



# Modèle prédictif de résistance thermique de contact dynamique adapté au cas de l'interface pièce–outil de forgeage

## Predictive model of dynamic thermal contact resistance adapted to the workpiece–die interface during hot forging process

Brahim Bourouga<sup>a,\*</sup>, Vincent Goizet<sup>b,1</sup>, Jean Pierre Bardon<sup>a</sup>

<sup>a</sup> *Laboratoire de Thermocinétiq ue, UMR CNRS 6607, EPUN, Rue Christian Pauc, La Chantrerie BP 90604, 44306 Nantes, Cedex 03, France*

<sup>b</sup> *FORTECH/ARDEM, BP 173, 09102 Pamiers Cedex, France*

Reçu le 6 Octobre 2001; reçu en forme révisée le 24 Avril 2002

### Résumé

Le modèle de résistance thermique de contact (RTC) dynamique proposé est destiné à être implanté dans des codes de calcul de thermomécanique avec comme première application: l'interface pièce–outil de forgeage. Tous les paramètres d'interfaces sont des fonctions temporelles. Le taux réel de contact est représenté par le rapport contrainte normale locale sur contrainte d'écoulement de la pièce correspondant à la température de contact locale. La première est calculée par le code et la seconde est une donnée rhéologique. Le principe du modèle proposé consiste à relier le taux réel de contact à la densité de points de contact et à l'épaisseur interstitielle moyenne par des fonctions que l'on établit à partir d'un traitement des relevés topographiques des surfaces de la pièce et de l'outil avant l'opération de forgeage. Calculé à chaque pas de temps, le taux réel de contact permet d'accéder ainsi aux autres paramètres et donc d'estimer la RTC instantanée.

© 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

*Mots clés:* Modèle; Résistance thermique de contact; Taux réel de contact; Densité de point de contact; Contrainte normale; Contrainte d'écoulement

### Abstract

We propose a model of dynamic thermal contact resistance. This model is intended to be implanted in numerical codes of thermomechanics with as first application: the workpiece–die interface during a hot forging process. All the interfacial parameters are temporal functions. The real rate of contact is represented by the ratio local normal stress on flow stress of the workpiece corresponding to the contact temperature. The principle of the model suggested consists to connect the real rate of contact to the density of contact spot and to the average interstitial thickness. These parameters

\* Auteur correspondant. Tél.: +33-2-4068-3156/40/42; fax: +33-2-4068-3141.

E-mail addresses: brahim.bourouga@polytech.univ-nantes.fr, jean-pierre.bardon@polytech.univ-nantes.fr (B. Bourouga), vincent.goizet@wanadoo.fr (V. Goizet).

<sup>1</sup> Tél.: +33-5-6168-4429; fax: +33-5-6167-0809.

are functions which are established from a surface analysis processing of the workpiece and die before the forging operation. Calculated at each step of time, the real rate of contact gives access thus to the other parameters and thus to the instantaneous thermal resistance of contact.

© 2002 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

*Keywords:* Thermal resistance of contact; Model; Real rate of contact; Density of point of contact; Normal constraint; stress yield

## 1. Introduction

Stimulée par des temps de calcul de moins en moins coûteux sur des machines de plus en plus performantes, la simulation numérique de la mise en forme des matériaux métalliques suscite de plus en plus d'intérêt depuis plus d'une décennie. Elle a revêtu un caractère stratégique dans la profession en ce sens qu'elle permet au forgeron d'économiser certaines étapes dans le développement de produits nouveaux que la démarche empirique lui imposait jusque là. Elle aide à optimiser l'ébauche de forgeage d'une nouvelle pièce, à développer un nouvel outillage, bref à établir rapidement un devis.

Toutefois, pour mettre en oeuvre la simulation du forgeage, il convient de réunir tous les éléments permettant de résoudre le problème thermomécanique lié à la mise en forme de la pièce projetée. Dans ce type de problème, les aspects thermiques sont d'une importance capitale puisque la rhéologie de la pièce et sa structure métallurgique finale sont entièrement assujetties au champ de température qui va prévaloir tout au long de l'opération de mise en forme. Dans le cas du forgeage à chaud non isotherme, qui est de loin le plus répandu, on entretient une grande différence entre la contrainte d'écoulement de l'outil et celle de la pièce par le biais de températures initiales très différentes. Cette grande différence de température est alors à l'origine d'un transfert de chaleur intense à l'interface de contact pièce–outil. Quel que soit le procédé de mise en forme à chaud, forgeage libre entre tas plats ou forgeage par estampage entre matrices de formes complexes, ce transfert de chaleur est gouverné par la résistance thermique de contact (RTC) à l'interface pièce–outil. Ainsi, une simulation correcte d'une opération de forgeage à chaud nécessite une valeur relativement précise de la RTC qui constitue une donnée importante car le refroidissement de la pièce est dû essentiellement au flux transmis à l'outil par contact direct. En général, ce flux représente plus de 90% des pertes thermiques de la pièce durant sa mise en forme.

Le contact pièce–outil est un contact dynamique en raison du champ de contrainte normale à l'interface variable durant toute l'opération de forgeage. Des études récentes, ont montré par l'expérience que la RTC à l'interface pièce–outil de forgeage est un paramètre spatio-temporel [1–3]. Sa distribution spatiale

résolument évolutive est une conséquence de la déformation plastique de la pièce sous l'effet d'un effort de forgeage toujours croissant. Les expériences de forgeage à chaud sur des presses hydrauliques ont montré qu'entre l'amorce de l'opération de forgeage et la fin de l'écrasement de la pièce, localement, la RTC va évoluer d'une valeur initiale vers une valeur finale; la seconde étant plus petite que la première en raison des déformations subies par les deux surfaces en contact. La valeur initiale caractérise la structure initiale de l'interface soumise au poids de la pièce seulement (phase de séjour de la pièce sur l'outil avant déformation). On montre que l'évolution temporelle de la RTC est entièrement gouvernée par la loi de comportement de la pièce fortement dépendante du champ de température et on vérifie par l'expérience la validité à tout instant de l'hypothèse de RTC durant le procédé de forgeage sur presse hydraulique dans la gamme de vitesse  $v \leq 5$  mm/s [4].

Considérant des résultats d'expérience sur des pièces dont les lois rhéologiques sont bien connues, on a pu observer que les résultats de la simulation sur des codes de calcul recourent bien ceux de l'expérience dès lors que la bonne valeur de la RTC est considérée [5]. Cependant la mesure de la distribution de la RTC dans le cas du contact dynamique est difficile et onéreuse et, de ce fait, elle ne peut être envisageable à chaque fois que l'on veuille réaliser une simulation. Une démarche alternative plus rapide et économique consiste à recourir à des modèles de RTC spécifiques au contact dynamique qui puissent illustrer au mieux les conditions thermiques transitoires à l'interface pièce–outil.

La bibliographie fait état de nombreux modèles de RTC développés dans le cas du contact statique. Malheureusement ces derniers ne peuvent pas être appliqués aux interfaces de contact dynamique puisque les auteurs s'intéressent au contact seulement après chargement lorsque la structure de l'interface n'évolue plus. Cependant, on peut citer le travail récent de Marchand et Raynaud [6,7] qui propose une technique numérique intéressante pour estimer la RTC à l'interface pièce–outil de forgeage. Cette dernière s'appuie sur un modèle mécanique microscopique local dit «modèle de la vague plastique» [8] notamment pour le calcul de la géométrie de l'aspérité à partir de la contrainte normale et la loi de comportement de la pièce (qui dépend de la température) à chaque pas de temps. Le seul reproche que l'on

**Nomenclature**

$\bar{a}$	rayon moyen d'aspérité (m)	$\bar{\delta}_i$	hauteur d'aspérité moyenne ( $i = 1, 2$ ) (m)
$b$	rayon du tube de flux (m)	$\lambda = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}$	conductivité moyenne harmonique (W/m K)
$h$	hauteur partie cylindrique de l'aspérité (m)	$\lambda_f$	conductivité équivalente du fluide interstitiel (W/m K)
$k$	facteur de forme	$\lambda_i$	conductivité thermique du milieu $i$ ( $i = 1, 2$ ) (W/m K)
$\bar{m}$	pente moyenne	$\bar{\sigma}_n$	contrainte normale moyenne (daN)
$n$	densité de points de contact ( $m^{-1}$ )	$\sigma_e$	contrainte d'écoulement (daN)
$n_i$	densité de points de contact résultant de l'écrasement ou de l'indentation des aspérités de la surface $i$ ( $i = 1, 2$ ) ( $m^{-1}$ )	$\theta_i$	température de contact à l'interface ( $^{\circ}C$ )
$R_c$	RTC ( $m^2 K/W$ )	<i>Indices</i>	
$R_s$	résistance de constriction (K/W)	1	milieu 1
$s$	surface réelle de contact ( $m^2$ )	2	milieu 2
$S$	surface nominale de contact ( $m^2$ )	i	interface
$s^*$	taux réel de contact ou portance	s	solide
$s_g^*$	taux d'intersection géométrique	f	fluide
$t$	temps (s)	<i>Exposant</i>	
$y$	côté du plan de coupe (m)	0	initial
$\bar{\delta}$	épaisseur interstitielle moyenne (m)		

peut faire à ce modèle original où l'on peut coupler la loi de frottement et celle de la RTC, c'est la non prise en compte de l'évolution de la densité de points de contact au cours de l'opération de forgeage.

Sur le plan expérimental, par contre on relève de nombreux travaux. Tous les auteurs considérant implicitement l'hypothèse de RTC valable quels que soient les conditions et le mode forgeage [9–22]. Une majorité d'entre eux considère également que la RTC est uniforme à travers toute l'interface pièce–outil et qu'elle reste constante durant tout le processus de mise en forme. La grande diversité des configurations étudiées a donné lieu à une grande dispersion des résultats [1,21].

Mais comme nous l'avons mentionné plus haut la RTC à l'interface pièce–outil de forgeage varie beaucoup dans l'espace et dans le temps. Bien que l'objet principal de cet article soit la proposition d'un modèle de RTC pour le contact dynamique, nous consacrons la première section à l'illustration par des résultats expérimentaux de l'ampleur des variations dans le temps et dans l'espace de la RTC dans le cas du contact pièce–outil de forgeage. Cela justifiera encore plus notre intérêt pour la modélisation de la RTC dans le cas du contact dynamique. Les résultats expérimentaux évoqués sont tirés de la référence [1]. La seconde section portera sur les particularités des déformations à l'interface au cours du forgeage. La troisième fera état du modèle de RTC à l'interface pièce–outil de forgeage. Enfin, la quatrième et dernière section sera dévolue à la détermination des principaux paramètres de contact que nécessite le modèle à partir de l'analyse profilométrique.

## 2. Distribution spatio-temporelle de la RTC à l'interface pièce–outil de forgeage: ampleur des variations

### 2.1. Présentation sommaire du principe de mesure de la loi spatio-temporelle de la RTC

Pour mettre à jour la distribution de la RTC à l'interface pièce–outil, nous avons réalisé des expériences de forgeage à chaud de pièces cylindriques sur une presse hydraulique de 250 tonnes bien instrumentée. La méthodologie expérimentale développée à cet effet est exposée en détail dans les références [1,2]. Nous évoquons ici sommairement le principe de mesure de l'expérience qui a permis de mettre à jour la distribution spatiale de la RTC. La pièce est en alliage d'aluminium 2214 et se présente comme un cylindre de diamètre 80 et 160 mm de hauteur. L'outil est en Waspalloy (superalliage à base de nickel) et de forme cylindrique avec un diamètre de 280 mm et une épaisseur de 60 mm.

Sur le plan du principe, nous avons retenu l'idée d'une instrumentation radiale multiple de part et d'autre de l'interface pièce–outil tel que cela est représenté sur la Fig. 1. Nous avons choisi de faire une instrumentation en vis-à-vis à la base inférieure de la pièce et à la base supérieure de l'outil. Quatre positions radiales ont été choisies:  $r = 0, 11, 22$  et 33 mm. A chaque position radiale, nous plaçons en vis-à-vis, suivant la normale à l'interface, un thermocouple dans la pièce (à 0.7 mm de l'interface) et deux thermocouples dans l'outil constituant ainsi un capteur de flux pariétal. Le thermocouple le plus proche de l'interface est à 0.5 mm le plus éloigné

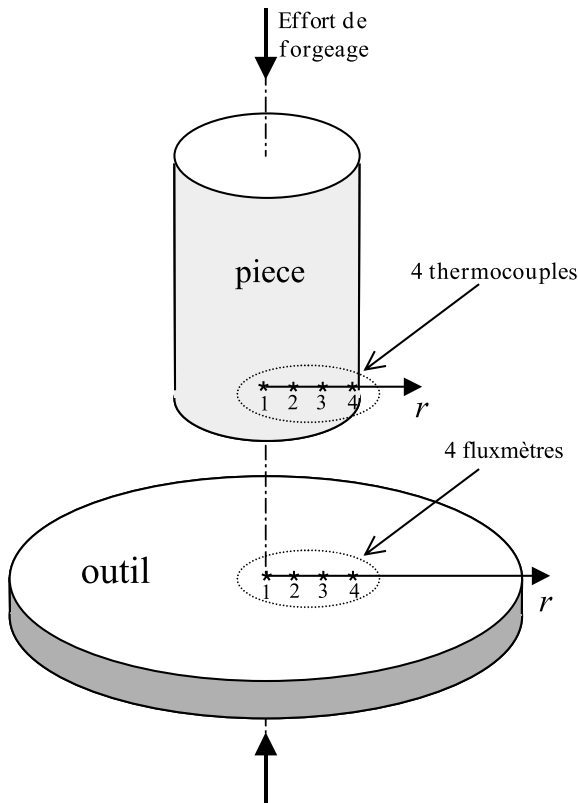


Fig. 1. Schéma du principe de mesure.

est à 1 mm. Les fils de thermocouple en chromel–alumel ont un diamètre de 25  $\mu\text{m}$ . La faible épaisseur instrumentée ( $\leq 1$  mm) comparée à la distance radiale séparant deux sites de mesure (11 mm), laisse supposer que ce qui se passe en un point de mesure reste indépendant des événements thermiques qui se déroulent aux autres points de mesure. En d'autres termes, on peut admettre que le transfert de chaleur reste localement unidirectionnel dans l'épaisseur instrumentée.

Les enregistrements de température obtenus sont traités au moyen d'une technique de dépouillement par méthode inverse non linéaire (méthode séquentielle de Beck) [23]. La détermination de la RTC est basée sur l'estimation des conditions thermiques interfaciales. L'identification de la température de contact côté outil et de la densité de flux de la chaleur traversant l'interface est menée à partir des enregistrements de température donnés par les deux thermocouples dans l'outil. Connaissant la densité de flux estimée à l'interface et la température mesurée à la base de la pièce on calcule la température de contact côté pièce au moyen de la solution du problème direct. On dispose ainsi à chaque instant du saut de température et de la densité de flux dont le rapport représente la RTC instantanée en chaque point de mesure.

## 2.2. Variations spatiales et temporelles de la résistance de contact dynamique

La valeur initiale estimée juste avant le début de l'écrasement au point de mesure  $r = 0$ , c'est à dire  $R_c(0, 0)$ , est utilisée comme valeur de référence pour réduire toutes les courbes et les rendre sans dimension. Sur la Fig. 2, on présente les estimations des évolutions temporelles de la RTC aux différents points de mesure qui, rappelons le, sont alignés sur un même rayon de l'interface de contact circulaire pièce–outil.

Pendant le temps de séjour de la pièce sur l'outil avant déformation, on constate que les valeurs initiales de la RTC sont constantes, avec une valeur maximum au niveau de l'axe. Les trois autres points de mesure donnent pratiquement la même valeur. En principe, les quatre valeurs initiales de la RTC devraient être toutes égales à la résistance de la lame d'air équivalente puisque la pression de contact due au seul poids de la pièce est très faible et uniforme à travers toute l'interface. La valeur plus élevée affichée au point de mesure sur l'axe est probablement liée à l'opération d'usinage de la face instrumentée de la pièce. Le fait que les trois autres valeurs soient égales s'explique par une bonne uniformité des états des deux surfaces en contact (absence d'ondulation et/ou de contaminant).

Pendant la période de déformation, les évolutions de  $R_c(r, t)$  sont décroissantes et très différentes. A chaque instant, on constate que la RTC reste maximum au centre ( $r = 0$  mm) et de plus en plus faible dans le sens des valeurs croissantes de la position radiale. On explique ce résultat par la distribution non uniforme du champ de contrainte normale au plan de contact pendant l'opération de forgeage. En effet, la simulation numérique de l'expérience sur le code de calcul FORGE  $\text{\textcircled{R}} 2$  montre que la contrainte normale de compression à l'interface pièce–outil reste monotone croissante suivant  $r$  et  $t$  pendant l'écrasement. Illustré par la Fig. 3, ce résultat est également confirmé par la bibliographie [24].

Sur la Fig. 4, nous présentons la distribution spatiale de la RTC, au plan de contact, à différents instants. Avant que ne débute les déformations c'est à dire avant l'instant  $t = 25.12$  s, on vérifie en partie que la distribution spatiale  $R_c(r, t)$  est constante et uniforme. Pendant le forgeage, la distribution spatiale de la RTC devient une fonction monotone décroissante suivant  $r$  et  $t$ . La différence de RTC entre l'axe et le rayon maximum de l'interface est grande. Quel que soit l'instant considéré durant l'écrasement, plus d'un ordre de grandeur sépare les deux valeurs. Ainsi dans le cas de l'aluminium 2214, entre le début et la fin du forgeage, la RTC est divisée par plus de 100 sur l'axe et par plus de 1000 à la périphérie. Localement, la RTC présente bien un sens d'évolution opposée à celui de la contrainte normale à l'interface.

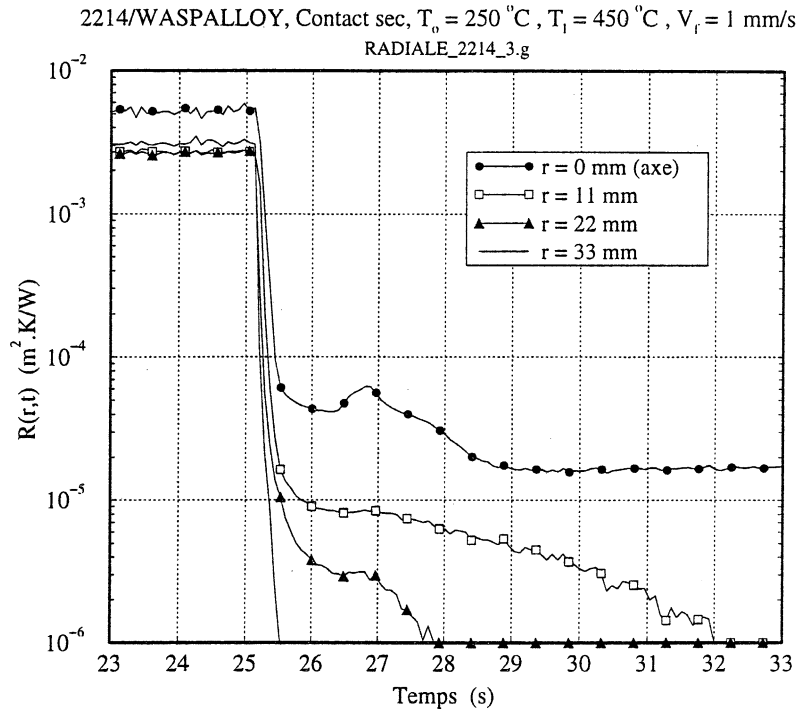


Fig. 2. Distribution spatiale de la RTC: pièce en alliage d'aluminium 2214.

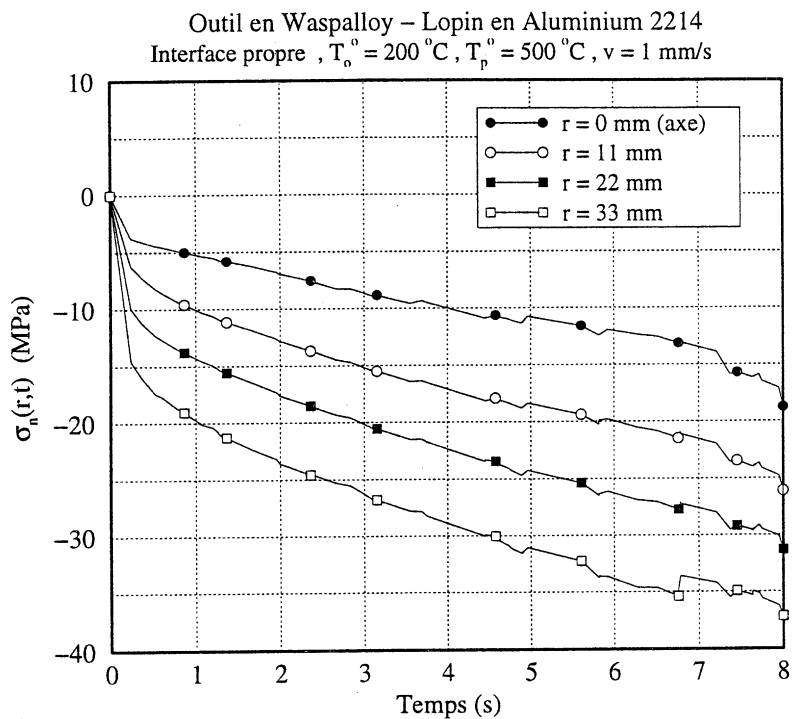


Fig. 3. Evolution de la contrainte normale à l'interface pièce–outil. Résultat de simulation de l'expérience sur le code forge 2.

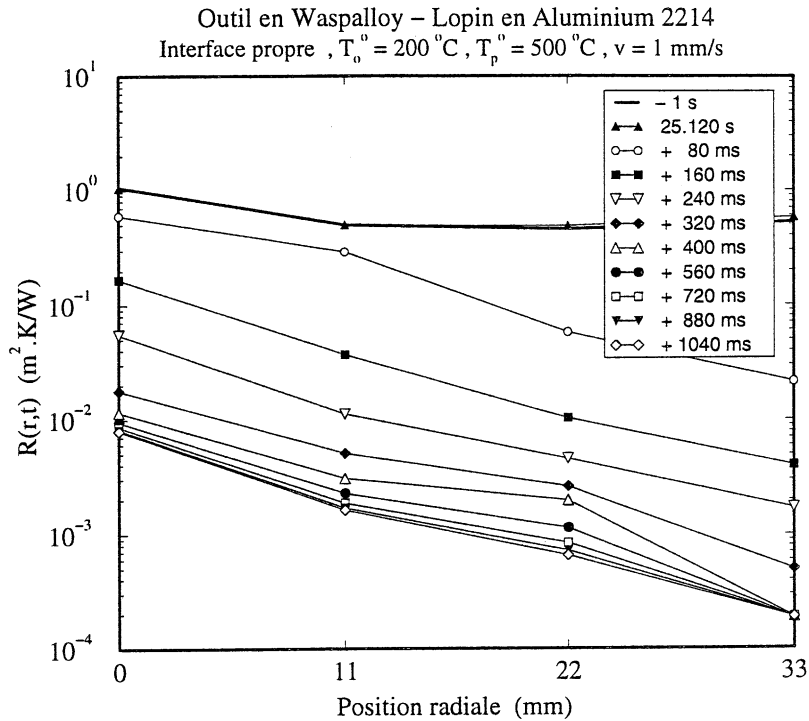


Fig. 4. Distribution spatio-temporelle de la RTC: autre forme de présentation.

Ce type d'expérience informe très bien sur l'évolution réelle du contact thermique dynamique mais cela suppose une mise en oeuvre expérimentale lourde et onéreuse. D'où la nécessité de développer des modèles de RTC adaptés à cette configuration particulière. Notre approche de modélisation du contact thermique dynamique se situe par rapport aux particularités que peuvent présenter les déformations de l'interface.

### 3. Particularité des déformations de l'interface au cours du forgeage

Nous venons de voir dans le processus très particulier du forgeage, que la micro géométrie de l'interface subit des déformations essentiellement plastiques et localisées du côté du matériau ayant, à la température de contact  $\theta$ , la contrainte d'écoulement la plus faible, c'est-à-dire toujours du côté de la pièce à forger. Ces déformations peuvent souvent devenir très supérieures à celles habituellement rencontrées dans les cas classiques de milieux accolés. Alors que dans ces derniers, le taux de portance  $s^*$  n'excède jamais quelques pour cents, ici dans le cas du forgeage,  $s^*$  peut atteindre des valeurs assez proches de l'unité comme c'est le cas de l'aluminium par exemple [4]. Dans ces situations extrêmes, les effets de constriction deviennent très petits de même que la résistance propre des aspérités en contact. Les valeurs de résistances de

contact sont alors extrêmement faibles ( $<10^{-6}\text{ m}^2\text{ K/W}$ ). Si l'on s'intéresse de plus près aux déformations subies par l'interface entre les deux matériaux constitutifs de la pièce et de l'outil au cours d'une opération de forgeage, il est bon de distinguer les trois situations suivantes.

#### 3.1. La pièce est rugueuse et l'outil est lisse: situation $S_1$

Ce sont les aspérités de la pièce à forger qui s'écrase à partir de leur sommet. Leur hauteur moyenne  $\bar{\delta}$  diminue (rugosité arithmétique  $r_a$ ). Pour des aspérités se déformant de manière plastique sur une surface lisse très dure, Assefraoui [25] a montré que le volume de matière déplacé se conserve et que les nouvelles parois des aspérités sont pratiquement normales à la surface dure et lisse (Fig. 5).

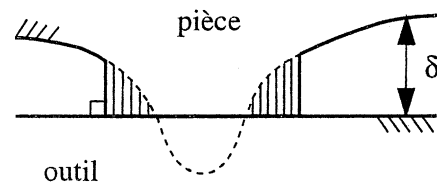


Fig. 5. Pièce rugueuse et outil lisse: déformation d'une aspérité contre l'outil.

3.2. La pièce est lisse et l'outil est rugueux: situation  $S_2$

Dans cette situation, ce sont les aspérités de l'outil qui s'indentent dans la pièce, la hauteur moyenne des parties non indentées  $\bar{\delta}$  (qui correspond à l'épaisseur moyenne de l'espace interstitiel) diminue. Le volume de matière déplacée se retrouve sous forme de bourrelet sur les flancs de l'aspérité indentée et les parois du bourrelet sont pratiquement normales aux flancs de l'aspérité dure (Fig. 6).

3.3. La pièce et l'outil sont rugueux: situation  $S_3$

On a simultanément un écrasement des aspérités de la pièce sur l'outil et une indentation des aspérités de l'outil dans la pièce (Fig. 7). L'épaisseur moyenne de l'espace interstitiel  $\bar{\delta}$  diminue.

Dans ces trois situations, le taux de portance  $s^*$  est donné par la même relation:

$$s^* = \frac{\bar{\sigma}_n(t)}{\sigma_e(\theta_i)} \quad (1)$$

dans laquelle  $\bar{\sigma}_n$  est la contrainte normale moyenne (pression de contact) et  $\sigma_e(\theta_i)$  la contrainte d'écoulement de la pièce à la température de contact  $\theta_i$ . Pour une contrainte normale  $\bar{\sigma}_n(t)$  croissante, les caractéristiques de l'interface vont évoluer:  $s^*$  va augmenter,  $\bar{\delta}$  va diminuer et la densité  $n$  de point de contact va d'abord augmenter puis se stabiliser, voire diminuer, en raison de la coalescence de certains sites de contact lorsque  $s^* \rightarrow 1$ . La distribution des points de contact est aléatoire mais deux situations très typiques doivent être distinguées pour la modélisation des transferts à travers l'interface: nous allons les évoquer successivement.

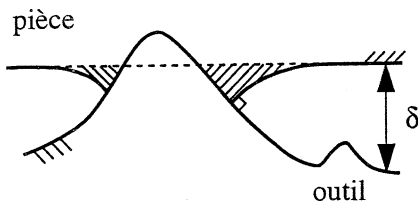


Fig. 6. Pièce lisse et outil rugueux: indentation d'une aspérité de l'outil dans la pièce.

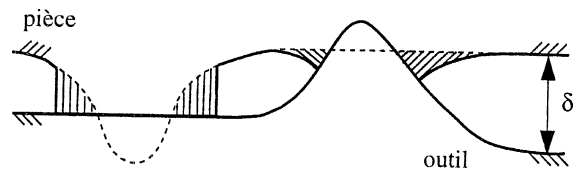


Fig. 7. Pièce et outil rugueux: indentation et déformation des aspérités.

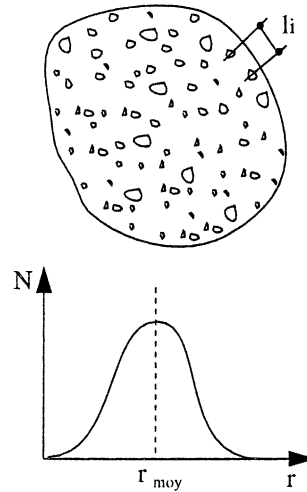


Fig. 8. Répartition aléatoire régulière des points de contact.

3.4. Interface à répartition aléatoire régulière des points de contact ( $n$  uniforme)

Dans cette configuration (Fig. 8), les points de contact sont distribués de manière régulière sur toute la surface, c'est-à-dire que leur densité  $n$  est uniforme mais leur taille (rayon équivalent) est aléatoire. Les rayons sont distribués autour d'un rayon équivalent moyen. La distance entre les points de contact est également variable, elle est distribuée autour d'une distance moyenne entre points de contact. Les transferts de chaleur à travers une telle interface sont caractérisés par un phénomène de constriction à une seule échelle (distance moyenne entre points de contact) et une résistance de contact uniforme. Celle-ci peut être modélisée de manière approchée en considérant une interface équivalente à l'interface réelle, ayant des points de contact identiques (rayon égal au rayon moyen des contacts réels) et équidistants (distance égale à la distance moyenne  $l$  entre contacts réels), une densité  $n$  et une épaisseur  $\bar{\delta}$  identiques à celles de l'interface réelle. C'est ce modèle qui sera retenu par la suite.

3.5. Interface à répartition aléatoire irrégulière des points de contact ( $n$  non uniforme)

Dans le cas d'une interface à répartition aléatoire irrégulière des points de contact (Fig. 9), la densité  $n$  de points de contact n'est pas uniforme et leur taille est aléatoire. Dans certains cas (surfaces rugueuses et ondulées), cette densité peut même s'annuler en certains endroits. Les transferts de chaleur à travers ce type d'interface ne sont pas uniformes. Les phénomènes de constriction se développent à plusieurs échelles (échelle micro  $l_i$  correspondant à la distance moyenne entre micro contacts au sein d'une zone où  $n \neq 0$ , échelle

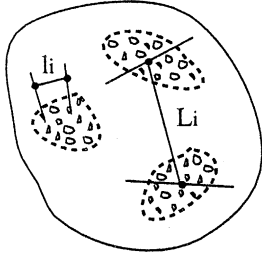


Fig. 9. Répartition aléatoire irrégulière des points de contact.

macro  $L_i$  entre zones contenant des sites de micro contacts). Dans ce cas, la RTC est non uniforme. Et la modélisation d'une telle configuration est encore plus difficile et plus lourde que celle de la précédente.

#### 4. Modèle de résistance thermique de contact dynamique

Le modèle que nous proposons pour décrire l'évolution des conditions de contact lors du forgeage est un modèle dynamique dans lequel les phénomènes de constriction sont supposés instantanément établis (temps caractéristique lié à l'établissement des constriction inférieure à celui des déformations). Dans cette hypothèse qui a été vérifiée expérimentalement, la notion de RTC peut être utilisée à chaque instant  $t$  [4]. Le modèle suppose en outre des interfaces régulières, c'est-à-dire pour lesquelles la densité de points de contact  $n$  est uniforme. Ce type d'interface peut alors être schématisé grâce à un modèle simplifié, dit à sites de contact identiques et équidistants, dont les caractéristiques sont des moyennes de l'interface réelle. Sa géométrie est caractérisée à chaque instant par les paramètres suivants:

- le rayon moyen de contact:  $\bar{a}$ ,
- le taux de portance:  $s^*(t)$ ,
- la densité de points de contact:  $n(t)$ ,
- l'épaisseur moyenne de l'espace interstitiel:  $\bar{\delta}(t) = \bar{\delta}_1(t) + \bar{\delta}_2(t)$ ,
- la configuration des aspérités en contact (facteur de forme  $k$ ).

Le taux de portance  $s^*$ , donné par la relation (9), est déterminé à partir de la solution du problème thermomécanique obtenue par le code de calcul qui donne la contrainte normale locale à chaque pas de temps. La contrainte d'écoulement de la pièce  $\sigma_c(\theta_i)$  à la température de contact est une donnée métallurgique. Les autres paramètres  $\bar{a}$ ,  $n$ ,  $\bar{\delta}_1$ ,  $\bar{\delta}_2$  et  $k$  sont déduits de l'analyse profilométrique des surfaces de la pièce et de l'outil avant leur mise en contact et de leurs déformations ultérieures. Leur mode de détermination sera décrit plus loin.

Le modèle permettant le calcul de la RTC est une extension du modèle à aspérités équidistantes proposé

par Bardon [26]. Dans ce modèle, la RTC résulte de la combinaison de deux résistances en parallèle  $R_s$  et  $R_f$  caractérisant chacune le passage par contact direct (solide-solide) ou à travers le fluide interstitiel (voie fluide) tel que:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_f} \quad (2)$$

Outre le fait que les paramètres décrivant ces deux voies de passage deviennent tous des fonctions temporelles, des modifications sont apportées au modèle de base. Ces modifications se situent d'abord au niveau de l'expression représentant la constriction qui couvre un domaine plus large de valeurs de  $s^*$  (0–0.7 au lieu de 0–0.1). Ainsi la fonction de constriction est donnée ici par la formule de Roess limitée à quatre termes [27]. L'autre changement intervient dans la forme des aspérités en contact qui sont supposées tronconiques-cylindriques ou doublement tronconiques et non plus cylindriques.

Comme le montre l'équation (3), la résistance  $R_s$  se compose de deux termes: le premier rend compte des phénomènes de constriction et le second de la contribution de la résistance propre des aspérités en contact:

$$R_s = \frac{1}{2\lambda n \bar{a}} \left( 1 - 1.40925\sqrt{s^*} + 0.29591\sqrt{s^{*3}} + 0.05254\sqrt{s^{*5}} \right) + \frac{2\delta_{\text{éq}}}{\lambda s^*} (k - s^*) \quad (3)$$

avec

$$\frac{2}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} \quad \text{et} \quad \delta_{\text{éq}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\lambda}{\lambda_1} \bar{\delta}_1 + \frac{\lambda}{\lambda_2} \bar{\delta}_2 \right) \quad (4)$$

où  $\bar{a}$  est le rayon moyen de contact et  $k$  est un facteur de forme lié à la géométrie de l'aspérité stylisée. Il convient de noter ici le rôle de premier plan que joue  $n$  et  $\bar{a}$ . On peut exprimer  $n\bar{a}$  à partir de la relation:

$$\frac{1}{n\bar{a}} = \sqrt{\frac{\pi}{ns^*}} \sqrt{1 + \frac{\sigma_a^2}{\bar{a}^2}} \quad (5)$$

où  $\sigma_a$  est l'écart type des rayon de contact par rapport au rayon moyen.

La résistance  $R_f$  de la lame fluide d'épaisseur moyenne  $\bar{\delta} = \bar{\delta}_1 + \bar{\delta}_2$  est donnée par la relation:

$$R_f = \frac{\bar{\delta}}{\lambda_f(1 - s^*)} \quad (6)$$

$\lambda_f$  représente la conductivité thermique équivalente du fluide interstitiel qui prend en compte les transferts par conduction et rayonnement.

#### 5. Détermination des paramètres $\bar{a}$ , $n$ , $\bar{\delta}_1$ , $\bar{\delta}_2$ et $k$ à partir de l'analyse profilométrique et de $s^*$

La détermination des paramètres  $\bar{a}$ ,  $n$ ,  $\bar{\delta}_1$ ,  $\bar{\delta}_2$  et  $k$  à partir de l'analyse profilométrique des surfaces avant



déformation et de leurs déformations ultérieures, constitue l'originalité du modèle que nous proposons. Nous la décrivons en considérant les trois types de situations évoquées précédemment.

5.1. Pièce rugueuse et outil lisse: situation  $S_1$

Dans cette situation, ce sont les aspérités de la pièce qui s'écrasent sur la surface de l'outil. L'analyse profilométrique de la surface de la pièce nous permet de déterminer le taux d'intersection géométrique  $s_g(y) = \sum_i s_g^i(y)$  entre le profil de la surface et un plan de coupe  $P$  situé à une côté  $y$  du creux le plus profond (cf. Fig. 10). Cette surface géométrique ne représente pas la surface d'écrasement réelle que l'on aurait si la surface de l'outil coïncidait avec ce plan. En effet, la matière qui constituait le sommet des aspérités au dessus du plan de coupe n'a pas disparu mais s'est écoulée sur les flancs des aspérités. Les surfaces réelles de contact sont plus grandes que les intersections géométriques.

Assefraoui [25] a montre que le volume des aspérités déformées se conservait et que les parois des aspérités dans la partie correspondant à la matière déplacée sont normales à la surface la plus dure (Fig. 11). En considérant la conservation du volume de matière déplacée et la pente moyenne  $\bar{m}(y)$  du profil des aspérités au niveau du plan  $P$ , nous pouvons donc déterminer la surface réelle de contact, le rayon de contact et le taux de portance  $s^*(y)$ . La conservation de volume consiste en une majoration de  $s_g^*(y)$  en vue d'estimer  $s^*(y)$  (Fig. 12). Le nombre d'intersection  $n(y)$  donné par ailleurs la densité de points de contact  $n$  et le rayon moyen de contact  $\bar{a}(y)$ . Pour une surface vierge donnée, on peut donc établir par analyse profilométrique les courbes d'évolution de  $s^*(y)$ ,  $n(y)$ ,  $\bar{a}(y)$  et  $\bar{\delta}(y)$ .

Finalement, à chaque pas de temps du calcul thermomécanique on connaît le taux de portance  $s^*(t) = \sigma_n / \sigma_c(\theta_i)$ .  $\sigma_n$  et  $\theta_i$  sont des résultats de calcul,  $\sigma_c(\theta_i)$  est une donnée rhéologique. On peut en déduire, à l'aide de la relation  $s^*(y)$  corrigée, la position  $y(t)$  du plan  $P$  représentant la surface de l'outil à l'instant  $t$ . A partir de

cette position  $y(t)$ , on détermine alors l'épaisseur moyenne de l'espace interstitiel situé au dessous du plan  $P$  c'est-à-dire  $\bar{\delta}(t)$  et la densité de points de contact  $n(t)$  et le rayon moyen de contact  $\bar{a}(t)$ .

Dans cette configuration  $S_1$ ,  $\bar{\delta}_2 = 0$  et  $\bar{\delta}_1 = \bar{\delta}$ , il ne reste donc qu'à déterminer le facteur de forme  $k$  d'une aspérité constituée d'une partie cylindrique de hauteur  $h < \bar{\delta}$  et d'une partie tronconique. Ce facteur  $k$  intervient dans le second terme à droite de l'équation (3) donnant  $R_s$ . Ce terme représente la différence entre la résistance propre des aspérités et celle qu'elles auraient si elles occupaient tout le volume interstitiel (cas idéal du contact parfait). Il a donc pour expression:

$$R_A = \frac{1}{n} \left[ \frac{1}{\lambda_1} \frac{\bar{\delta} - h}{(s + S)/2} + \frac{h}{\lambda_1 s} - \frac{\bar{\delta}}{\lambda_1 S_0} \right] \tag{7}$$

dans cette expression  $S$  représente la base de l'aspérité tronconique et  $h$  la hauteur de la partie cylindrique. Celles-ci sont déterminées à chaque étape du calcul à partir de la conservation du volume de l'aspérité et de la connaissance de la pente moyenne  $\bar{m}(y)$  du profil au niveau du plan de coupe  $P$ . En faisant apparaître la conductivité moyenne, une épaisseur équivalente et le taux de portance donnés par les expressions suivantes:

$$\lambda = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad \delta_{\text{éq}} = \frac{\lambda}{2\lambda_1} \bar{\delta}_1 = \frac{\lambda}{2\lambda_1} \bar{\delta}; \quad s^* = \frac{s}{S_0} = ns \tag{8}$$

Il vient:

$$R_A = \frac{2\delta_{\text{éq}}}{\lambda s^*} (k - s^*) \quad \text{avec } k = \frac{2(1 - h/\bar{\delta})}{(1 + S/s)} + \frac{h}{\bar{\delta}} \tag{9}$$

Et on retrouve l'expression du second terme à droite de l'équation (3).

5.2. Pièce lisse et outil rugueux: situation  $S_2$

Dans ce cas, ce sont les aspérités de l'outil qui viennent s'indenter dans la pièce créant ainsi un déplacement de matière que l'on retrouve sur les flancs de l'aspérité. L'analyse profilométrique de la surface de l'outil, avant

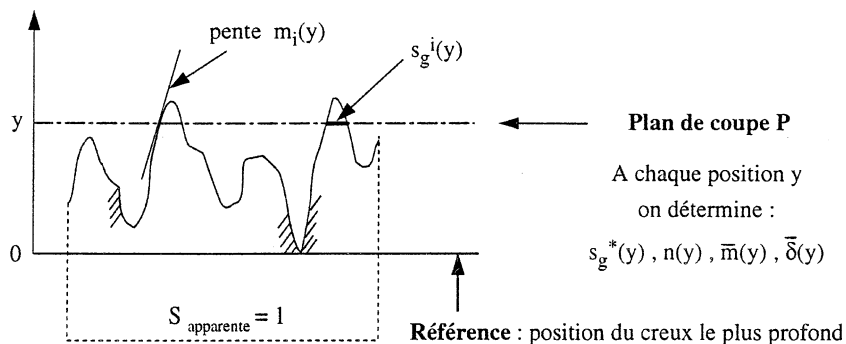


Fig. 10. Analyse profilométrique de l'état de surface côté pièce.

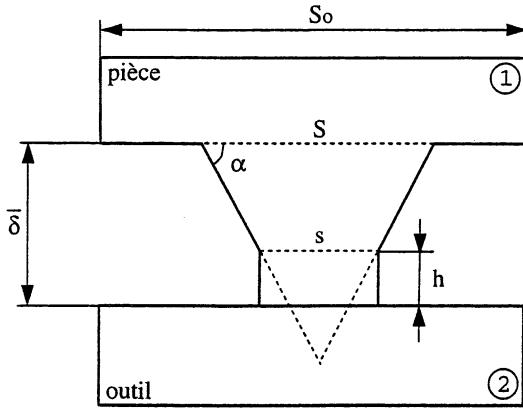


Fig. 11. Géométrie de l'interface stylisée: pièce rugueuse et outil lisse.

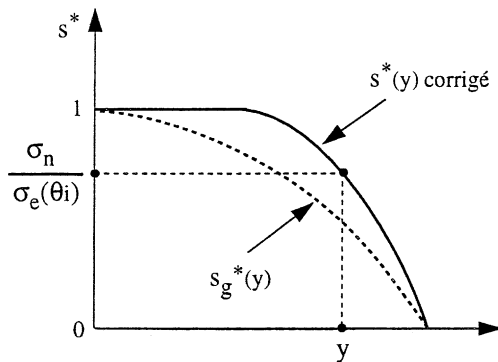


Fig. 12. Détermination de  $y$  à partir de la courbe corrigée de  $s^*$ .

déformation, nous permet de déterminer le taux d'intersection géométrique  $s_g^*(y)$  du profil de cette surface avec un plan  $P$  situé à une côté  $y$  du creux le plus profond. Ce taux ne représente pas le taux de portance car la matière déplacée se retrouve sur les flancs de l'aspérité. On supposera, là encore, que les parois de la matière déplacée sont normales au flanc de l'aspérité dure de l'outil. La conservation du volume de matière déplacé, nous permet, connaissant la pente moyenne  $\bar{m}(y)$  des profils d'aspérité à la côté  $y$ , de déterminer le taux de portance réelle  $s_g^*(y)$  ainsi que la densité des aires de contact  $n(y)$  et le rayon moyen de contact  $\bar{a}(y)$ . A chaque étape du calcul thermomécanique, on détermine le taux de portance  $s^*$ . La loi  $s^*(y)$  donné la position  $y(t)$  de la pièce par rapport à l'outil à l'instant  $t$ , de laquelle, on déduit l'épaisseur moyenne  $\bar{\delta}(t)$  de l'espace interstitiel situé au dessous de  $P$ , la densité de point de contact  $n(t)$  et le rayon moyen  $\bar{a}(t)$ .

Dans cette configuration (Fig. 13), l'aspérité de l'outil indentée dans la pièce est stylisée sous la forme d'une aspérité homogène doublement tronconique de hauteur  $(\bar{\delta} - h)$  et  $h$  et de section commune  $s$ . La partie de hauteur

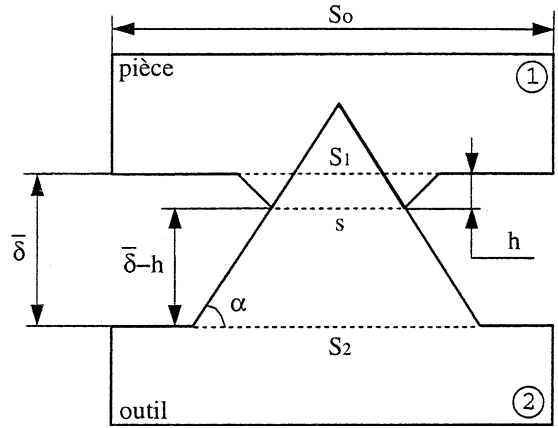


Fig. 13. Géométrie de l'interface stylisée: pièce lisse et outil rugueux.

$h$  est en fait hétérogène puisqu'elle contient aussi des éléments de conductivité  $\lambda_1$ . L'approximation qui consiste à considérer une aspérité homogène de conductivité  $\lambda_2$  n'est toutefois pas très grave puisque la contribution de la résistance de l'aspérité joue un rôle du second ordre. L'expression du second terme de  $R_s$  s'écrit finalement:

$$R_A = \frac{1}{n} \left[ \frac{\bar{\delta} - h}{\lambda_2 s} \left( \frac{1}{1 + s/S_2} \right) + \frac{h}{\lambda_2 s} \left( \frac{1}{1 + s/S_1} \right) - \frac{\bar{\delta}}{\lambda_2 S_0} \right] \quad (10)$$

En introduisant la conductivité moyenne, une épaisseur équivalente et le taux de portance donnés respectivement par:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad \delta_{\text{éq}} = \frac{\lambda_1\bar{\delta}}{\lambda_1 + \lambda_2} = \frac{\lambda}{2\lambda_2}\bar{\delta}_2 \\ &= \frac{\lambda}{2\lambda_2}\bar{\delta}; \quad s^* = \frac{s}{S_0} = ns \end{aligned} \quad (11)$$

il vient:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{2\delta_{\text{éq}}}{\lambda_{\text{éq}}s^*} (k - s^*) \quad \text{avec } k \\ &= \frac{(1 - h/\bar{\delta})}{(1 + s/S_2)} + \frac{h/\bar{\delta}}{(1 + s/S_1)} \end{aligned} \quad (12)$$

Le facteur  $k$  est ainsi calculé à chaque pas de temps  $\Delta t$  par cette relation, à partir de la hauteur  $h$  calculée par la règle de conservation du volume connaissant la pente moyenne  $\bar{m}(y)$  du profil des aspérités de l'outil au niveau du plan  $P$  et la pente  $1/\bar{m}(y)$  du bourrelet de matière déplacée.

### 5.3. Pièce et outil tous les deux rugueux: situation $S_3$

Dans cette situation, on a simultanément écrasement des aspérités de la pièce sur l'outil et indentation des

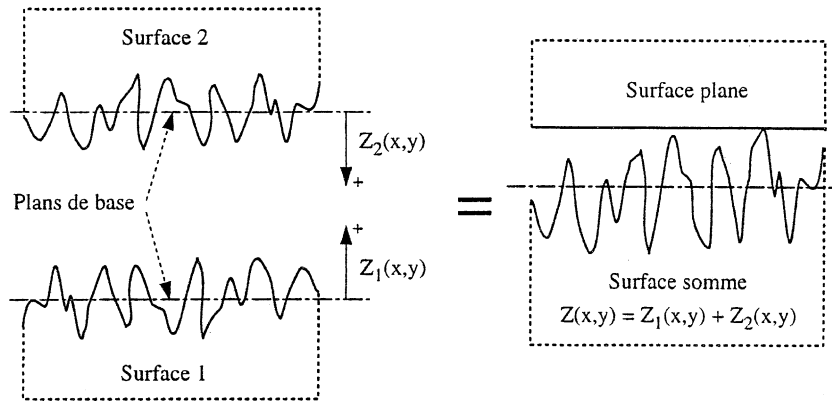


Fig. 14. Construction de la surface somme à partir des deux profils de surface.

aspérités de l’outil dans la pièce. Il y a donc deux familles de points de contact à déterminer, ce qui complique d’autant le problème. Dans ce qui suit, nous présentons une méthode un peu plus approchée que celles décrites pour les situations  $S_1$  et  $S_2$ . Elle consiste à supposer que l’aire et la distribution des points de contact entre ces deux surfaces rugueuses sont équivalentes à celles que l’on obtiendrait entre un plan lisse et rigide et une surface rugueuse déformable dont le profil serait la somme des profils des deux surfaces en vis-à-vis (Fig. 14).

L’intersection de cette surface somme avec un plan  $P$ , situé à la côté  $y$  du creux le plus profond, nous permet de déterminer le taux d’intersection  $s_g^*(y)$ , la pente moyenne  $\bar{m}(y)$  et le nombre d’intersection  $n(y)$ . Pour chaque  $y$ , l’hypothèse de conservation du volume des aspérités de cette surface somme nous permet de corriger  $s_g^*(y)$  afin d’en déduire le taux de portance réelle  $s^*(y)$  et le rayon moyen de contact  $\bar{a}(y)$ . Dans cette correction les parois de la matière déplacée sont supposées normales à  $P$  comme dans la situation  $S_1$ .

A chaque étape du calcul thermomécanique, on détermine le taux de portance  $s^*(t)$  et la loi  $s^*(y)$  permet d’obtenir la côté  $y(t)$  correspondant à la position du plan  $P$ . A l’instant  $t$ , on en déduit alors l’épaisseur moyenne  $\bar{\delta}(y)$  de l’espace interstitiel situé en dessous de  $P$  ainsi que la densité de points de contact  $n(t)$  et le rayon moyen de contact  $\bar{a}(y)$ . Dans cette approche simplifiée, le second terme de  $R_s$ , représentant la contribution de la résistance des aspérités en contact ainsi que le facteur de forme  $k$ , doivent être revus car il y a en réalité deux familles d’aspérités, les unes de conductivité  $\lambda_1$  correspondant aux aspérités écrasés de la pièce, les autres de conductivité  $\lambda_2$  correspondant aux aspérités indentées de l’outil. L’approximation faite avec la surface somme ne permet pas de les distinguer. Ainsi, dans l’évaluation de la résistance des aspérités écrasées de la surface somme, est-on amené à considérer pour ces aspérités une conductivité moyenne  $\bar{\lambda}$  pondérée par les densité  $n_1$  et  $n_2$  des aspérités de type 1 et de type 2 et définie par:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_1 n_1 + \lambda_2 n_2}{n_1 + n_2} \tag{13}$$

Dans cette approximation, le second terme  $R_A$  de  $R_s$  s’écrit en fonction de  $\bar{\delta}$  et de  $\bar{\lambda}$ :

$$R_A = \frac{1}{n} \left( \frac{2(\bar{\delta} - h)}{\bar{\lambda}(s + S)} + \frac{h}{\bar{\lambda}_s} - \frac{\bar{\delta}}{\bar{\lambda}S_0} \right) \tag{14}$$

soit encore:

$$R_A = \frac{\bar{\delta}}{\bar{\lambda}s^*} \left( \frac{2(1 - h/\bar{\delta})}{1 + S/s} + \frac{h}{\bar{\delta}} - s^* \right) \tag{15}$$

on voit que le facteur de forme est:

$$k = \frac{2(1 - h/\bar{\delta})}{1 + S/s} + \frac{h}{\bar{\delta}} \tag{16}$$

et que  $R_A$  prend la forme:

$$R_A = \frac{\bar{\delta}}{\bar{\lambda}s^*} (k - s^*) \tag{17}$$

On peut aussi écrire  $R_A$  en faisant intervenir la conductivité moyenne harmonique  $\lambda$  et une épaisseur  $\delta_{\text{éq}}$  un peu différente de l’épaisseur habituelle en posant:

$$R_A = \frac{2\delta_{\text{éq}}}{\bar{\lambda}s^*} (k - s^*) \quad \text{avec} \quad \delta_{\text{éq}} = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{\bar{\delta}}{\bar{\lambda}} = \frac{\lambda}{2\bar{\lambda}} \bar{\delta} \tag{18}$$

On retrouve ainsi pour  $R_A$  la même expression que pour les autres situations étudiées mais, du fait de l’approximation, l’expression de  $\delta_{\text{éq}}$  est différente.

## 6. Conclusion

En raison du caractère essentiellement plastique des déformations subies par l’interface pièce–outil de forgeage, un modèle prédictif de la RTC dynamique a pu être élaboré dans le cas d’interfaces régulières (densité de

points de contact uniforme). Ce modèle se fonde sur une interface stylisée à contacts équidistants et à aspérités identiques de forme cylindrique-tronconique ou doublement tronconique. Les paramètres d'interface instantanés qui le caractérisent sont déterminés par des considérations thermomécaniques et par analyse et traitement des profils des surfaces avant déformation. Ainsi, le taux réel de contact est représenté par le rapport contrainte normale locale sur contrainte d'écoulement de la pièce correspondant à la température de contact locale. La première est calculée par le code et la seconde est une donnée rhéologique. Le principe du modèle consiste à relier le taux réel de contact à la densité de points de contact et à l'épaisseur interstitielle moyenne par des fonctions que l'on établit à partir d'un traitement des relevés topographiques des surfaces de la pièce et de l'outil avant l'opération de forgeage. Calculé à chaque pas de temps, le taux réel de contact permet d'accéder ainsi aux autres paramètres et donc d'estimer la RTC instantanée. La validation de ce modèle est en cours. A cet effet, nous utilisons le code de calcul FORGE ® 2 dont la solution numérique du problème thermique a été préalablement testée [5].

## Références

- [1] V. Goizet, Étude expérimentale des mécanismes de transfert thermique à l'interface pièce-outil lors d'une opération de forgeage à chaud, Thèse de doctorat de l'université de Nantes, ED 82-373, ISITEM, 1999.
- [2] V. Goizet, B. Bourouga, J.P. Bardon, Étude expérimentale du transfert thermique à l'interface pièce-outil lors d'une opération de forgeage à chaud, in: *Revue de Métallurgie—CIT/Science et Génie des Matériaux*, Mai 1999, pp. 601–608.
- [3] V. Goizet, B. Bourouga, J.P. Bardon, Influence of the hot forging parameters on the workpiece–die thermal contact, *Int. J. Form. Process.* 1 (4) (1998) 485–500.
- [4] B. Bourouga, V. Goizet, J.P. Bardon, Le contact thermique pièce-outil lors d'une opération de forgeage à chaud: validation de l'hypothèse de résistance thermique de contact et influence de la loi de comportement de la pièce, *Int. J. Heat Mass Transfer* 44 (21) (2001) 4107–4117.
- [5] B. Bourouga, V. Goizet, J.P. Bardon, Thermal aspects of hot forging: measurement and simulation, in: *Second ESAFORM Conference on Material Forming*, Guimarães, Portugal, 1999.
- [6] A.-S. Marchand, M. Raynaud, Numerical determination of thermal contact resistance for nonisothermal forging processes, *ASME J. Heat Transfer* 122 (2000) 776–784.
- [7] A.-S. Marchand, Étude de la résistance thermique de contact à l'interface de solides déformables en frottement: application aux procédés de forgeage, Thèse de doctorat de l'université de Lyon, Lyon, 1998.
- [8] J.-M. Challen, L.-J. Mc Lean, P.L.B. Oxley, Plastic deformation of a metal surface in sliding contact with a hard wedge: its reaction to friction and wear, *Proc. R. Soc. London, Ser. A* 394 (1984) 161–181.
- [9] G. Beck, Thermal conditions in tool steels in hot upsetting and forging between dies, *Stahl und Eisen* 78 (1958) 1556–1563 (in German).
- [10] B.K. Chen, P.F. Thomson, S.K. Choi, Temperature distribution in the roll-gap during hot flat rolling, *J. Mater. Process. Technol.* 30 (1980) 115–130.
- [11] K. Murata et al., Heat transfer between metals in contact and its application to protection of rolls, *Trans. ISIJ* 24 (1984).
- [12] S.L. Semiatin, Workability in forging, in: G.E. Dieter (Ed.), *Workability Testing Techniques*, February, American Society for Metals, OH, 1984, pp. 197–247.
- [13] S.L. Semiatin, E.W. Collings, V.E. Wood, T. Altan, Determination of the interface heat transfer coefficient for non-isothermal bulk-forming processes, *J. Eng. Indust.* 109 (1987) 49–57.
- [14] V.K. Jain, Determination of heat transfer coefficient for forging applications, *J. Mater. Shap. Technol* 8 (3) (1990) 193–202.
- [15] P.R. Burte, Y.-T. Im, T. Altan, S.L. Semiatin, Measurement and analysis of heat transfer and friction during hot forging, *J. Eng. Indust.* 112 (1990) 332–339.
- [16] V.K. Jain, R.L. Goetz, Determination of contact heat transfer coefficient for forging of high temperature materials, in: *ASME, National Heat Transfer Conference Minneapolis July 28–31, 1991*.
- [17] M. Pietrzyk, H. Kusiak, J.G. Lenard, Z. Malinowski, Heat exchange between the workpiece and the tool in the metal forming processes, in: *Proc. Conf. Formability, Ostrava, 1994*, pp. 329–338.
- [18] W. Nshama, J. Jeswiet, P.H. Oosthuizen, Evaluation of temperature and heat transfer conditions at the metal forming interface, *J. Mater. Process. Technol.* 45 (1994) 637–642.
- [19] Z. Malinowski, J.G. Lenard, M.E. Davies, A study of the heat transfer coefficient as a function of temperature and pressure, *J. Mater. Process. Technol.* 41 (1994) 125–142.
- [20] M. Gierzyńska-Dolna, M. Pietrzyk, Z. Kucharczyk, P. Lacki, Influence of the lubricant on temperature distribution in the forging dies, *Steel Res.* 66 10 (1995) 424–429.
- [21] Y.H. Li, C.M. Sellars, Literature review: interface heat transfer during hot forging and rolling (for DTI-NPL Project PMP9), March 1995.
- [22] M.Z. Hu, J.W. Brooks, T.A. Dean, The interfacial heat transfer in hot die forging of titanium alloy, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* 212 (Part C) (1998) 485–496.
- [23] J.V. Beck, B. Blackwell, C.R. St. Clair, *Inverse Heat Conduction. Ill Posed Problems*, Wiley Interscience, New York, 1985.
- [24] L. Baillet Modélisation du frottement par les opération de matriçage, Thèse de doctorat de l'université de Lyon, Lyon, 1994.
- [25] A. Assefraoui, Étude optique mécanique et thermique et sous pression d'écrasement de la résistance thermique et des microdéformations d'une interface aluminium–saphir. Comparaison avec un modèle prédictif. Thèse doctorat de l'université de Nantes, Nantes, 1999.
- [26] J.P. Bardon, Introduction à l'étude des résistances thermiques de contact, RGT no. 125, 1972.
- [27] M. Roess, Theory of spreading conductance. Appendix to: Thermal measurements of joints formed between stationary metal surfaces, *Trans. ASME* 71 (3) (1949).