domaine, sur une limite ou sur un coin) ont toujours le même nombre de nœuds voisins, ou sont associés au même nombre d'éléments.

La connectivité associée à ces nœuds est alors toujours de même type. Dans le cas d'un maillage non structuré, la connectivité est de type quelconque, et le nombre de voisins de chaque nœud diffère localement, figure (III.17)

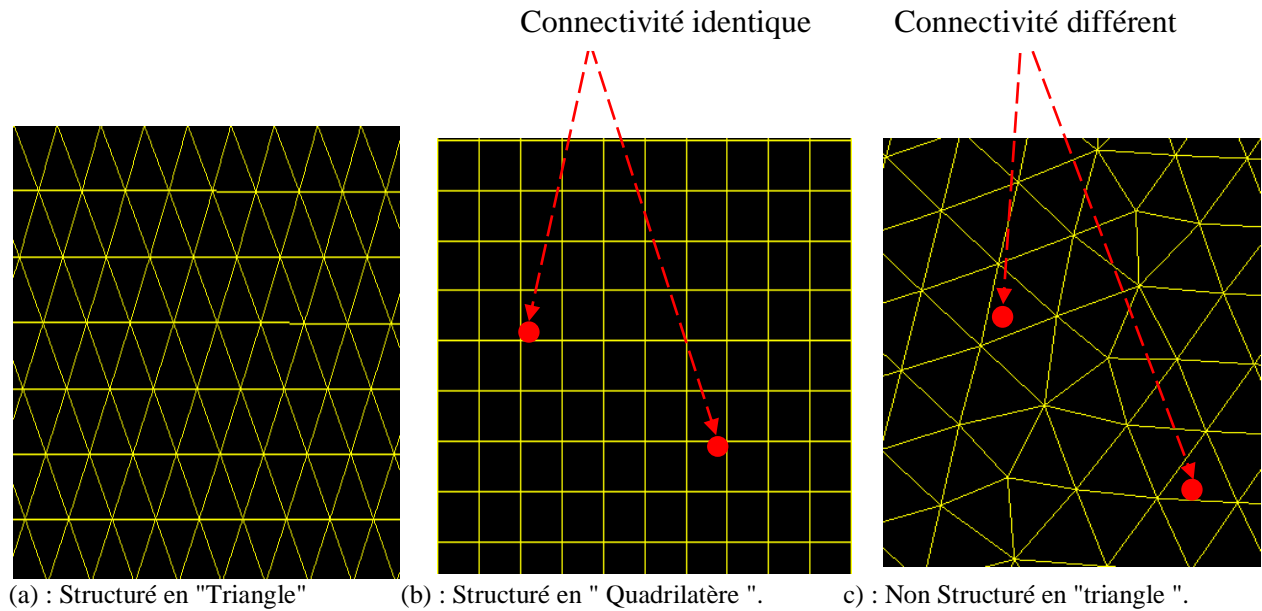


Fig III.17: Exemples de maillages.

Conclusion

Après avoir présenté les principes de base de la procédure de résolution numérique et le logiciel qui réalise la géométrie et le maillage avec le code de simulation Abaqus, Nous avons spécifié les conditions aux limites de toute la frontière du domaine étudié pour résoudre les équations régissant le contact par conduction à l'interface de deux solides en contact. La résolution effectuée par le code de calcul Abaqus donne les résultats qui sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV
Présentation des
résultats et
discussion

Introduction

Afin de mieux connaître et modéliser les mécanismes de transferts de chaleur à l'interface solide-solide, un modèle microscopique de contact bidimensionnel a été choisi permettant de calculer la résistance thermique de contact. Elles donnent la résistance thermique de contact « RTC » en fonction des caractéristiques géométriques et thermiques du contact. La concordance des résultats numériques et analytiques est satisfaisante.

La simulation numérique par le code de calcul ABAQUS (6.14) a été faite en deux parties ; la première est consacrée à l'étude numérique de l'effet du joint d'étanchéité mise en place entre deux solides en contact rugueux, à cet effet la RTC est calculée d'une part, en fonction de la conductivité thermique du joint d'étanchéité, et d'autre part, en fonction de son épaisseur. Les résultats obtenus sont ensuite validés par un modèle analytique proposé.

La seconde partie est consacrée à l'étude de l'impact de la rugosité de surface de contact R_a , la conductivité thermique des solides en contact et le coefficient de convection du fluide interstitiel sur la résistance thermique de contact.

IV- Résultats et discussion

IV-1 étude de l'effet du joint d'étanchéité sur la RTC

IV-1-1 effet de la conductivité thermique du joint d'étanchéité sur la RTC

Dans le but d'étudier l'impact de la conductivité thermique du joint d'étanchéité sur la RTC, la RTC a été calculée pour trois couples de matériaux en contact de 8 cm de hauteur et de 2 cm de largeur avec des conductivités thermiques données : $k_1 = 20 \text{ w/m.K}$, $k_1=220\text{w/m.K}$ et $k_1 =390\text{w/m.K}$. La conductivité thermique du joint d'étanchéité k_2 varie entre 0.16 w/m.K qui est le caoutchouc et 5w/m.K qui est une pâte thermique, les résultats obtenus sont validés analytiquement par le modèle proposé et présentés dans les courbes de la figure IV.1 et IV.2.

La figure IV.1 montre que la résistance thermique de contact diminue avec l'augmentation de la conductivité thermique du joint d'étanchéité et sa diminution est significative dans le cas de matériaux à conductivité thermique faible. Les résultats obtenus sont en concordance avec la littérature (Voller et al, 2007; O'Callaghan et al, 1988).

La figure IV.2 présente une comparaison de l'effet de conductivité thermique du joint d'étanchéité sur la résistance thermique de contact. Il est très remarquable que l'effet de la conductivité thermique du joint d'étanchéité diminue dans le cas des matériaux de conductivité thermique plus élevée. En comparant les résultats numériques aux résultats analytiques, on observe une bonne concordance.

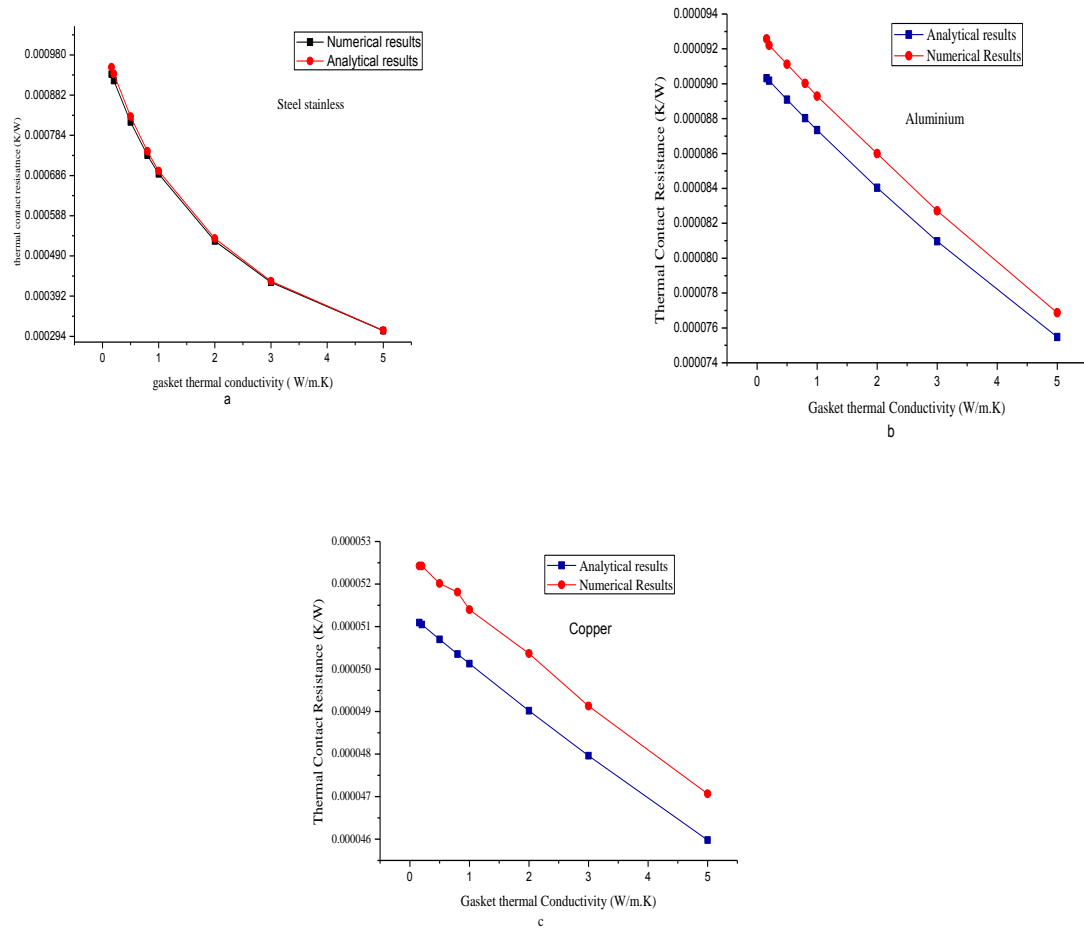


Fig IV.1 Effet de conductivité thermique de joint d’étanchéité sur la RTC pour différents matériaux en contact : (a) $k_1=20\text{w/m.K}$, (b) $k_1=220\text{w/m.K}$, (c) $k_1=390\text{w/m.K}$

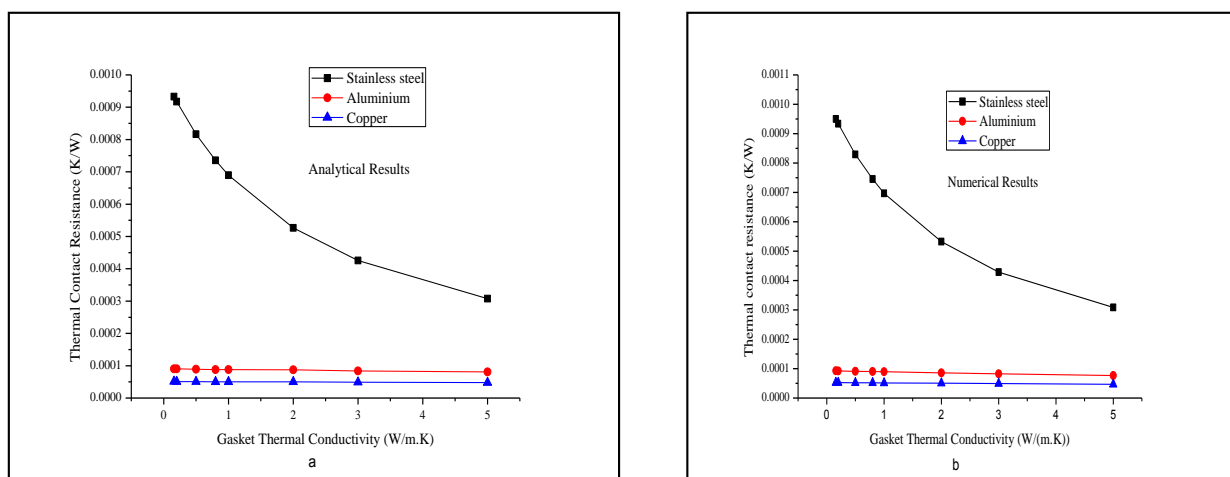


Fig IV.2: Effet de la conductivité thermique du joint d’étanchéité sur la RTC pour différents matériaux : (a) résultats analytiques, (b) résultats numériques.

IV.1.2 Taux de chute de la RTC

Le tableau suivant "Tableau 1" présente le taux de diminution de la résistance au contact thermique. Les résultats présentés dans ce tableau montrent que la résistance au contact thermique est réduite de plus de 67% dans le cas de l'acier inoxydable de conductivité thermique de 20 w / mK, tandis que sa réduction dans le cas du cuivre de conductivité thermique 390 W/mK ne dépasse pas 11%. Ces résultats sont validés par un modèle analytique qui montre une réduction d'environ 70% pour l'acier inoxydable et environ 10% pour le cuivre. Ces résultats confirment que la résistance thermique de contact est plus influencée par la qualité du joint d'étanchéité dans le cas de matériaux de faible conductivité thermique.

Dans la littérature, la plupart des études numériques et expérimentales des effets du joint d'étanchéité sur la résistance au contact thermique sont basées sur l'effet de l'épaisseur du joint sur le TCR qui réduit fortement le TCR (Voller et al., 2007) Alors qu'il n'y a eu aucun travail sur l'effet de conductivité thermique du joint sur le TCR qui a fait l'objet de notre étude.

Matériaux	Conductivité thermique w/m.K	Taux de chute de la RTC (résultats numérique)	Taux de chute de la RTC (résultats analytique)	Taux d'erreur entre les deux modèle %
Acier inoxydable	20	67.56%	69.98%	3.58%
Aluminium	220	19.96%	16,43%	3.12%
Cuivre	390	10.21%	10.01%	1.95%

Table IV.1 Résultats numériques et analytiques du taux de chute de la RTC

Figure IV.3 présente le taux de chute de la résistance thermique de contact en fonction de la conductivité thermique des matériaux en contact. Les résultats numériques obtenus montrent une bonne concordance avec ceux de l'analytique.

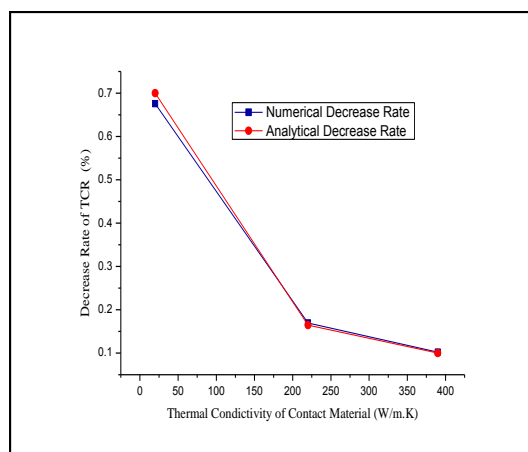


Fig. IV.3 taux de chute de la RTC en fonction de la conductivité thermique des matériaux en contact

IV.1.3 étude de l'effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC

L'étude présentée dans cette partie est le calcul de la RTC en fonction de l'épaisseur du joint d'étanchéité δ , d'après l'équation III.7, la RTC varie linéairement en fonction de l'épaisseur du joint d'étanchéité qui est définie par $\delta=2*Ra$, ce qui est présenté a la figure IV.3.

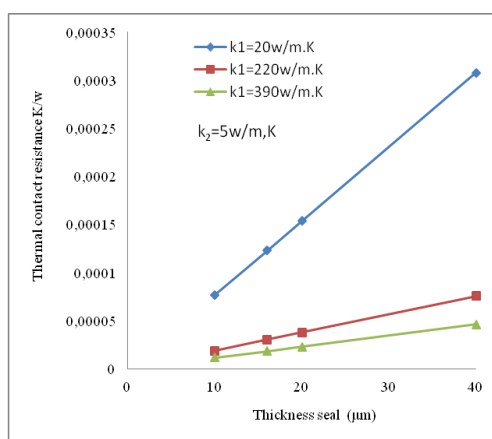
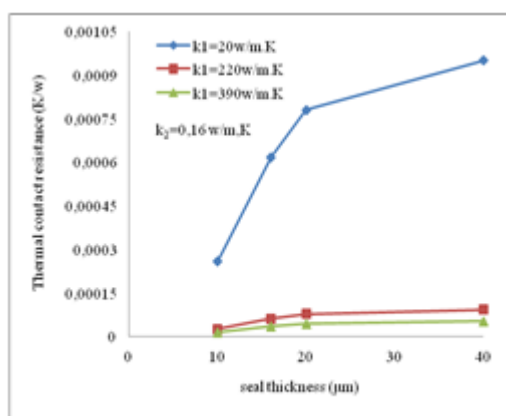
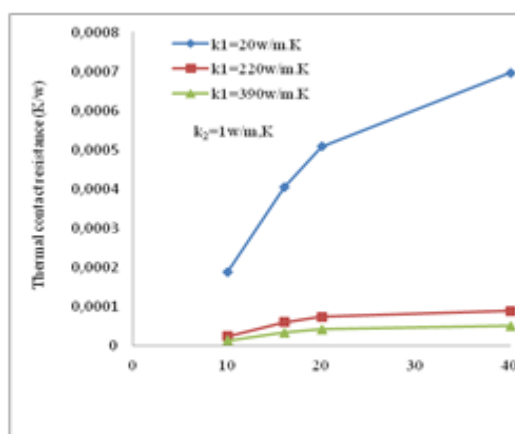


Fig IV. 3. Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC: resultants analytiques

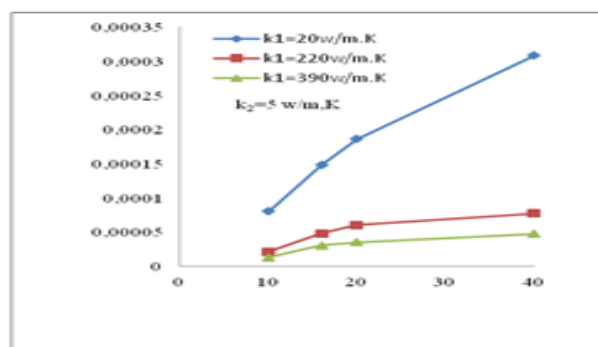
La figure IV.4 et IV.5 représente la variation de la RTC en fonction de l'épaisseur du joint d'étanchéité pour différentes matériaux en contact et différentes conductivité thermique du joint d'étanchéité.



a



b

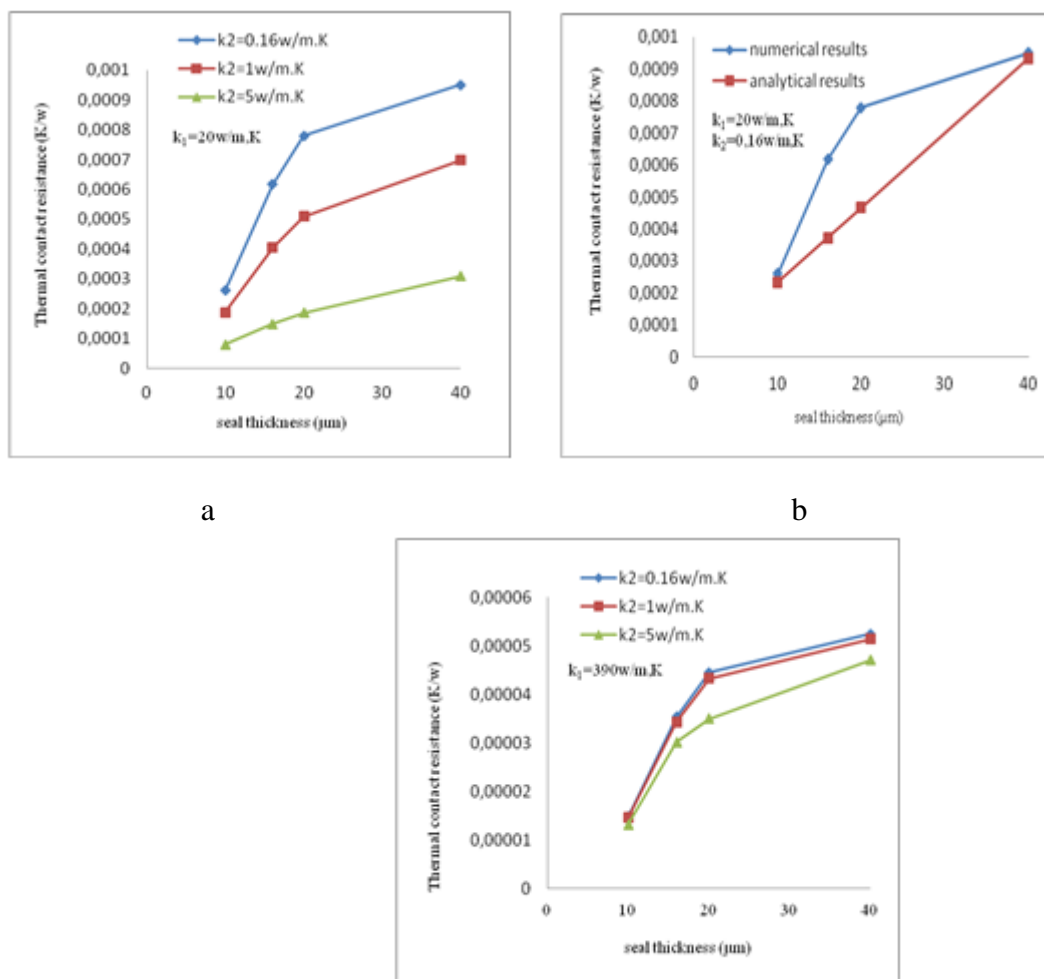


c

Fig IV.4 Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC pour différente conductivité thermique : (a) $k_2=0.16\text{w/m.K}$, (b) $k_2=1\text{w/m.K}$, (c) $k_2=5\text{w/m.K}$

La figure IV.4 montre clairement que l'augmentation de l'épaisseur du joint d'étanchéité augmente la résistance thermique de contact, et leur augmentation est considérablement dans le cas de contact des matériaux de faible conductivité thermique.

La figure IV.5 montre que l'épaisseur du joint d'étanchéité influe significativement sur la résistance thermique de contact qui atteint son minimum dans le cas du contact entre les matériaux de grande conductivité thermique ($k_1 = 390\text{w / mK}$) lorsqu'ils sont séparés par un joint d'étanchéité de bonne conductivité thermique ($k_2 = 5\text{w / mK}$) et une faible épaisseur ($\delta = 10\mu\text{m}$).



a

b

c

Fig IV.5 Effet de l'épaisseur du joint d'étanchéité sur la RTC pour different matériaux en contact pour : (a) $k_1=20\text{w/m.K}$, (b) $k_1=220\text{w/m.K}$, (c) $k_1=390\text{ w/m.K}$

IV.1.4 COMPARISON DES RESULTANTS NUMERIQUE ET ANALYTIQUE

Afin de valider les résultats obtenus, nous présentons dans la figure IV.6 la comparaison entre les résultats numériques et analytiques, il est clairement remarquable que les deux résultats ont une même tendance avec un taux d'erreur allant de 1% à 17%.

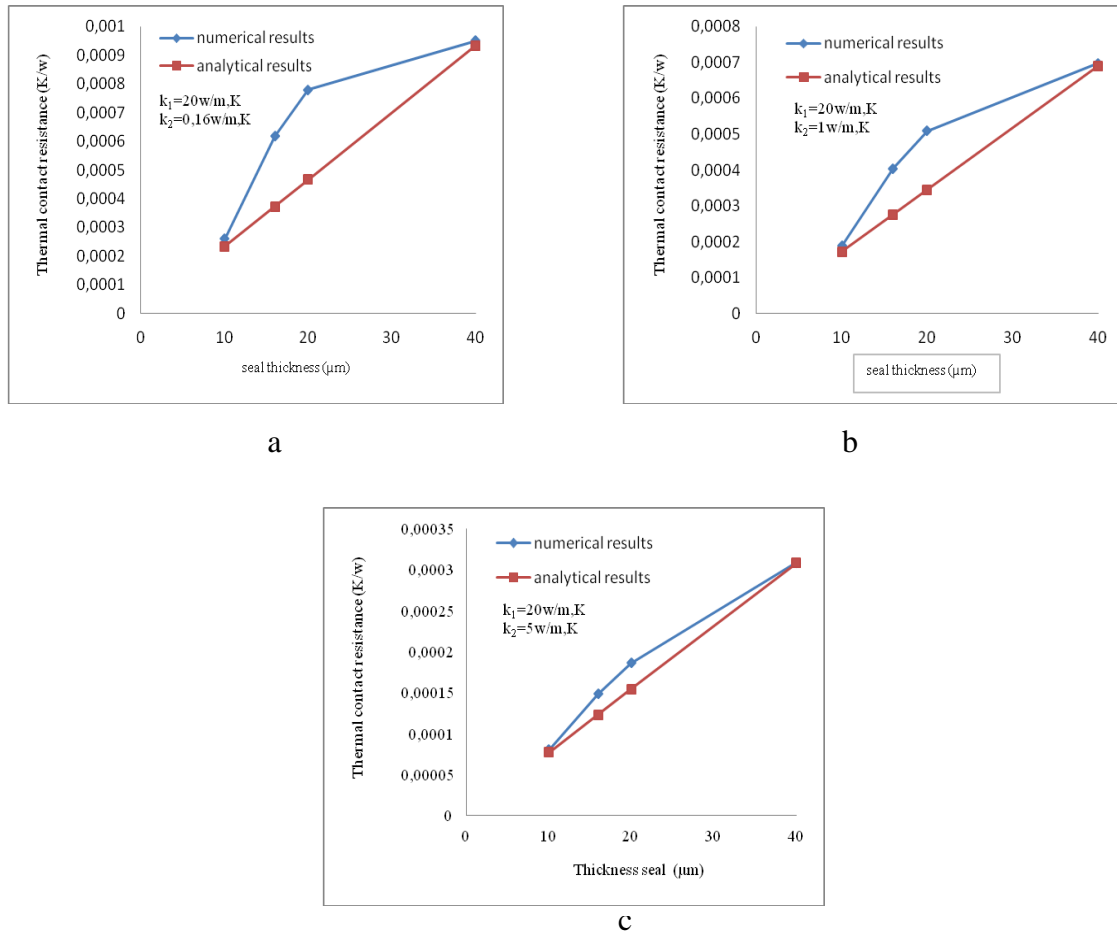


Fig IV.6 Comparison entre les resultants numériques et analytiques pour different conductivité thermique du joint d'étanchéité : (a) $k_2 = 0.16 \text{ w/m.K}$, (b) $k_2 = 1 \text{ w/m.K}$, (c) $k_2 = 5 \text{ w/m.K}$

IV.1.5 CONCLUSION

l'étude présentée dans cette partie est une simulation numérique 2D en utilisant la méthode des éléments finie d'un contact rugueux entre deux matériaux, le but de ce travail est d'étudier l'impact du joint d'étanchéité sur la RTC, à cet effet la RTC est calculée pour trois couples de matériaux en contact munies d'un joint d'étanchéité en fait variant la conductivité thermique et l'épaisseur de ce joint, les résultats obtenus montrent que :

- la mise en place du joint d'étanchéité entre les matériaux en contact est très importante dans l'amélioration du transfert thermique entre les deux solides en contact, en particulier dans le cas des couples de matériaux de faible conductivité thermique
- le taux de chute de la RTC diminue avec l'augmentation de la conductivité thermique des matériaux en contact.
- il est très important d'utiliser des joints de grandes conductivités thermiques quand on veut mettre en place un contact entre des matériaux de faible conductivité thermique.
- le transfert thermique entre les solides en contact rugueux est optimal dans le cas de mise en place des joints d'étanchéité minces et de grandes conductivités thermiques.
- les résultats numériques et analytiques sont en concordance.

IV.2 ETUDE DE L'EFFET DE LA RUGOSITE DES SURFACES ET LES PARAMETRES THERMIQUES DES MATERIAUX EN CONTACT SUR LA RTC

IV.2.1 effet de la rugosité de surface Ra sur la RTC

Dans le but de décrire l'effet de la rugosité de surface sur la RTC, dans un premier temps l'étude a été faite entre deux solides en contact rugueux avec des aspérités carrées, pour cela quatre couples de matériaux ont été considérés, chaque couple a la même rugosité qui varie de $5\mu\text{m}$ à $20\mu\text{m}$ et une conductivité thermique varie de 20 à 390 W/m.K

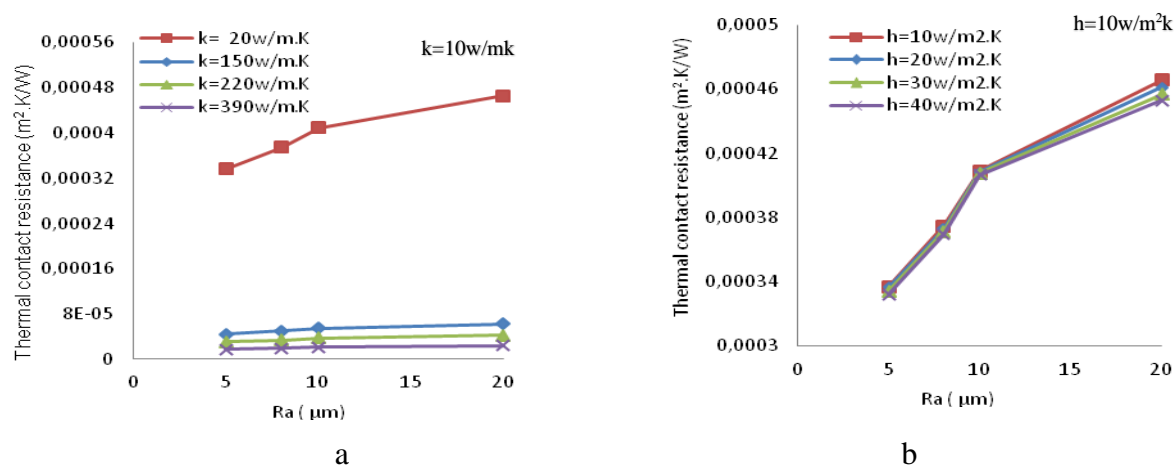
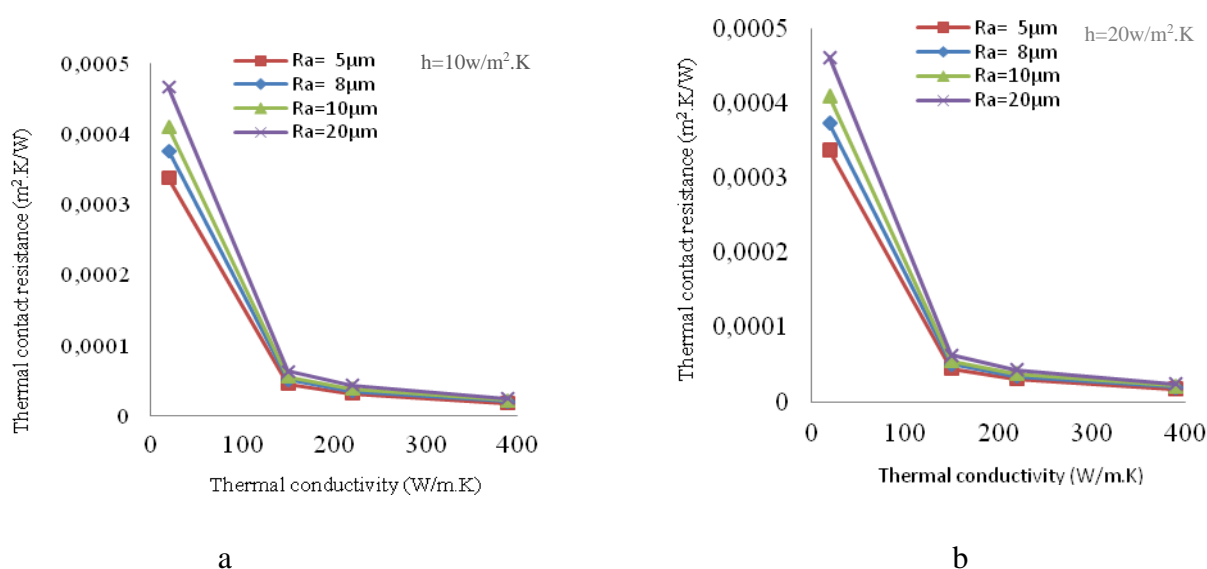


Figure IV.7. Effet de la rugosité de surface Ra sur la RTC

La figure IV.7 montre la variation de la résistance thermique de contact « RTC » en fonction de la rugosité de surface pour les quatre couples de matériaux. Les résultats obtenus indiquent que la résistance thermique de contact est fortement influencée par la rugosité de surface pour les matériaux de faible conductivité thermique ($k = 20\text{W/m.K}$) contrairement à ceux qui ont une grande conductivité thermique ($k = 390\text{W/m.K}$) et qui varie légèrement (Voir Figure IV.7.a). La figure IV.7.b montre que le coefficient de convection du fluide interstitiel influence faiblement sur la résistance de contact thermique. Par conséquent, la RTC présente une forte relation avec la rugosité de surface et l'évolution de la RTC est significatif pour les matériaux en contact de faible conductivité thermique.

IV.2.2 Effet de la conductivité thermique des matériaux en contact sur la RTC

Dans le but de déterminer la loi entre la conductivité thermique des solides en contact et la RTC, un calcul a été faite pour quatre couples de matériaux avec différentes rugosités de surfaces et différents coefficient convectif de milieu interstitiel. Les résultats obtenus sont montrés dans les courbes de la figure IV.8, on remarque bien que la RTC est fortement influencée par la conductivité thermique des solides en contact, en particulier dans le cas des solides en contact de faible conductivité thermique.



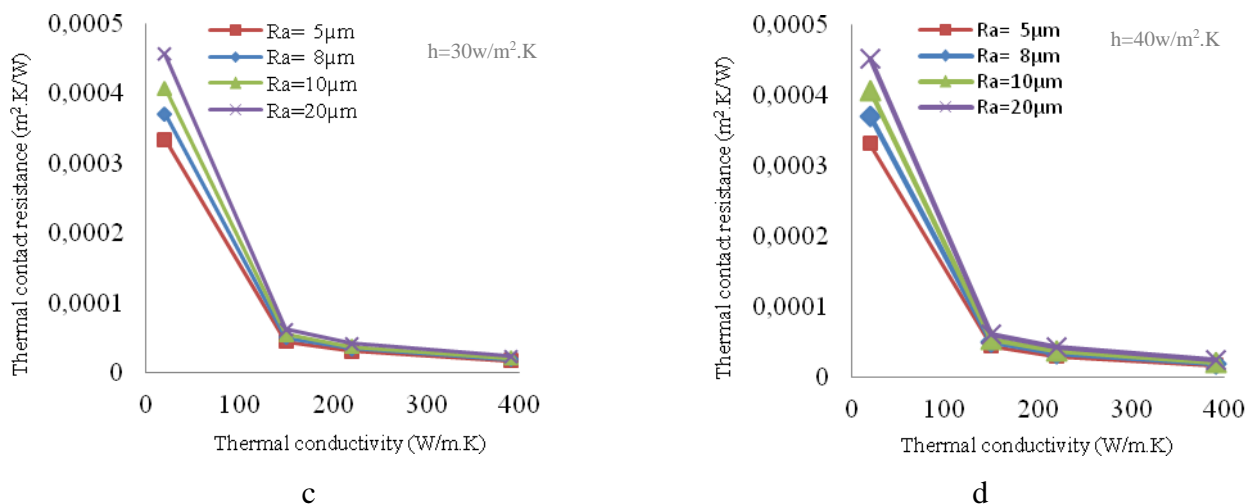


Figure IV.8. Effet de la conductivité thermique des solides en contact sur la RTC pour différents coefficient convectif du fluide interstitiel: (a) $h=10\text{W/m}^2.\text{K}$, (b) $h=20\text{W/m}^2.\text{K}$, (c) $h=30\text{W/m}^2.\text{K}$, (d) $h=40\text{W/m}^2.\text{K}$

IV.2.3 Effet du coefficient de convection du milieu interstitiel sur la RTC

Le calcul effectué dans cette partie a pour objectif de trouver l’effet du coefficient de convection du milieu interstitiel sur la RTC, les résultats obtenus montrent que la RTC diminue faiblement en fonction du coefficient de convection du fluide interstitiel avec un taux relatif de 1.48 % pour un contact moins rugueux par rapport au contact rugueux et qui diminue avec un taux relatif de 2.75%, cette différence est due a cause du volume du milieu interstitiel pour chaque contact.

La figure IV.9 montre la diminution de la RTC en fonction du coefficient de convection du fluide interstitiel, on observe que la RTC augment avec l’augmentation du coefficient de convection du milieu interstitiel.

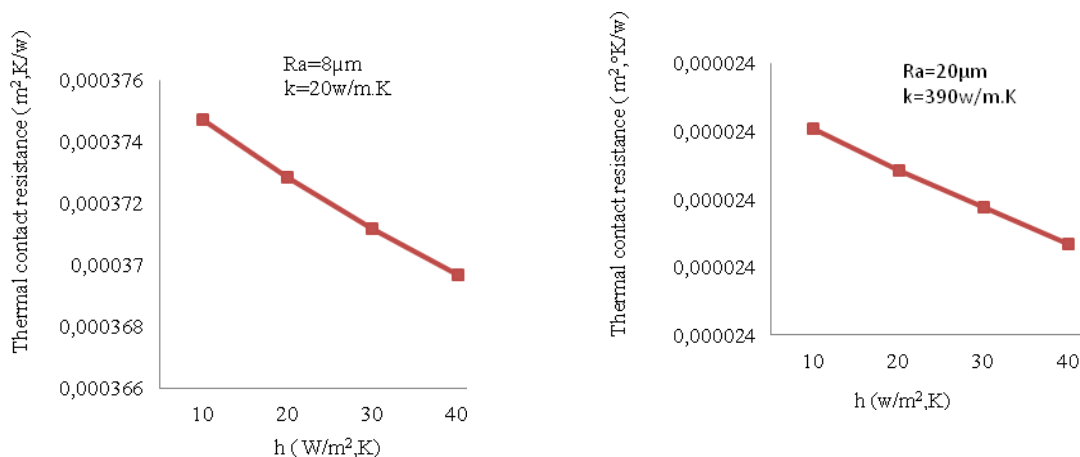


Figure IV.9. Effet du coefficient de convection du milieu interstitiel sur la RTC pour différentes rugosité de surfaces

La figure IV.10 confirme que quels que soit la conductivité thermique des solides en contact et pour toutes rugosités de surface, l'effet du coefficient de convection du milieu interstitiel reste toujours faible.

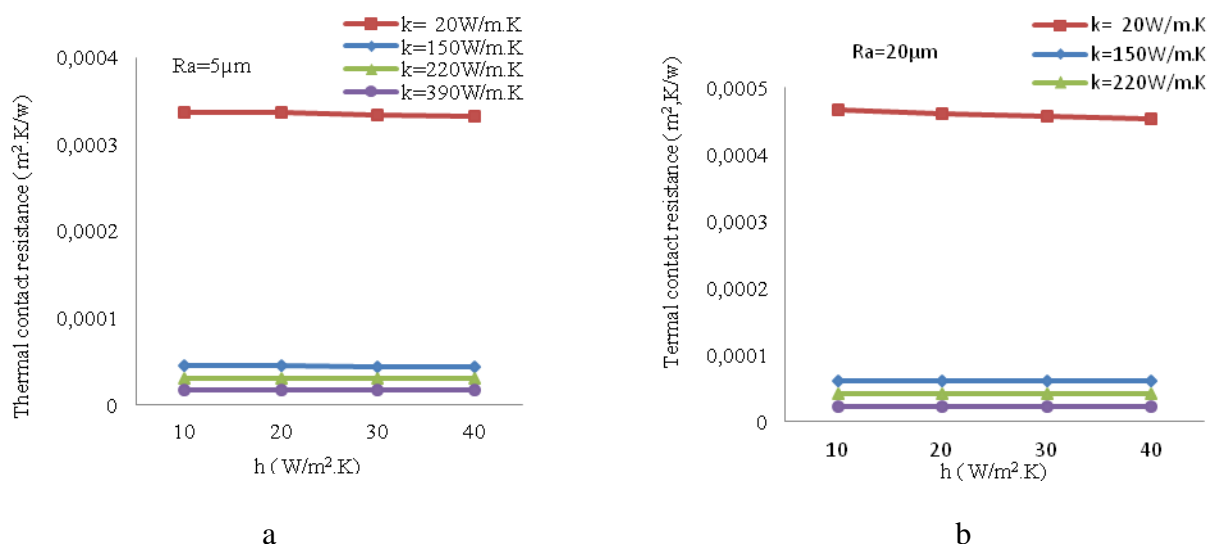


Figure IV.10: Comparison of the interstitial fluid convection coefficient effect on the TCR for different thermal conductivity materials in contact

IV.2.4 Effet du taux de surface de contact réelle S^* sur la RTC

L'évolution de la surface de contact réelle entre deux solides peut être définie par l'aplatissement des pics d'aspérités. L'étude a été menée entre deux solides rugueux en acier inoxydable avec quatre aspérités de forme géométrique: carré, triangulaire, sphérique et elliptique, étant donné que le fluide interstitiel est de l'air à 25 ° C avec $h = 10 \text{ W/m}^2.\text{K}$.

Dans le but de voir l'effet du taux de surface réelle de contact S^* sur la RTC, le calcul a été fait en fait variant le taux de contact réel de 10% jusqu'à 60% et la figure IV.11 montre que pour les quatre géométries d'aspérités d'interface de contact, la RTC diminue avec l'augmentation du taux de contact réel S^* , contrairement à l'effet de h qui influe faiblement quels que soit l'interface de contact.

En comparant le taux d'évolution de la résistance thermique de contact en fonction du taux de contact S^* pour les quatre formes d'aspérités, on note que le contact a aspérités de forme carrée donne une évolution significative d'environ 13,53%, par contre; Le contact a aspérités formes sphériques donne un faible changement relatif d'environ 2,34%. Cette différence peut être justifiée par le grand volume de l'interstice présent dans le cas du contact a aspérités carrée qui diminue significativement lors de l'augmentation du taux de contact S^*

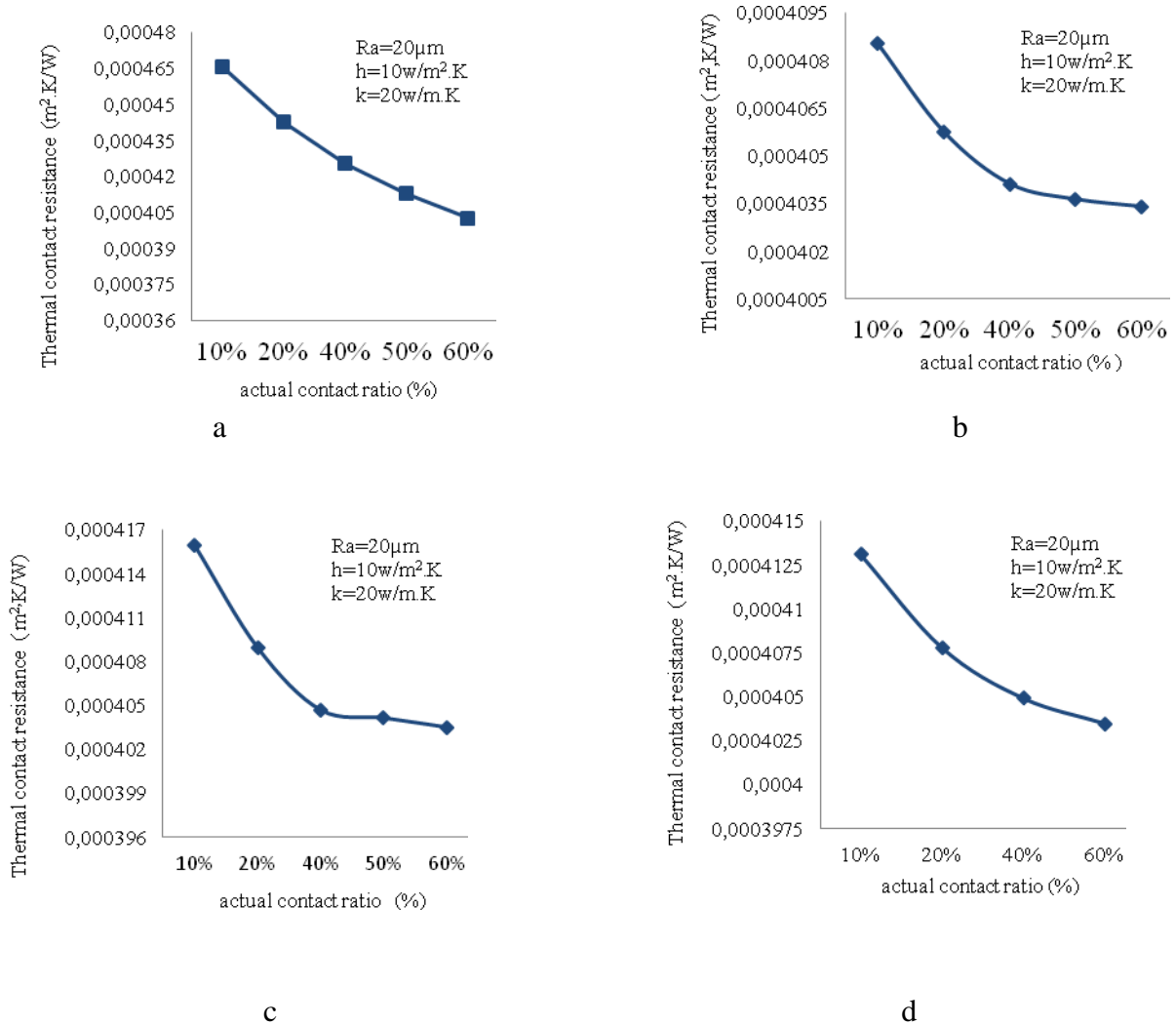


Figure IV.11. Effet du taux de surface de contact réelle sur la RTC pour different forme d'aspérités

La figure IV.12 montre le faible impact du coefficient de convection du fluide interstitiel sur le RTC, sauf pour le cas du taux de contact $S^* = 10\%$, ce qui affecte un peu plus par rapport aux autres avec augmentation relative d'environ 3% , pour les autres valeur du taux de contact, l'augmentation ne dépasse pas 0,4%. Cette différence peut être justifiée par le volume considérable de fluide interstitiel dans le cas du taux de contact de 10%.

On peut conclure que le coefficient de convection des fluides interstitiels a un faible impact sur la résistance de contact thermique quels que soit la surface de contact.

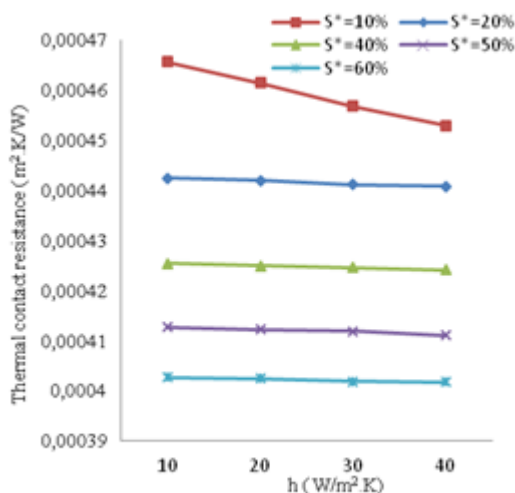


Figure IV.12. Effet du taux de surface de contact réelle sur la RTC

IV.2.5 Effet de la forme géométrique des aspérités sur la RTC

Afin d'étudier l'impact de forme géométrique des aspérités sur la RTC, le calcul a été faite sur quatre couples de matériaux en fait variant la géométrie de contact soit : carrée, triangulaire, sphérique et elliptique en considérant que le fluide interstitiel est toujours de l'air à 25°C avec un coefficient convectif 10W/m².K

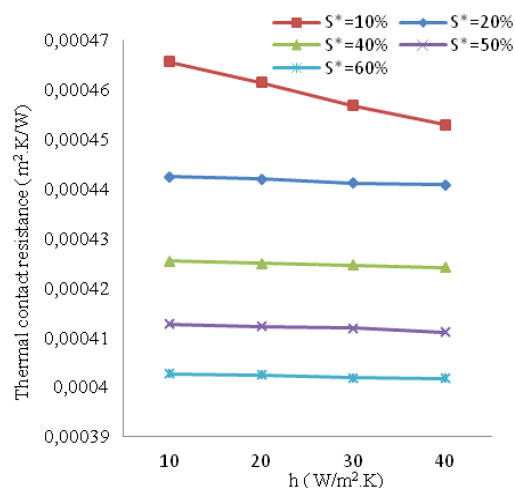


Figure IV.13. Effet de la forme géométrique des aspérités sur la RTC

Il a été observé que la résistance thermique de contact est influencée par la forme des aspérités. L'amplitude de la RTC est significative pour les matériaux de faible conductivité thermique (Fig.IV.13).

Le contact rugueux dans le cas d'aspérités semi-elliptiques fournit une bonne conduction thermique au contact, ce qui peut être justifié par le faible volume de l'espace interstitiel entre ces aspérités.

Le contact rugueux avec des aspérités carrées contient un grand volume interstitiel comparé aux autres types d'aspérités donc il donne une résistance thermique de contact élevée.

CONCLUSION

Dans cette partie d'étude et afin d'analyser précisément le transfert de chaleur entre deux surfaces en contact rugueux, on a calculé numériquement la résistance thermique de contact (RTC) à l'interface de contact entre deux solides en fonction de la forme de la rugosité de surface, la taille R_a , La conductivité thermique des matériaux de contact et le coefficient de convection des fluides interstitiels.

Les résultats obtenus révèlent que :

- 1- l'effet de la rugosité R_a sur la résistance thermique de contact est très remarquable et la RTC diminue considérablement dans le cas des surfaces polies.
- 2- la résistance thermique de contact diminue avec l'augmentation de la conductivité thermique de matériaux en contact, cette diminution est remarquable dans le cas des matériaux de grande conductivité thermique.
- 3- le coefficient de convection du milieu interstitiel influe faiblement sur la RTC en particulier pour les interfaces de contact bien polies parce qu'elles contiennent un faible interstice.
- 4- l'effet de la forme géométrique des aspérités sur la RTC est remarquable dans le cas des matériaux en contact de faible conductivité thermique et le contact à aspérités semi-elliptique donne une meilleure conduction thermique.
- 5- l'amélioration du taux de contact S^* diminue la résistance thermique de contact a cause de diminution de l'interstice.

Conclusion Générale

L'objectif de ce travail était d'apporter une contribution et une compréhension des phénomènes thermique et notamment la génération de chaleur par conduction dans les contacts imparfait et l'influence de passage du flux de chaleur ,

Dans cette étude, et afin d'analyser précisément le transfert de chaleur entre deux surfaces rugueuses, on calcule numériquement la résistance de contact thermique (RTC) à l'interface de contact entre deux solides en fonction de la taille et de la forme de la rugosité de surface R_a , La conductivité thermique des matériaux de contact et le coefficient de convection des fluides interstitiels. Les résultats révèlent que:

- 1- L'effet de rugosité de surface sur la résistance de contact thermique est très remarqué, le TCR diminue fortement dans le cas de surfaces lisses.
- 2- La résistance de contact thermique diminue avec l'augmentation de la conductivité thermique, cette diminution est significative pour une faible conductivité thermique des matériaux en contact.
- 3- L'impact du coefficient de convection des fluides interstitiels est très faible sur la résistance de contact thermique, en particulier pour les surfaces très polies, car elles présentent un écart relativement faible.
- 4- Augmenter la surface de contact diminue la résistance au contact thermique, ce qui provoque la diminution du volume du milieu interstitiel.
- 5- La forme des aspérités affecte le TCR en particulier pour un contact de faible conductivité thermique des matériaux en contact, de bons résultats ont été obtenus pour les contacts qui ont des aspérités de forme elliptique.
- 6- Il est recommandé de développer un modèle théorique prenant en compte les effets de rugosité de surface, la conductivité thermique et le coefficient de convection de fluide interstitiel afin d'introduire une fonction liant ces paramètres.

Dans les futurs travaux, il serait très intéressant d'étudier l'effet de la rugosité de surface et les paramètres thermiques sur la résistance thermique du contact en trois dimensions.

Références bibliographiques

Référence Bibliographique

- [1] Voller. G.P., and Tirovic, M., 2007, “Conductive heat transfer across a bolted automotive joint and the influence of interface conditioning”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23–24), 4833- 4844. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.001>
- [2] O'Callaghan, P.W., and Probert, S.B., 1988, “Reducing the thermal resistance of a pressed contact”, *Applied Energy*, 30(1), 53-60.
- [3] Zhang.X.Z., Zhang, L.W., and Xing, L., 2010, “[Study of thermal interfacial resistance between TC11/glass lubrication/K403 joint](http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.09.001)”, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 34(1), 48-52. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.09.001>
- [4] Loulou. T., Abou-Khachfe, R., and Bardon, J.P., 1999, “Estimation of the thermal contact resistance during glass solidification”, *International Journal of Thermal Sciences*, 38(11), 984-998.
- [5] Degiovanni, A., and Xiaojing Yin Zhang., 1998, “Model of thermal contact resistance between two cylindrical surfaces: 3 D microscopic approach”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(3), 601-612.
- [6] Cames-Pintaux. A.M., and Padet, J.P., 1980, “Study of thermal transient contacts- Proposal of a thermally equivalent model”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 23, 981-990.
- [7] Dongmi, B., Huanxin, Chen., and Ye, Tian., 2015, “Influence of temperature and contact pressure on thermal contact resistance at interfaces at cryogenic temperatures”, *Cryogenics* 52, 403-409. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cryogenics.2012.03.006>
- [8] Dureja. A.K., Pawaskar, D.N., Sesbou, P., Sinha, S.K., and Sinha, R.K., 2015, “Experimental determination of thermal contact conductance between pressure and calandria tubes of Indian pressured heavy water reactors”, *Nuclear engineering and design* 284, 60-66. <http://dx.doi.org/10.1016/j.nucengdes.2014.11.025>
- [9] Ruifeng, D., Tianran, Ge., Xunliang, L., and Zhi, W, 2016, “Effects of contact pressure, interface temperature, and surface roughness on the thermal contact conductance between stainless steel surface under atmosphere condition”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94, 156-163. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.069>
- [10] Belghith, S., Mezlini, S., BelhadjSalah, H., and Ligier, J.L., 2013, “Thermo-mechanical modeling of the contact between rough surfaces using homogenization technique”, *Mechanics Research Communications*, **53**, 57-62. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechrescom.2013.08.004>
- [11] Belghith, S., Mezlini, S., BelhadjSalah, H., Ligier, J.L., 2010, “Modeling of contact between rough surfaces using homogenization technique”, *Comptes Rendus Mécanique*, **338**, 48-61.
- [12] Qingyn. T., Jingjing, H., and Weifang, Z, 2015, “Influencing factors of thermal contact conductance between TC4/30CrMnSi interfaces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 694-698. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.035>

Référence Bibliographique

- [13] Navni. N., Verma. and Sandip, M, 2016, “Extraction of thermal contact conductance of metal-metal contacts from scale-resolved direct numerical simulation”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94, 164-173. <http://dx.doi.org/10.1016/j.nucengdes.2015.11.026>
- [14] Benjamin, S., and Dominic, G., 2016, “Measurement of thermal interface conductance at variable clamping pressures using a steady state method”, *Applied Thermal Engineering* **96**, 671-681. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.010>
- [15] Zhi. Z., Li-Wen Zhang., Qin-Ke Wu., and Sen-Dong Gu., 2013, “An experimental investigation of thermal contact conductance of Hastelloy C-276 based on steady state heat flux method”, *International Communication in Heat and Mass Transfer* **41** , 63-67. <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.11.007>
- [16] Wang .Z, Yang J, Yang M, Zhang W. (2012) Investigation on thermal contact conductance based on data analysis method or reliability. *Chinese Journal of Aeronautics*. Vol. 25, pp 791-795.
- [17] Donghuan L, Yan L, Xinchun S. (2015). [Experimental investigation of high temperature thermal contact resistance between high thermal conductivity C/C material and Inconel 600](http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.044). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp 407- 410. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.044>
- [18] Hamidreza. S, Ned Dj , Majid B.. (2014). [A new model for thermal contact resistance between fuel cell gas diffusion layers and bipolar plates](http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2014.04.149). . *Journal of Power Sources*, Vol. 266, pp. 51-59. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2014.04.149>
- [19] Goodarzi K., Ramezani S.R., Shaaker H. (2014). [Reducing Thermal Contact Resistance Using Nanocoating](http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.028). *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1,pp. 641- 646. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.028>
- [20] Tengfei C, Qiang L, Yimin X. (2014). [Characterization and application of engineered regular rough surfaces in thermal contact resistance](http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.020). *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, No. 1, pp 400- 409. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.020>
- [21], Shutao Wb, Yi Tan, Shuang S, Wei D, Dachuan J, Jiao L,Zhi Z. (1998). [Thermal contact resistance between the surfaces of silicon and copper crucible during electron beam melting](http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.005). *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 74, pp 37- 43. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.005>
- [22] Bourouga. B, et al. (1998). [Thermal contact resistance at the interface of double tubes assembled by plastic deformation](http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.044). *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, No. 2, pp. 168-181.

Référence Bibliographique

- [23] Ruiping. X, Haidong F, Lanping Z, Lie X. (2006). [Experimental investigation of thermal contact conductance at low temperature based on fractal description](http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.023). International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, No. 7, pp. 811-818.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.023>
- [24] Ruiping. X, , Lie X. (2005). [An experimental investigation of thermal contact conductance of stainless steel at low temperatures](http://dx.doi.org/10.1016/j.cryogenics.2005.09.002). Cryogenics, Vol. 45, No. 10–11, pp. 694-704.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.cryogenics.2005.09.002>
- [25] Fletcher L.S, (1988), Recent developments in contact conductance heat transfer. Journal of heat Transfer -T. ASME 110 pp 1059-1070.
- [26] Weills N.D, Reyder E.A, (1949), Thermal resistance measurement formed between stationary metal surfaces, T. ASME? 71 53° PP 259-267.
- [27] Macwaid T, Marschall E, (1997), Thermal contact resistance across pressed metal contacts in vacuum environment, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, pp 2911-2920.
- [28] Madhusudana. C.V. (1996). Thermal contact conductance, Springer-Verlag. Berlin, Germany.
- [29] Archard J. F. (1957), Elastic deformation and the lows of friction. Proc. Royal Soc. Lodon 243 pp 190-205.
- [30] Bardon : Introduction à l'étude des résistances thermiques de contact, Conférence prononcée le 15 mai 1971 aux Journées d'Études organisées par la Société Française des Thermiciens-Poitiers 14 et 15 mai 1971.
- [31] Guillot (2009) : Étude expérimentale des transferts de chaleur à une interface pièce-outil de coupe, Thèse de Doctorat, École Polytechnique de l'Université de Nantes, 2009.
- [32] Mokrani. Bourouga : Mesure des paramètres de contact à une interface de contact électrothermique imparfait Laboratoire de Thermocinétique, UMR CNRS 6607, E.P.U.N., rue Christian Pauc, La Chantrerie, B.P. 90604, 44306 NANTES, Cedex 03, France
- [33] Zhang. P, Yimin X, Qiang L. (2014). A high precision instrumentation of measuring thermal contact resistance using reversible heat flux. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 54, pp. 204-211.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.exptthermflusci.2013.12.012>
- [34] Cooper. Mikic And Yovanovich 1969: Thermal contact conductance, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 12 Page 279-300.
- [35] Wong et al : A survey of the thermal conductance of metallic contacts, C.PN°973, London, 1968.
- [36] Greenwood J.A et al : contact of nominally flat surface.proc. Royal Soc. London 1966 ; 19 pp 295-300.

Référence Bibliographique

- [37] Sridhar M.R et Yovanovich M : Review of elastic and plastic contact conductance models : comparison with experiment « journal of thermophysics and heat Transfer, vol 8 N° 4, 1994 pp : 633-640.
- [38] Ishigaki H, Kawaguchi I : A simple estimation of the elastic deformation of contacting asperities. *Wear* 54 : 157-164, 1979
- [39] Bowden F.P et Tabor D : friction and lubrication of solids. Parts I, Clarendon press, Oxford, 1964.
- [40] Kellow.M.A, Bramley.A.N, et Banister.F.K : the measurement of temperature in forging dies ; *Int. J. Mach.Tool.Des .Res*, 1969 vol 9 PP 239-260
- [41] Dean. T.A et Silva .T.M: die temperatures during production drop forging: journal of engineering for industry; November 1979;PP 385-390.
- [42] Lenard .J.G et Davies .M.E : the distribution of temperature in a hot/cold die set : the effect of pressure, temperature of material : *Journal of Engineering Materials and Technology* : avril 1995 vol117, PP 220-227.
- [43] Jain .V.K : determination of heat transfer coefficient for forging applications : journal of materials shaping technology, 1990 vol 8 PP 193-202.
- [44] Boer.C.R et Schroder.G : temperature in the die billet zone in forging : *Annals of the CIRP*, 30 january 1981, vol 30 PP 153-157.
- [45] Dadras. P et Wells.W. R: heat transfer aspects of non-isothermal axisymmetric upset forging : journal of engineering for industry , August 1984, vol 106 PP 184-195.
- [46] Semiatin. S.L , Cooling. E.W et Wood .V.E: determination of the heat transfer coefficient for non-isothermal bulk forming processes; *Journal of engineering for industry* ; 1987, vol 109 PP 49-57.
- [47] Burte. P.R, Young Taek , IM et Altan. T: Measurement and analysis of heat transfer and friction during hot forging; ASME, *Journal of engineering for industry* ; 1990, vol 112 PP 332-339.
- [48] Im.Y T : investigation of heat transfer and simulation of metal flow in hot upsetting ; ASME, *Journal of engineering for industry* ; 1989, vol 111 PP 334-344.
- [49] Sellars .C.M : computer modeling of hot working processes; *material science and technology* ; April 1985 vol 1 PP 325-332.
- [50] Li .Y.H et Sellars .C.M : evaluation of interstitial heat transfer and its effect on the hot forming processes; *Iron making and steelmaking* 1996 vol 23 N:1 PP 58-61 .
- [51] Li .Y.H et Sellars .C.M : evaluation of interstitial heat transfer and friction conditions and their effect on the hot forming processes 37th MWSP conference proc, ISS 1996 vol 33 PP 385-393.

Référence Bibliographique

- [52] Beck.J.V; determination of optimum transient experiments for thermal contact conductance. Int. J. of heat and Mass transfer 1968, vol 12 PP 621-633.
- [53] Beck.J.V; combined parameter and function estimation in heat transfer with application to contact conductance. ASME, Journal of heat transfer ; 1988, vol 110 PP 1046-1058 .
- [54] Chantrenne. P et Raynaud. M: Détermination de la résistance thermique de contact entre deux solides en frottement sec à partir d'un modèle thermique microscopique; Congrès annuel de la société française des thermiciens; Poitiers, 19 juin 1996.
- [55] Malinowski .Z, Lenard. J. G et Davies. M. E: A study of heat transfer coefficient as a function of temperature and pressure, journal of material processing technology 1994; Vol 41 PP 125-142.
- [56] Nshama. W, Jeswiet. J et Oosthuizen. P.H: evaluation of temperature and heat transfer conditions at the metal forming interface; Journal of Material Processing Technology 1994; Vol 45 PP 632-647.
- [57] Jeswiet. J, Nshama.W, et Oosthuizen. P.H: evaluation of temperature and heat transfer conditions in metal forming; 11th international heat transfer conference Kyongju (Korea) August 1998 ; Vol 7 PP 205-209.
- [58] Lair .P: identification des conditions aux limites thermiques par utilisation d'une méthode inverse de conduction de la chaleur: application aux matriçage; these d'état soutenu le 12 décembre 1997 à l'INSA de Toulouse, N° 449, 192 P .
- [59] Goizet.V, Bourouga .B et Bardon .J.P: experimental study of the thermal boundary condition at the work piece die interface during hot forming; 11th international heat transfer conference Kyongju (Korea) 23-28 August 1998; Vol 5 PP 15-20.