

TOLERANCEMENT ADAPTATIVE EN VUE D'UNE IMPLEMENTATION DANS LES SYSTEMES DE CAO

Reçu le 04/03/2002 – Accepté le 16/10/2002

Résumé

Une modélisation de cotation fonctionnelle est proposée par l'utilisation du concept de groupe fonctionnel. Elle intègre les potentialités des interfaces présentes entre deux groupes de surfaces qui s'assemblent, en utilisant les propriétés des exigences de cotation. Son but est centré sur la description de l'état fonctionnel que doit satisfaire le mécanisme. Elle permet de récupérer des pièces rebutées aujourd'hui, alors qu'elles satisfont la fonction pour laquelle elles ont été conçues. La simulation informatique est utilisée pour valider ces nouvelles zones de tolérance. Une implémentation sur les modules de tolérancement des systèmes de CAO peut être envisagée.

Mots-clés: Conception mécanique, Cotation fonctionnelle, Tolérancement, Jeu, Zone de tolérance, CAO

Abstract

It is possible to suggest the tolerancing method from the functional groups concept. It integrates the gap or clearance existing between two pieces using the properties of tolerancing tools (independence principle and requirements). Its aim is based on the proposition of tolerancing by integration of functionality of the product. It allows to save the scrapped parts although the functionality accuracy is safeguarded. The computer simulation is used for proposing new tolerance zones. Their utilisations can be employed in the Computer Aided Design (CAD).

Key Words: Functional design, Tolerancing, Clearance, Tolerance zone, CAD.

S. BOUKEBBAB

I. AMARA

Laboratoire de Mécanique

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Université Mentouri

Constantine, Algérie

J.M. LINARES

Laboratoire EA(MS)2

IUT d'Aix-en-Provence

Avenue Gaston Berger

F13625 Aix en Provence, France

Dans un monde en perpétuelle évolution, les industries de la mécanique doivent s'adapter à de nouvelles contraintes, telle que la mondialisation des marchés qui entraîne une concurrence accrue. Les critères de choix du client sont la qualité, le prix et le délai de mise à disposition du produit. Le système de production doit donc être capable de réagir en termes de fiabilité, de productivité et de flexibilité avec un coût maîtrisé. C'est donc la maîtrise du processus d'industrialisation en traitant simultanément le produit et le processus que les entreprises pourront sauvegarder leur compétitivité. Ceci implique qu'il faut parvenir au fonctionnement cohérent et harmonieux de fonctions (conception, production,...) qui étaient autrefois différenciées. Une telle démarche suppose le partage des informations et la coordination entre de multiples acteurs ayant des objectifs et des systèmes de référence différents. Dans ce cadre, la phase de conception du produit occupe une place de choix car elle fixe, à elle seule, environ 75% du coût final lors de sa phase d'étude. La conception de produits est un domaine très vaste dans la mesure où le terme « produit » rassemble énormément de notions. Par exemple, un vêtement est considéré comme produit dans les entreprises de confection ; la réalisation d'un pétrolier, un four industriel à résistance, un siège avant de voiture, un véhicule, un logiciel sont autant d'autres produits. Cette variété rend très difficile la réalisation d'un outil de conception automatique utilisable dans tous les corps de métiers. Il faudrait pour cela emmagasiner les connaissances de tous les métiers, trouver des invariants dans les méthodes de conception. Ceci a deux avantages : on standardise les conceptions menées par la société et on assure la transmission du savoir-faire à la prochaine génération. Dans ce cadre, la conception des ensembles mécaniques a des exigences liées à leurs fonctionnements réels. L'impossibilité de fabriquer des pièces de

ملخص

طريقة أتوماتيكية تسمح لمهندس مكتب الدراسات في الميكانيكا بوضع التوافقات علي القطع الميكانيكية معروضة في هذا العمل. هذه الطريقة مبنية علي مبداء الأجزاء المتصلة وتسمح بأخذ بعين الاعتبار الخلوصات الكامنة الغير مستغلة الي حد الساعة في مكاتب الدراسات. هذه الطريقة تفتح آفاق لإدماجها في أنظمة الإعلام الآلي الخاصة بالبناء الميكانيكي و التي تملك مقاييس التوافقات.

الكلمات المفتاحية: البناء الميكانيكي, التوافقات, مجال السماح, أنظمة البناء الميكانيكي.

géométries parfaites est dû essentiellement à l'imprécision inévitable des procédés d'usinages. Cet état de fait contraint à la mise en place d'une méthodologie de dimensionnement et de tolérancement. Elle doit permettre de tolérer les constituants du produit en laissant une grande marge de manœuvre aux autres fonctions (intervalles de tolérance non serrés et issus d'un besoin fonctionnel).

ETAT DE L'ART

Ces dernières années, les logiciels et le matériel constituant les postes CAO ont rapidement évolué sous cette pression. L'information contenue dans les bases de données géométriques des systèmes de CAO a évolué d'une représentation filaire au surfacique (Brep : Boundary representation), elle est passée à une modélisation volumique par l'utilisation de classe objets (Feature). Par exemple, pour le logiciel Pro-Engineer de Parametric Technology [1] dans l'arbre d'assemblage (Assembly neutral files) et dans le fichier neutre lié à la pièce (Part neutral files), sont consignées toutes les informations nécessaires au dimensionnement ; chaque surface est paramétrée dans un référentiel local (O,e1,e2,e3) qui est défini dans un repère général. Cette information permet de connaître le vecteur directeur de la surface et un point servant à sa définition. Chaque surface nécessitant pour son paramétrage un attribut intrinsèque est créditée d'une donnée supplémentaire (rayon, angle,...). Des informations sur l'étendue de la surface sont présentes dans ce fichier. L'option de dimensionnement est souvent proposée par les systèmes de CAO. L'approche des SATT [2] permet de proposer sous CATIA de Dassault Système un module de dimensionnement et de tolérancement basé sur les travaux réalisés en France, par l'équipe du Professeur Clément.

Dans les logiciels spécialisés du commerce, on recense principalement :

- **Le logiciel VSA de Applied Mechanical Solution** qui propose une simulation statistique et l'évolution des points limites de la surface dans la zone de tolérance. L'assemblage des surfaces ainsi modélisées est reconstitué afin de modéliser son comportement général ;

- **Le logiciel MecaMaster** qui permet de calculer en un point extrême du mécanisme, l'influence des variations des défauts ponctuels présents au niveau des mécanismes. L'ensemble est représenté par un schéma cinématique [3].

Au stade de la recherche, les travaux sont nombreux, on peut les classer en trois grands types d'approche :

- **Tolérancement vectoriel** : Cette approche est la plus utilisée et sous-jacente dans de nombreux travaux. La formulation du tolérancement par une approche cinématique est proposée par une équipe canadienne. Chaque spécification est représentée par un ensemble de 14 paramètres issus d'un modèle cinématique [4]. Cette approche vectorielle a été utilisée par Wirtz [5]. Chaque surface est positionnée par un point, orientée par un vecteur. Deux vecteurs supplémentaires (dimension et forme) complètent la description de la surface dans le cas général.

Il existe différentes approches basées sur le torseur des petits déplacements. Elles sont principalement le fruit de l'école française qui s'appuie sur les travaux réalisés en métrologie tridimensionnelle par P. Bourdet et A. Clément dans les années 1970. Les SATT proposent un tolérancement vectoriel [6]. Les travaux sur les UPEL (Union Pondérée d'Espace de Liberté) proposent une démarche de calcul des tolérances pour les mécanismes tridimensionnels [7]; dans ce cas le torseur des petits déplacements permet de transcrire seulement les écarts de position et d'orientation. Un nouveau concept de « torseur », incluant la variation des paramètres intrinsèques aux surfaces (rayon pour un cylindre, angle pour un cône), a été proposé et permet de faire intervenir dans les équations vectorielles l'influence de ces paramètres [8].

- **Espace de faisabilité** : Les premiers travaux entrepris dans cette direction sont l'œuvre de Turner aux Etats-Unis. Ils sont une représentation graphique des inéquations définies par le tolérancement dans l'espace des paramètres. L'espace obtenu est nommé « feasibility space » [9]. En France, a été proposée une méthode qui permet de modéliser les jeux présents entre deux surfaces. Elle est basée sur un traitement graphique sous la forme d'un simplexe. L'hyperespace obtenu est nommé « espace jeu ». Dans cette approche, l'hyperespace à 6 dimensions est constitué par les 6 paramètres du torseur des petits déplacements. Les deux pièces assemblées sont considérées comme rigides avec des surfaces théoriques sans défaut d'état de surface [10]. Par des opérations d'intersection, d'union, etc., entre les espaces ainsi définis, il est possible de traiter des problèmes d'assemblage et de tolérancement.

- **Tolérancement par classe variationnelle** : Les travaux de Requicha aux Etats-Unis proposent une théorie mathématique du tolérancement des solides [11]. L'amélioration de ce mode de tolérancement a permis la mise en place de nouveaux opérateurs [12] [13]. Ces travaux sont en étroite liaison avec la norme américaine Y14.5M de l'ANSI.

Dans cet article, nous proposons le résultat de travaux sur la cotation fonctionnelle en vue d'une implémentation dans les logiciels de CAO. Notre approche est une extension du tolérancement vectoriel. La principale avancée est constituée par la proposition de nouvelles zones de tolérance décrites par des équations. Elle permet d'inclure les potentialités des interfaces présentes dans les mécanismes en vue de diminuer le rejet de pièces respectant la fonction montage. Elle complète l'apport de l'exigence de maximum de matière. Ce dernier permet de récupérer la variation dimensionnelle des surfaces de référence spécifiées et/ou de la surface tolérancée pour augmenter la tolérance géométrique de cette dernière.

Par l'utilisation de notre travail, la surface tolérancée pourra bénéficier de la liberté créée par les jeux d'assemblage présents entre les surfaces de références spécifiées. De plus, une procédure de vérification par la gestion des reports et un contrôle par gabarit virtuel ont été implémentés pour contrôler le tolérancement proposé pour s'inscrire dans une démarche concourante engineering. Ces développements ont été possibles grâce à l'utilisation d'un

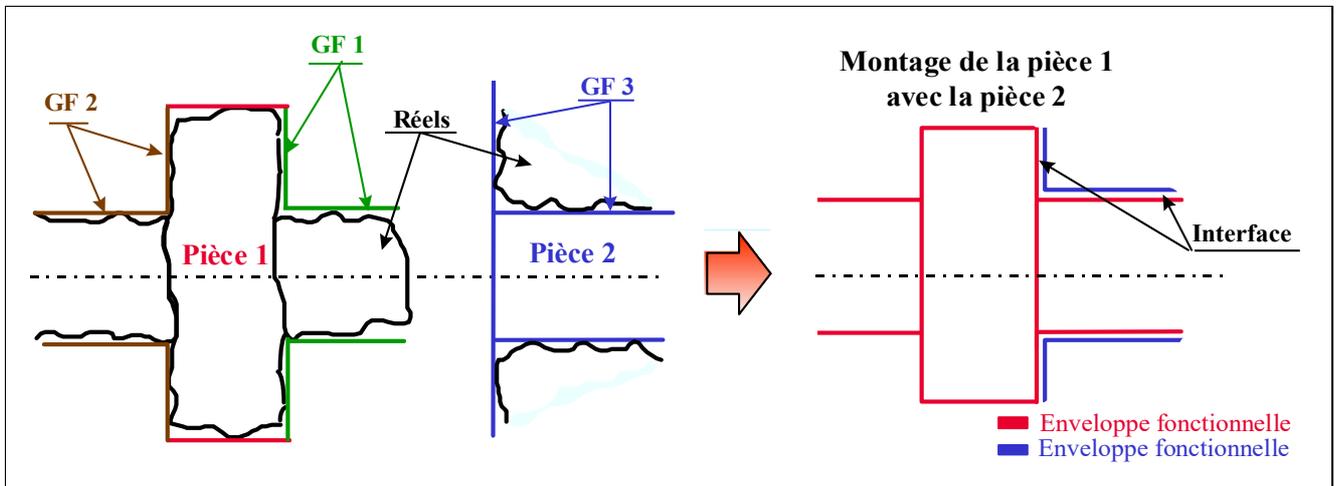


Figure 1: Modélisation par Groupe Fonctionnel.

concept développé à partir de l'approche systémique. L'outil de modélisation utilisé est le torseur des petits déplacements.

CONCEPT DE GROUPE FONCTIONNEL

Un Groupe Fonctionnel est un ensemble d'entités géométriques (surface plane, surface cylindrique, surface sphérique,...) qui participe à la réalisation d'une ou plusieurs fonctions (fonction assemblage, fonction montage, fonction positionnement,...). Chaque surface peut être perçue sous différents états, sans que ses qualités intrinsèques (orientation et position) ne soient altérées. Ces entités géométriques correspondent à l'enveloppe fonctionnelle de géométrie parfaite qui limite les surfaces réelles contribuant à l'élaboration d'une condition fonctionnelle ; il est de dimension tridimensionnelle mais semi-limité. Par assemblage des Groupes Fonctionnels appartenant à une même pièce, on obtient la forme fonctionnelle de cette dernière (Fig. 1).

La modélisation des mécanismes par le concept de Groupe Fonctionnel permet de scinder les conditions fonctionnelles en deux groupes distincts :

- a) **Condition fonctionnelle globale** : qui regroupe toutes les conditions issues de la décomposition de la fonction que doit remplir le mécanisme.
- b) **Condition fonctionnelle locale** : qui permet d'extraire les conditions fonctionnelles de type assemblage ou montage.

Le flux fonctionnel, qui représente le parcours nécessaire dans le mécanisme pour assurer une condition fonctionnelle, est perturbé par les interfaces (jeux d'assemblages et variations des dimensions) entre deux Groupes Fonctionnels (Fig.2).

Les Conditions Fonctionnelles locales sont des réserves de liberté qui dans la plupart des cas ne sont pas exploitées. La portée de ces conditions est locale lorsque l'on se trouve dans le cas de montage des Groupes Fonctionnels (Fig. 3).

Cette notion d'espace de liberté demande la mise en place d'une nouvelle description de la zone de tolérance, sachant qu'actuellement, avec les outils fournis par les normes ISO, il est seulement possible de décrire des

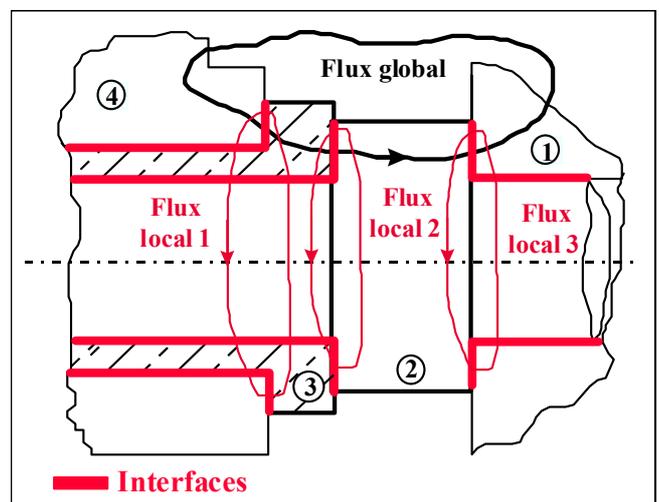


Figure 2: Le flux fonctionnel.

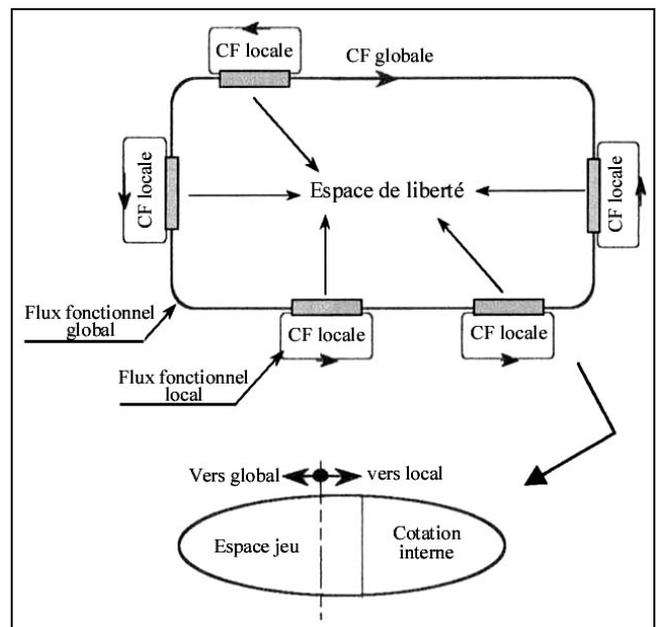


Figure 3: Espace de liberté.

zones circulaires, cylindriques, planes et en forme de parallélogramme. Cependant, une question se pose : existe-t-il d'autres formes de zone de tolérance que celles fournies par la norme, pour une meilleure transcription de l'état fonctionnel ?

MODELISATION D'UN CAS TRIDIMENSIONNEL ET DETERMINATION DE L'ESPACE DE LIBERTE

Une méthodologie de cotation basée sur le concept de Groupe Fonctionnel permet de mettre en évidence la dualité qui existe entre la cotation interne et l'espace jeu. Leur regroupement permet la création d'espace de liberté présent dans les assemblages des systèmes mécaniques. La discontinuité inter-pièces est un ensemble non dissociable, elle représente le déplacement permis à un Groupe Fonctionnel par rapport à son partenaire dans l'assemblage (Fig.4).

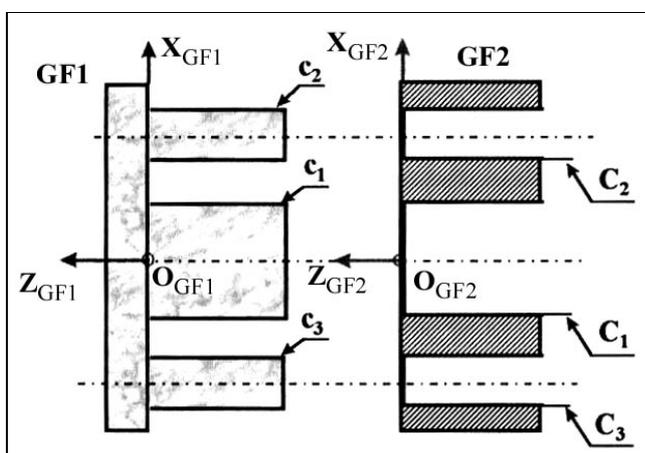


Figure 4: Exemple de montage de deux Groupes Fonctionnels.

Nous proposons de traiter le comportement de cet assemblage par l'utilisation de l'outil statistique (simulation par la méthode de Monté-Carlo). Le déplacement permis au Groupe Fonctionnel 1 par rapport à son partenaire est fonction des jeux présents dans le montage et des cotations internes propres aux deux Groupes Fonctionnels (Fig. 5).

L'espace de liberté est créé, soit par les jeux d'assemblage, soit par les variations des cotations internes ou une combinaison des deux ; il est généré dans un volume

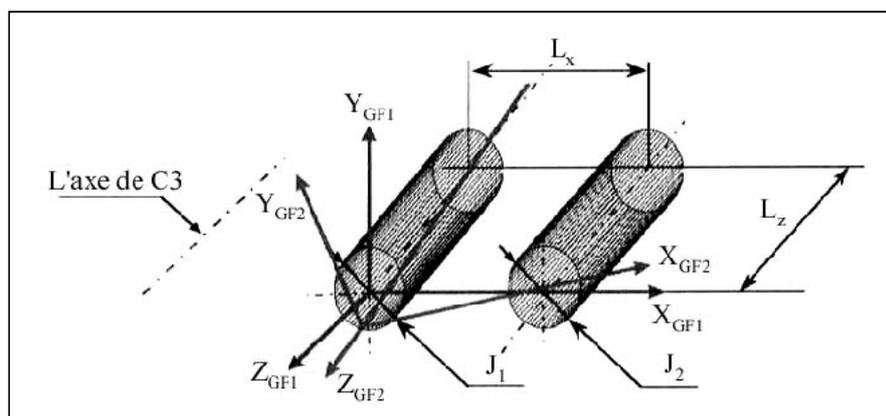


Figure 5: Paramètres topologiques.

tridimensionnel, modélisé par les 6 paramètres du torseur des petits déplacements (3 translations et 3 rotations).

La procédure d'assemblage impose une hiérarchie entre les surfaces assemblées. Dans l'exemple traité (Fig. 4), cette hiérarchie sera la même pour les deux Groupes Fonctionnels : Surface primaire cylindre C1 ou c1, Surface secondaire cylindre C2 ou c2, Surface tertiaire plan P1 ou p1.

L'étude de la liaison montre que le positionnement en translation est contraint par le jeu J1 de la liaison C1-c1 et que la précision d'indexation en rotation dépend essentiellement du jeu J2 du centre C2-c2. Pour respecter cette configuration, la valeur du jeu J1 doit être inférieure ou égale à la valeur du jeu J2. L'assemblage est considéré parfait (sans défaut d'état de surface) et rigide.

Afin de simplifier, nous nous limiterons à l'étude du comportement interne des Groupes Fonctionnels et de l'interface (Fig. 6). Si nous considérons comme exemple le GF1, le cylindre c1 va donner l'orientation générale au GF2, ainsi que sa position dans le plan X_GF1O_GF1Y_GF1.

Le plan P1 réalise un arrêt en translation suivant sa normale. On peut donc le modéliser par un appui ponctuel ayant la même orientation que la normale du plan P1. Dans cette modélisation, on inclue une translation et deux rotations en une translation globale, ce qui signifie que les deux rotations doivent être limitées. On impose une perpendicularité du plan P1 suivant les deux directions O_GF1X_GF1 et O_GF1Y_GF1.

Le cylindre c2 donne la précision d'indexation en rotation dans le plan X_GF1O_GF1Y_GF1. On impose un parallélisme de c2 par rapport à c1 au maximum de matière suivant la direction O_GF1Y_GF1, pour limiter la rotation α1)C2 car la transformation d'écart n'a aucun effet sur la cotation interne. Dans l'autre direction O_GF1X_GF1, on impose une position de c2 par rapport à c1 et p1 au maximum de matière, pour limiter les deux écarts surabondants α2)C2 et u1)C2 de la surface c2. Les écarts surabondants de la surface C3 sont limités en imposant une localisation de c3 par rapport à c1, c2 au maximum de matière.

Pour le deuxième Groupe Fonctionnel qui se monte sur le premier, on procède de la même manière. L'étude détaillée de la liberté octroyée à C3 débute par la détermination du torseur d'interface final qui décrit le comportement de l'assemblage des deux Groupes Fonctionnels. Lors de l'assemblage des deux Groupes Fonctionnels, on identifie le torseur d'interface final par une opération de composition qui consiste à conserver les libertés communes aux torseurs potentiels d'interfaces. On obtient le torseur d'interface finale suivant:

$$T^{GF_{arbres}/GF_{alésages}} \left\{ \begin{matrix} a'_1 & u'_1 \\ a'_2 & u'_2 \\ a'_3 & 0 \end{matrix} \right\}_{O_{GF_{alésages}}}$$

L'identification des éléments de ce dernier demande la mise en place d'une modélisation qui nous permet d'écrire les conditions limites de contact fixés par l'espace jeu (fig. 7).

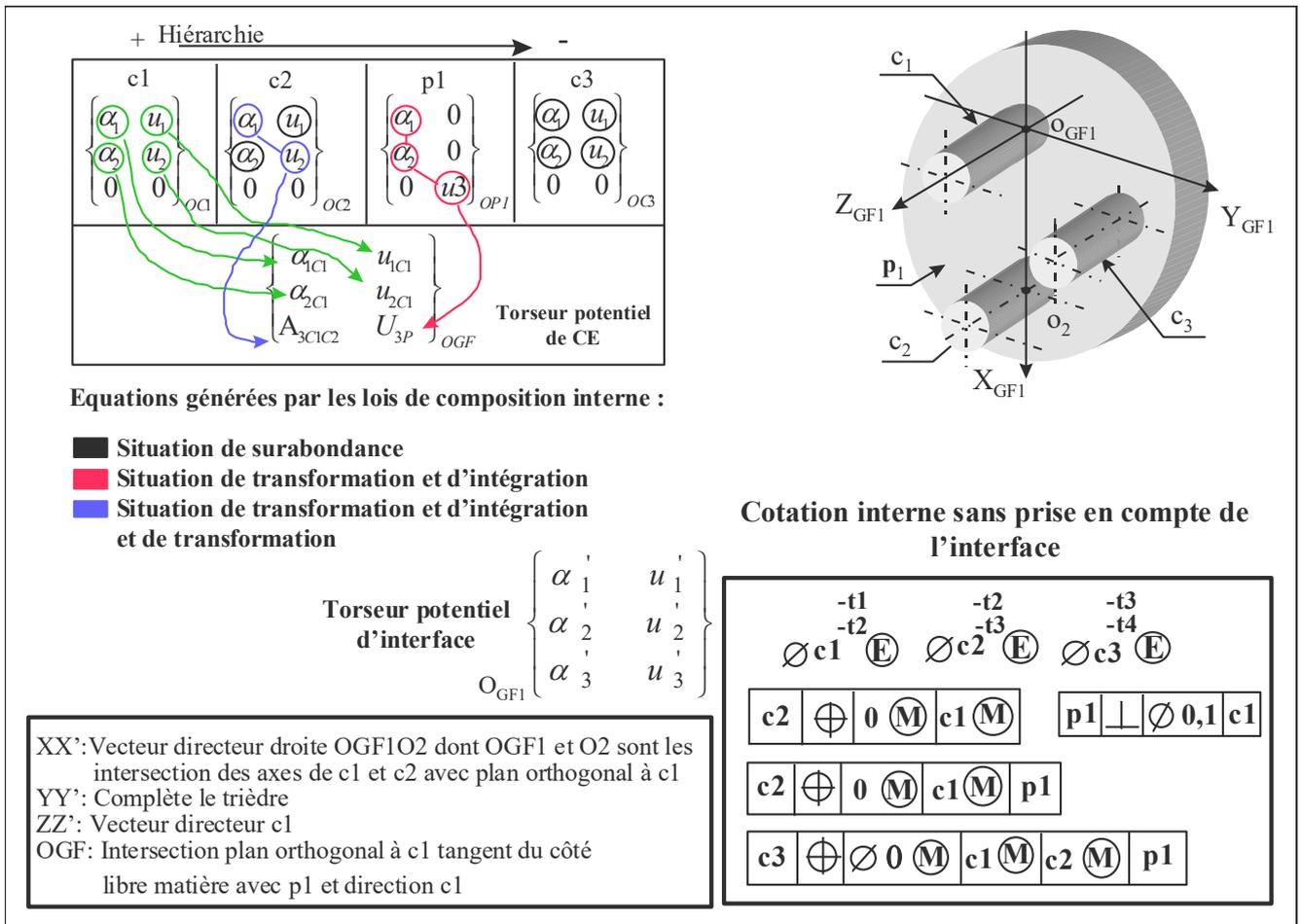


Figure 6: Cotation interne du premier Groupe Fonctionnel sans prise en compte de l'interface.

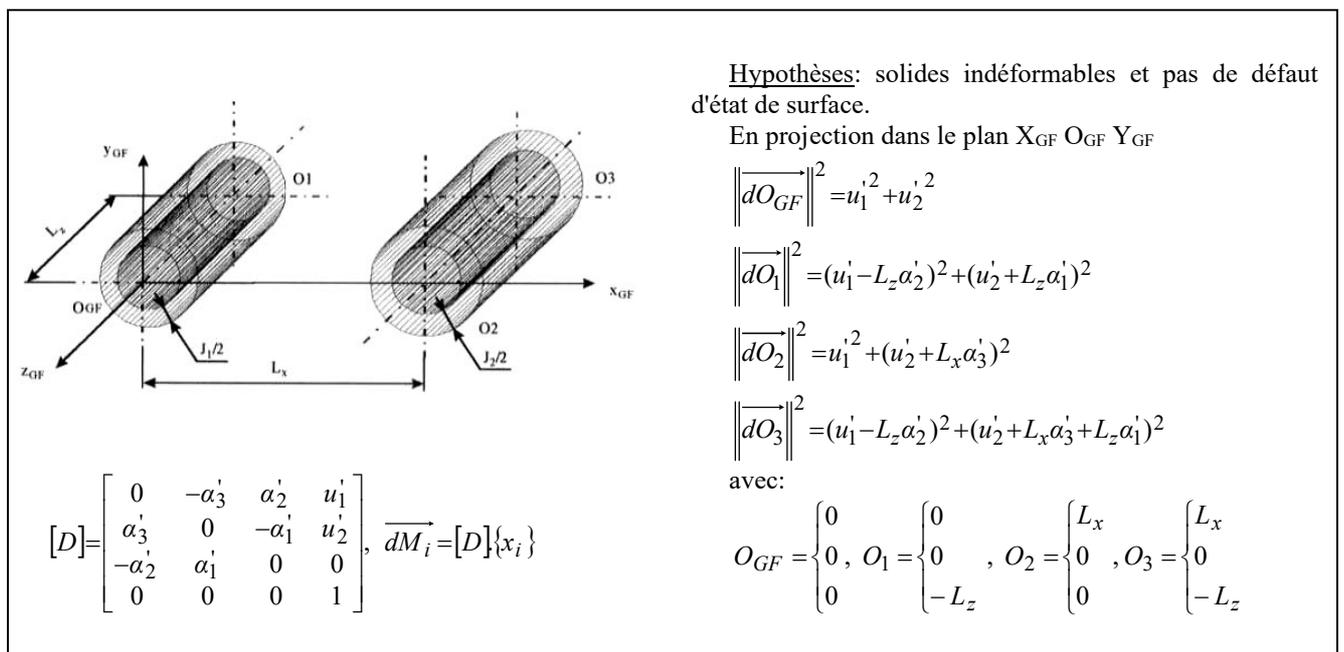


Figure 7: Paramètres topologiques.

L'écriture des équations de liaison avec les limites imposées par l'espace jeu nous donnent les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \sqrt{[u_1']^2 + [u_2']^2} &\leq 0,5.J_1 \\ \sqrt{[u_1' - L_z.\alpha_2']^2 + [u_2' - L_z.\alpha_1']^2} &\leq 0,5.J_1 \\ \sqrt{[u_1']^2 + [u_2' + L_x.\alpha_3']^2} &\leq 0,5.J_2 \\ \sqrt{[u_1' - L_z.\alpha_2']^2 + [u_2' + L_z.\alpha_1' + L_x.\alpha_3']^2} &\leq 0,5.J_2 \end{aligned}$$

Après un paramétrage en coordonnées polaires (ρ, θ) et en se situant à la limite de l'espace jeu, on obtient :

$$\begin{aligned} u_1' &= \rho_1.\cos\theta_1 \\ u_2' &= \rho_1.\sin\theta_1 \\ \alpha_2' &= \frac{\rho_2.\cos\theta_2 + \rho_1.\cos\theta_1}{L_z} \\ \alpha_1' &= \frac{\rho_2.\sin\theta_2 - \rho_1.\sin\theta_1}{L_z} \end{aligned}$$

$$-\frac{1}{L_x} \left[\sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1']^2} + u_2' \right] \leq \alpha_3' \leq \frac{1}{L_x} \left[\sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1']^2} - u_2' \right]$$

$$-\frac{1}{L_x} \left[\sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1' - L_z.\alpha_2']^2} + (u_2' + L_z.\alpha_1') \right] \leq \alpha_3' \leq \frac{1}{L_x} \left[\sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1' - L_z.\alpha_2']^2} - (u_2' + L_z.\alpha_1') \right]$$

avec :

$$0 \leq \theta_1 \leq 2\pi, 0 \leq \theta_2 \leq 2\pi$$

$$0 \leq \rho_1 \leq 0,5.J_1, 0 \leq \rho_2 \leq 0,5.J_1$$

La liberté de montage offerte à C_3 par l'espace jeu est calculé par la formulation suivante :

$$\overrightarrow{dM_3} = \begin{bmatrix} 0 & -\alpha_3' & \alpha_2' & u_1' \\ \alpha_3' & 0 & -\alpha_1' & u_2' \\ -\alpha_2' & \alpha_1' & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{C3} \\ y_{C3} \\ z_{C3} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1' - \alpha_3'.y_{C3} + \alpha_2'.z_{C3} \\ u_2' + \alpha_3'.x_{C3} - \alpha_1'.z_{C3} \\ -\alpha_2'.x_{C3} + \alpha_1'.y_{C3} \\ 1 \end{bmatrix}$$

D'où la liberté en C_3 :

$$\begin{cases} D_{XC3} = u_1' - \alpha_3'.y_{C3} + \alpha_2'.z_{C3} \\ D_{YC3} = u_2' + \alpha_3'.x_{C3} - \alpha_1'.z_{C3} \\ D_{ZC3} = -\alpha_2'.x_{C3} + \alpha_1'.y_{C3} \end{cases}$$

avec :

$$-0,5.L_{ZC3} \leq z_{C3} \leq 0,5.L_{ZC3},$$

et

(x_{C3}, y_{C3}) position de l'axe C_3 dans le plan $X_{GF}O_{GF}Y_{GF}$.

Par substitution, on obtient des équations implicites qui caractérisent le comportement de l'interface étudiée :

$$\begin{aligned} D_{XC3} &= \rho_1.\cos\theta_1 - \frac{1}{L_x} \left[\pm \sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1' - L_z.\alpha_2']^2} - (u_2' + L_z.\alpha_1') \right].y_{C3} + \left[\frac{\rho_2.\cos\theta_2 + \rho_1.\cos\theta_1}{L_z} \right].z_{C3} \\ D_{YC3} &= \rho_1.\sin\theta_1 + \frac{1}{L_x} \left[\pm \sqrt{[0,5.J_2]^2 - [u_1' - L_z.\alpha_2']^2} - (u_2' + L_z.\alpha_1') \right].x_{C3} - \left[\frac{\rho_2.\sin\theta_2 - \rho_1.\sin\theta_1}{L_z} \right].z_{C3} \end{aligned}$$

$$D_{ZC3} = - \left[\frac{\rho_2.\cos\theta_2 + \rho_1.\cos\theta_1}{L_z} \right].x_{C3} + \left[\frac{\rho_2.\sin\theta_2 - \rho_1.\sin\theta_1}{L_z} \right].y_{C3}$$

avec :

$$0 \leq \theta_1 \leq 2\pi, 0 \leq \theta_2 \leq 2\pi$$

$$0 \leq \rho_1 \leq 0,5.J_1, 0 \leq \rho_2 \leq 0,5.J_1 \text{ et } 0 \leq z_{C3} \leq L_{ZC3}$$

Pour résoudre ces équations implicites, deux voies se présentent :

- **Traitement analytique** : très complexes à résoudre.

- **Traitement statistique** : par la méthode de Monte-Carlo.

La simulation de Monte-Carlo a été publiée dans de nombreux articles et livres, car elle est adaptée à la résolution de problèmes possédant un grand nombre de variables indépendantes ; dans notre cas, nous avons un nombre de variables externes et internes supérieur à 10 (Fig. 8).

Une maquette informatique a été créée pour cet exemple. Après un grand nombre de simulations (plus de 300 000 itérations), des équations implicites fournies par les conditions limites, nous obtenons pour chaque topologie de l'assemblage, une représentation de l'espace de liberté de C_3 . Dans un souci de simplification et une facilité d'utilisation pour la fonction conception, on propose de remplacer les équations implicites par l'ajustement d'un

hyperboloïde à une nappe tangente intérieure à la zone de liberté, comme le montre la figure 9.

L'espace de liberté peut être alors décrit par l'équation vectorielle ci-dessous. Cela, en vue d'une exploitation au niveau Bureau d'Etudes. La simplicité de la détermination des coefficients de cette équation vectorielle permet au concepteur de l'inclure facilement dans son module de tolérancement sans assistance informatique [14] [15].

$$\lambda_3 : \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1$$

avec :

$$a = \Delta J_1$$

$$b = a + (\Delta J_2 - \Delta J_1) \times \sqrt{\frac{x^2 C_3 + y^2 C_3}{L_x^2}}$$

$$c = 1000. \left[1 - \text{Tanh}(L_{ZC3} - L_z) + \left(\frac{5}{1 + |L_{ZC3} - L_z|} \right) \right]$$

$$\Delta J_1 = 0,5.J_1 \text{ et } \Delta J_2 = 0,5.J_2$$

avec :

L_{ZC3} : profondeur de la surface C_3 .

x_{C3}, y_{C3} : coordonnées de C_3 dans le plan $X_{GF}O_{GF}Y_{GF}$.

L_x : l'entre axe.

L_z : profondeur des surfaces C_1 et C_2 .

L'ajustement de l'hyperboloïde est réalisé pour qu'il soit tangent intérieur à l'espace de liberté (jeu seulement). On choisit comme indicateur de

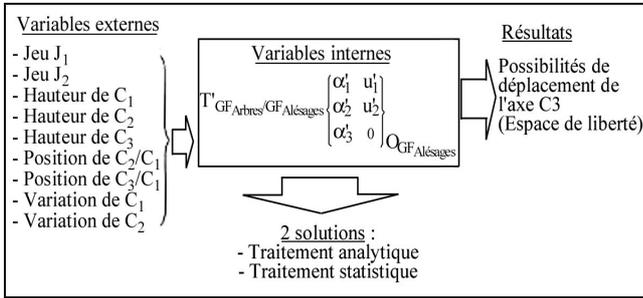


Figure 8: Approche statistique.

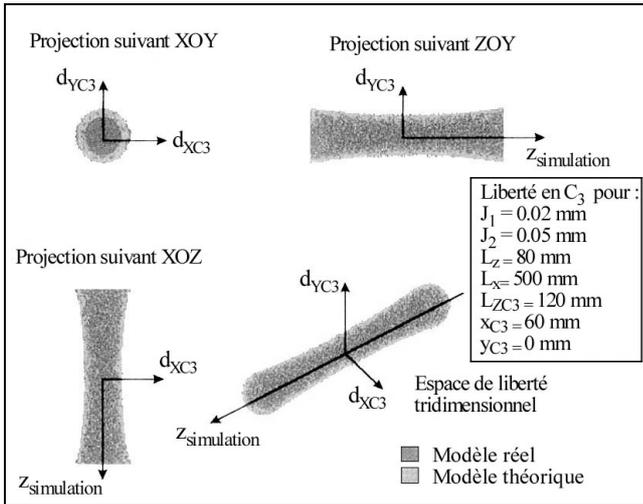


Figure 9: Espace de liberté dans le référentiel de simulation.

qualité d'ajustement, le pourcentage entre le nombre d'occurrences incluses dans la surface hyperbolique (Tab. 1). On remarque la corrélation entre l'augmentation du pourcentage de récupération par le modèle et l'accroissement de la distance entre C1 et C2 (Lx) dans le référentiel du GF ou de la hauteur de C3 (Lzc3).

Actuellement, avec les outils fournis par les normes ISO, il est possible de décrire seulement des zones circulaires, cylindriques, planes et en forme de parallélogramme. La cotation proposée pour l'exemple ne tolère pas de défaut de localisation à C3 quand lui-même et les références (C1 et C2) sont au maximum de matière.

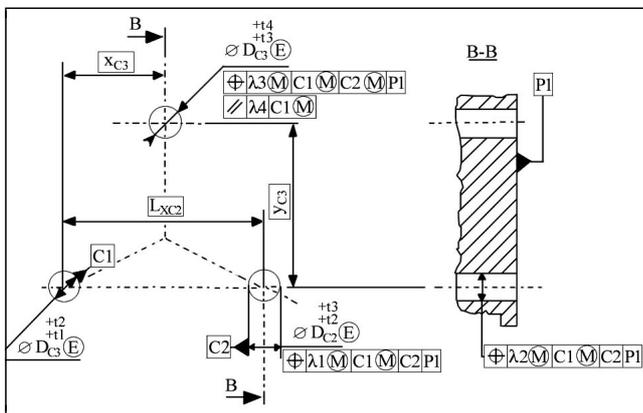


Figure 10: Exemple de tolérancement du deuxième Groupe Fonctionnel.

$\Delta J1$	$\Delta J2$	Lx	Lz	Xc3	Yc3	Lzc3	% inclus
0,02	0,04	41,88	135,57	33,38	1,95	99,85	60,45
0,01	0,03	41,96	92,14	153,97	-157,50	126,47	62,67
0,02	0,04	52,53	96,61	151,03	-85,77	119,47	63,94
0,01	0,04	54,77	100,76	-60,19	-138,45	148,18	66,97
0,01	0,04	60,13	127,44	62,04	154,73	112,99	69,70
0,02	0,03	66,14	140,80	73,96	124,95	114,93	70,89
0,01	0,03	66,79	119,36	-146,18	14,83	127,72	72,19
0,02	0,03	66,85	94,30	-145,71	120,30	121,42	73,35
0,01	0,04	67,33	144,27	-59,51	-72,63	104,00	75,43
0,02	0,04	130,18	122,26	45,78	-94,29	123,35	89,22
0,02	0,03	130,28	117,96	21,72	142,42	92,21	90,40
0,02	0,03	130,73	112,49	-128,78	5,74	101,38	90,88
0,02	0,04	135,18	109,95	-19,34	-141,69	102,51	91,30
0,02	0,03	136,93	92,21	76,20	-56,01	81,17	91,73
0,02	0,04	148,62	112,85	67,54	-85,15	87,13	91,93
0,02	0,04	149,10	96,78	-39,87	14,62	89,38	91,98
0,02	0,03	154,50	139,34	43,68	-115,19	116,08	92,18
0,02	0,03	154,74	99,65	6,61	134,67	108,49	94,09
0,02	0,03	154,81	111,16	34,19	110,24	120,54	94,67
0,01	0,03	156,73	113,06	-90,35	45,16	110,45	98,98
0,01	0,04	158,24	95,02	64,27	-87,61	97,87	99,26

Tableau 1: Modèle/réel.

Par la prise en compte de l'interface existant entre les deux Groupes Fonctionnels, on constate que l'on peut récupérer de la liberté de montage pour C3 en fonction de l'espace jeu existant. Cela se traduit par l'augmentation de la tolérance de localisation de C3 lorsque lui-même et les références sont au maximum de matière. Cette tolérance de localisation est donnée par l'enveloppe $\lambda_3(J_1, J_2, L_x, L_z, L_{zc3}, x_{c3}, y_{c3})$. L'application du modèle dans la cotation interne du deuxième Groupe Fonctionnel, par exemple, nous donne la spécification représentée sur la figure 10.

INTERPRETATION DE LA COTATION PROPOSEE

On peut remarquer que la cotation interne est paramétrée [16]. Les seules variables d'entrée sont le tolérancement des diamètres C1 ainsi que le dimensionnement. Les fonctions de reports λ_1 et λ_2 correspondent respectivement à l'ajout de tolérance sur la position de C2 ou c2 suivant les directions orthogonales (x_{GF} et y_{GF}). Elles sont fonction de l'espace jeu existant au niveau des liaisons C2-c2 et C1-c1. La fonction λ_4 permet de limiter l'inclinaison de l'axe de C3 ou de c3 dans le référentiel du Groupe Fonctionnel. La fonction la plus complexe λ_3 correspond à l'ajout de tolérance sur la localisation de C3 ou de c3 donné par l'interface (Fig. 11).

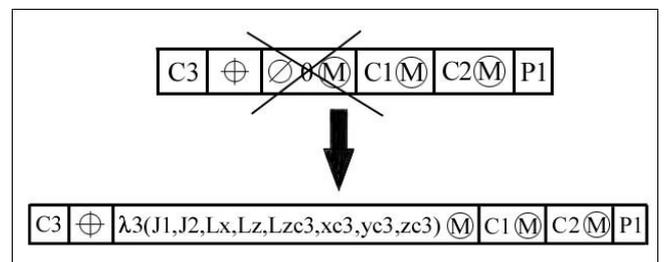


Figure 11: Tolérance de localisation.

Actuellement avec les outils fournis par les normes ISO, il est possible de décrire seulement des zones circulaires,

cylindriques, planes et en forme de parallélogramme. Avec une cotation classique, la zone de tolérance de localisation de C_3 ou c_3 serait un cylindre de diamètre (t) contraint par le jeu J_1 . Par la prise en compte de l'interface existant entre les deux Groupes Fonctionnels, on constate que l'on peut récupérer de la liberté de montage pour C_3 ou c_3 en fonction de l'espace jeu existant. Cela se traduit par l'augmentation de la tolérance de localisation de C_3 ou c_3 lorsque lui-même et les références sont au maximum de matière. Cette tolérance de localisation est donnée par l'enveloppe $\lambda_3 \square (J_1, J_2, L_x, L_z, LZC_3, xC_3, yC_3)$.

CONCLUSION

Nous avons illustré, dans notre propos, les potentialités des sources de libertés présentes dans les interfaces avec ou sans jeu. L'étude de ces interfaces montre qu'il est possible de récupérer des pièces aux limites par la prise en compte des espaces de liberté dans le tolérancement des systèmes mécaniques. La spécification de cet espace de liberté par des équations, offre de nouvelles possibilités pour un tolérancement adaptatif. Cette notion d'espace de liberté demande la mise en place d'une nouvelle description de la zone de tolérance autre que celle fournie par les normes ISO.

La maîtrise et la gestion des espaces de liberté permet d'envisager la proposition d'équations vectorielles dont les coefficients sont aisément calculables. Ces nouvelles zones de tolérances pourraient trouver une utilisation avantageuse dans les logiciels de CAO ayant un module de tolérancement. Cependant, on ne peut pas proposer un tolérancement sans qu'il soit en mesure de répondre au cahier des charges. Il doit aussi être capable de vérifier que toutes les fonctions participant au processus élémentaire d'industrialisation réalisent leurs travail avec un minimum de perte d'informations. Cela, en vue de s'inscrire dans une démarche d'ingénierie concourante par l'établissement d'une relation entre les fonctions conception et contrôle.

REFERENCES

- [1]- Parametric technology, Pro-Engineer : interface guide, Waltham, MA, (1998).
- [2]- Clément A., Rivière A., Temmerman M., "Cotation tridimensionnelle des systèmes mécaniques", Paris, PSY Edition, (1994).
- [3]- Clozel P., "Mecamaster : outil de conception mécanique et de cotation 3D pour bureaux d'études", Actes conférences internationale du MICAD, Paris Vol. 1, (1991), pp. 196-209.
- [4]- Rivest L., Fortin C. Morel C., "Tolerancing a solid model with a kinematic formulation", Computer Aided design, Vol. 26, n°6, (1994), pp. 465-485.
- [5]- Wirtz A., "Vectorial tolerancing", Proceeding of CIRP seminar on CAD/CAM, Jerusalem, (1989).
- [6]- Gaunet D., "Vectorial tolerancing model", 3rd CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing, (1993), pp. 25-50.
- [7]- Teissandier D., "l'Union Pondérée d'Espace de Liberté : Un nouvel outil pour la cotation fonctionnelle tridimensionnelle", thèse de doctorat, université de Bordeaux I, (1995), 197 p.
- [8]- Ballot E., "Lois de comportement géométriques des mécanismes pour le tolérancement", thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Cachan, (1995), 248 p.
- [9]- Turner JU., "A feasibility space approach for tolerancing, Journal of engineering for industry", Vol. 115, (1993), pp. 341-346.
- [10]- Giordano M., Duret D., Tichadou S., Arrieux R., "Clearance space in volumic dimensioning", Annals of CIRP, Vol 41, (1992).
- [11]- Requicha AG., "Toward a theory of geometric tolerancing", *International journal of robotic research*, Vol.25, n°4, (1983), pp. 45-60.
- [12]- Farmer LE., Gadman CA., "Tolerance technology computer based analysis", Annals CIRP, Vol. 35/1, (1986), pp. 7-10.
- [13]- Srinivasan V., "Recent efforts in mathematization of ASME/ANSI Y14.5M Standard", Proceeding of 3th CIRP seminars on Computer Aided Tolerancing, Cachan, 27-28 Avril (1993), pp. 223-232.
- [14]- Boukebbab S., "Contribution à l'étude des discontinuités présentes dans les mécanismes en vue d'une ingénierie coopérative", Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers Aix-en-Provence, (1998), 168 p.
- [15]- Boukebbab S., Linares J.M., Sprauel J.M., "Vers une cotation fonctionnelle adaptative pour la CAO mécanique, Cas 3D équivalant à un cas 2D", *Revue Internationale de CFAO et d'informatique graphique*, Vol.14, n°2, déc. (1999), pp. 313-326.
- [16]- Linares J.M., Boukebbab S., Sprauel J.M., "Co-operative engineering approach: tolerancing, control", CIRP Seminar, Production Technology Centre, Berlin, Allemagne, (1998), pp. 145-156. □