

Optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles

Aïda Mezghani

▶ **To cite this version:**

Aïda Mezghani. Optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles. Autre. Ecole Centrale Paris; École nationale d'ingénieurs de Sfax (Tunisie), 2010. Français. NNT : 2010ECAP0030 . tel-00576363

HAL Id: tel-00576363

https://theses.hal.science/tel-00576363

Submitted on 14 Mar 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



ÉCOLE CENTRALE DES ARTS ET MANUFACTURES « ÉCOLE CENTRALE PARIS »

THÈSE

Présentée par

MEZGHANI Aïda

pour l'obtention du

GRADE DE DOCTEUR

Spécialité : Génie Mécanique

Laboratoire d'accueil : LISMMA

SUJET : Optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles.

Soutenue le : Vendredi 05 Novembre 2010

Devant un jury composé de :

ANSELMETTI Bernard	**Président**
SAMPER Serge	**Rapporteur**
BEN AMARA Abdelmajid	**Rapporteur**
RIVIERE Alain	**Membre**
LOUATI Jamel	**Membre**
HADDAR Mohamed	**Membre**
BELLACICCO Alain	**Membre**

Remerciements

Ce travail de recherche a été effectué dans le cadre d'une thèse en cotutelle entre l'Unité de Mécanique, Modélisation et Productique (U2MP) du département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax (ENIS) et le Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux (LISMMA) de l'Institut supérieur de Mécanique de Paris (SUPMECA), rattaché au laboratoire de Génie Industriel de l'Ecole Centrale de Paris (ECP).

Je voudrais remercier très vivement les membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner cette thèse et pour l'intérêt qu'ils m'ont bien voulu porter à ce travail.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur Mohamed HADDAR, professeur à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax et à Monsieur Jamel LOUATI maître des conférences à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax, pour la confiance la patience et l'aide qu'ils m'ont accordé durant ces trois années en tant que directeurs de thèse, pour la qualité scientifique de leurs remarques et pour m'avoir fait découvrir ce sujet.

Je remercie infiniment Monsieur Alain RIVIERE, professeur et directeur de l'Institut supérieur de Mécanique de Paris et Monsieur Alain BELLACICCO, professeur agrégé à l'Institut supérieur de Mécanique de Paris, pour leurs confiance de m'avoir accueilli au sein de leurs équipe au LISMMA ainsi que pour les nombreuses discussions que nous avons eu ensemble, pour la qualité scientifique de leurs remarques et pour le temps qu'ils ont bien voulu me consacrer en tant que directeurs de thèse.

Mes sincères remerciements s'adressent à Monsieur Bernard ANSELMETTI, Professeur à l'IUT de Cachan, qui a accepté de présider le jury ainsi qu'à Monsieur Serge SAMPER, professeur à l'Ecole d'ingénieurs Polytech'Savoie, et Monsieur Abdelmajid BENAMARA, maître des conférences à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir,qui ont bien voulu être rapporteurs de cette thèse.

Que mes amis et mes collèges de U2MP et du LISMMA soient aussi récompensés par des grands mercis, pour m'avoir apporté leur aide, leur soutien et la chaleur humaine dont j'avais tant besoin.

Et par delà de tous mes remerciements, un grand merci a ma famille pour le soutien tout au long de ces années et à mon mari, pour la patience qu'il a approuvé envers moi.

Thèse

De

L'école Nationale d'ingénieurs de Sfax

En Co-tutelle avec

L'Ecole Centrale de Paris

&

L'institut Supérieur de Mécanique de Paris

Par

Aïda MEZGHANI

« *Optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles* »

Résumé :

Ce travail de recherche traite un problème qui joue un rôle très important pour le succès des programmes de fabrication : le tolérancement tridimensionnel, essentiel pour définir la géométrie d'une pièce mécanique assurant sa meilleure fonctionnalité dans un assemblage avec une précision optimale.

Une méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles a été développée. Cette méthode permet d'une part l'optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles et d'autre part de valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des tolérances imposées par le bureau d'études en tenant compte des précisions des procédés utilisés.

Cette étude est basée sur l'analyse de deux fonctions paramétrées qui sont étudiées pour déterminer le défaut fabriqué : le défaut angulaire et la longueur projetée. Le défaut angulaire représente le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication de la pièce. Les défauts angulaires sont déterminés en fonction de la précision des machines outils. La longueur projetée de la surface tolérancée est une caractéristique qui dépend uniquement de la forme de la surface.

Ensuite, à partir de ces deux fonctions paramétrées, le défaut fabriqué est déterminé puis comparé avec la condition fonctionnelle afin de vérifier si la gamme choisie permet en fin du processus de fabrication de donner une pièce conforme.

Mots clés : Tolérancement tridimensionnel, processus de fabrication, gamme d'usinage, tolérance fonctionnelle, tolérances géométriques d'orientation, défaut angulaire.

Sommaire

Introduction Générale.....1

Chapitre 1 :

Problématique et état de l'art

1. Introduction 5
2. Cycle de vie d'un produit 6
3. Le tolérancement 7
3.1. Définition 7
3.2. Tolérancement dimensionnel 7
3.2.1. Tolérances linéaires 7
3.2.2. Tolérances angulaires 8
3.3. Tolérances géométriques 8
3.4. Aspect économique du tolérancement 8
3.5. Les problèmes de tolérancement de la conception à la fabrication 10
4. La cotation de fabrication et la simulation géométrique d'usinage 12
4.1. La cotation de fabrication 12
4.2. La simulation géométrique d'usinage 12
4.2.1. Simulation géométrique d'usinage unidirectionnel 12
4.2.2. Les méthodes basées sur les chaînes de cotes 13
4.2.3. Les méthodes basées sur des zones de dispersions 14
4.2.4. La simulation géométrique d'usinage et les méthodes de transfert de tolérances tridimensionnelles 15
5. Conclusion 36

Chapitre 2 :

Développement de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles

1. Introduction 39
2. Inventaire des éléments intervenant dans une phase d'usinage 39
3. Sources des écarts de fabrication 40
4. Hypothèses de la méthode 41
5. Description de la méthode développée 41
5.1. Méthode 2D 43
5.1.1. Le défaut angulaire 43
5.1.2. Le défaut fabriqué 48
5.1.2.1. Cas d'une surface tolérancée circulaire 49
5.1.2.2. Cas d'une surface tolérancée rectangulaire 49
5.1.3. Conclusion 50
5.2. Méthode spatiale 51
5.2.1. Définition des défauts angulaires 51
5.2.1.1. Paramétrage de l'épure des défauts angulaires 53
5.2.1.1.1. Les classes des défauts angulaires 53
5.2.1.1.2. Les étapes nécessaire pour construire l'épure de défauts angulaires 55
5.2.2. Cas de surface inclinée 57
5.2.2.1. Résolution par les méthodes des chaînes de cotes angulaires 2D et 3D 57
5.2.2.2. Résolution par les torseurs de petits déplacements 59
5.2.2.3. Comparaison des résultats 61
5.2.3. Le défaut fabriqué 61
6. Conclusion 65

Chapitre 3 :

Validation sur des exemples industriels

1. Introduction 67
2. Maquette numérique [Morenton, 2008] 67
3. Maquette numérique de la première culasse 69
4. Gamme d'usinage de la première culasse 69
5. Analyse des conditions géométriques d'orientation 71
5.1. Condition 1 : parallélisme de la surface H par rapport à l'axe R-S 71
5.1.1. La méthode 2D 71
5.1.2. La méthode spatiale 76
5.2. Condition 2 : parallélisme de l'axe des alésage R-S par rapport à la surface P 79
5.3. Condition 3 : parallélisme de HH par rapport à l'axe de référence R-S 80
4.3.1. Notion de zone commune 80
5.3.2. Etude de la condition 3 80
5.4. Condition 4 : parallélisme des fonds des lamages par rapport à la surface P 83
4.4.1. Notion de groupe d'éléments 83
5.4.2. Etude de la condition 4 84
5.5. Condition 5 : perpendicularité de la surface G par rapport à l'axe R-S. 85
6. Etude du deuxième exemple de culasse 90
6.1. Représentation de la pièce et de la gamme 90
6.2. Analyses des résultats 91
6.2.1. Pour une précision machine p=0,02/100mm 91
6.2.1.1. Méthode 2D 91
6.2.1.2. Méthode 3D 95
6.2.2. Pour une précision machine p=0,025/100mm 98
6.2.3. Pour une précision machine p=0,03/100mm 99
7. Conclusion 101

Chapitre 4 :

Validation expérimentale et démarche de la méthode développée (Application pour un cas industriel)

1. Introduction 103
2. Expérimentation et première analyse 103
3. Mise en place de la méthode de simulation 3D et expérimentation 104
3.1. Déroulement de la méthode de simulation 3D 105
3.1.1. Partie 1 : procédure d'obtention de la courbe de la longueur projetée lg en fonction de θ 105
3.1.1.1. Modification et exécution de la première Macro. 105
3.1.1.2. Modification et exécution de la deuxième Macro. 110
3.1.2. Parie 2 : procédure d'obtention de la courbe du défaut angulaire Δθ en fonction de θ 111
3.1.2.1. Analyse de la gamme d'usinage 111
3.1.2.2. Edition des paramètres de l'épure des défauts angulaires 112
3.1.2.3. Transfert CATIA-Excel des valeurs de Δα 113
3.1.3. Les résultats trouvés par l'application de la méthode 114

Conclusion Générale ..... .116

Références Bibliographiques 120

Annexe 1 126

Introduction générale

Introduction générale

La conception des éléments mécaniques a des exigences liées à leur fonctionnement réel. L'impossibilité de fabriquer des pièces de géométrie parfaite est due essentiellement à l'imprécision inévitable des procédés de fabrication. Cet état de fait contraint à la mise en place d'une méthodologie de dimensionnement et de tolérancement qui permet de tolérancer les constituants du produit en laissant une grande marge de manoeuvre aux fonctions liées à la détermination des intervalles de tolérance issus d'un besoin fonctionnel. Il est alors nécessaire de trouver un compromis entre le besoin du bureau d'études et les moyens de production. Actuellement, ce compromis est arbitré par le tolérancement.

Avant la production en série, les pièces mécaniques produites devaient être ajustées lors de leur assemblage, tâche délicate, fastidieuse, coûteuse et artisanale. Dans les ateliers, l'interchangeabilité a laissé à l'ouvrier le jugement personnel sur son propre travail, qu'il exerçait auparavant par son expérience et son métier. Dans le domaine du tolérancement, ce type de jugement ne suffit pas à décider de ce qui est bon ou non et il faut finalement faire apprendre aux hommes à calibrer sans que la pièce ne soit à la limite admissible.

Plusieurs facteurs permettront ce développement : outils capables d'usiner, précision des machines-outils, standardisation des dimensions. La normalisation des dimensions va jouer un rôle fondamental dans l'essor de l'industrie mécanique. L'interchangeabilité constituera un progrès technique permettant le passage de la production artisanale à la production économique en grande série.

Ce travail, qui s'inscrit dans le cadre d'une thèse en cotutelle entre l'unité U2MP de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax et le laboratoire LISMMA de l'Institut Supérieur de Mécanique de Paris, consiste à développer une méthode tridimensionnelle de chaînes de cotes angulaires, permettant d'analyser en 3D l'influence des cumuls de défauts, pour un processus donné, sur le respect des conditions fonctionnelles ainsi que l'optimisation des résultats obtenus.

Ce rapport est structuré en quatre chapitres. Le premier présente l'état des recherches dans ce domaine et mentionne les différentes méthodes de tolérancement existantes.

Le développement de la méthode, objet de ce travail de thèse, forme le sujet du deuxième chapitre. On y présente les différentes étapes nécessaires pour déterminer les tolérances fabriquées dans le cas des chaînes de cotes angulaires et de vérifier leurs correspondances avec les tolérances fonctionnelles. La méthode proposée dans cette partie sert à l'analyse des tolérances angulaires des pièces usinées. La simulation du processus de fabrication tient compte des précisions des procédés. L'objectif de cette méthode consiste à valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des spécifications de tolérances imposées par le bureau d'études.

La méthode proposée est explicitée sur des exemples dans le troisième chapitre. Ces exemples s'agissent de deux types de culasses pour moteur de voiture. A travers ces exemples, nous souhaitons vérifier les conditions géométriques fonctionnelles d'orientation, en utilisant la méthode développée dans le chapitre 2.

Le quatrième chapitre présente une expérimentation dans l'industrie afin de valider la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles sur des exemples industriels et de l'adapter aux besoins spécifiques de l'entreprise. Un guide détaillé de l'utilisation de CATIA et Excel pour appliquer la méthode est développé.

Chapitre 1

Problématique et état de l'art

Chapitre 1
Problématique et état de l'art

1. Introduction

Bien que les performances géométriques des moyens de production aient énormément progressé ces dernières décennies, les variations géométriques des produits fabriqués subsistent et subsisteront toujours. Certes, les défauts géométriques constatés ont vu leur amplitude diminuer mais ils sont toujours là et jouent un grand rôle sur la qualité et le coût des produits. La maîtrise des variations géométriques le long du cycle de vie des produits reste donc un facteur indéniable de performance des entreprises. De plus, à l'ère du virtuel et de la simulation, il ne suffit plus aujourd'hui de concevoir des modèles numériques en CAO représentants une géométrie idéale. Il devient de plus en plus crucial de simuler de manière réaliste et dans une vue tridimensionnelle, l'ensemble des comportements, des produits, des processus de fabrication, de contrôle et d'assemblage.

Les outils courants de simulation et de transfert de fabrication (chaînes de cotes) font l'hypothèse que les défauts de forme et d'orientation des surfaces sont négligeables par rapport aux défauts dimensionnels. Chaque dimension peut donc être modélisée par un vecteur. La projection de ces vecteurs dans la direction de la spécification fonctionnelle nous donne donc des relations algébriques qui peuvent être utilisées pour déterminer des spécifications de fabrication à partir des spécifications fonctionnelles. Ces relations permettent également la simulation du processus de fabrication (méthode des Δl), afin de vérifier que les dispersions qu'il génère, permettent de réaliser des pièces conformes aux spécifications fonctionnelles.

Plusieurs méthodes ont, par la suite, été développées pour effectuer du transfert ou de la simulation tridimensionnelle.

2. Cycle de vie d'un produit

De l'idée à l'utilisateur, différentes étapes du cycle de vie du produit se déroulent successivement ou parallèlement (voir figure 1.1 et 1.2) : conception du produit et du process, fabrication, contrôle, assemblage et utilisation.

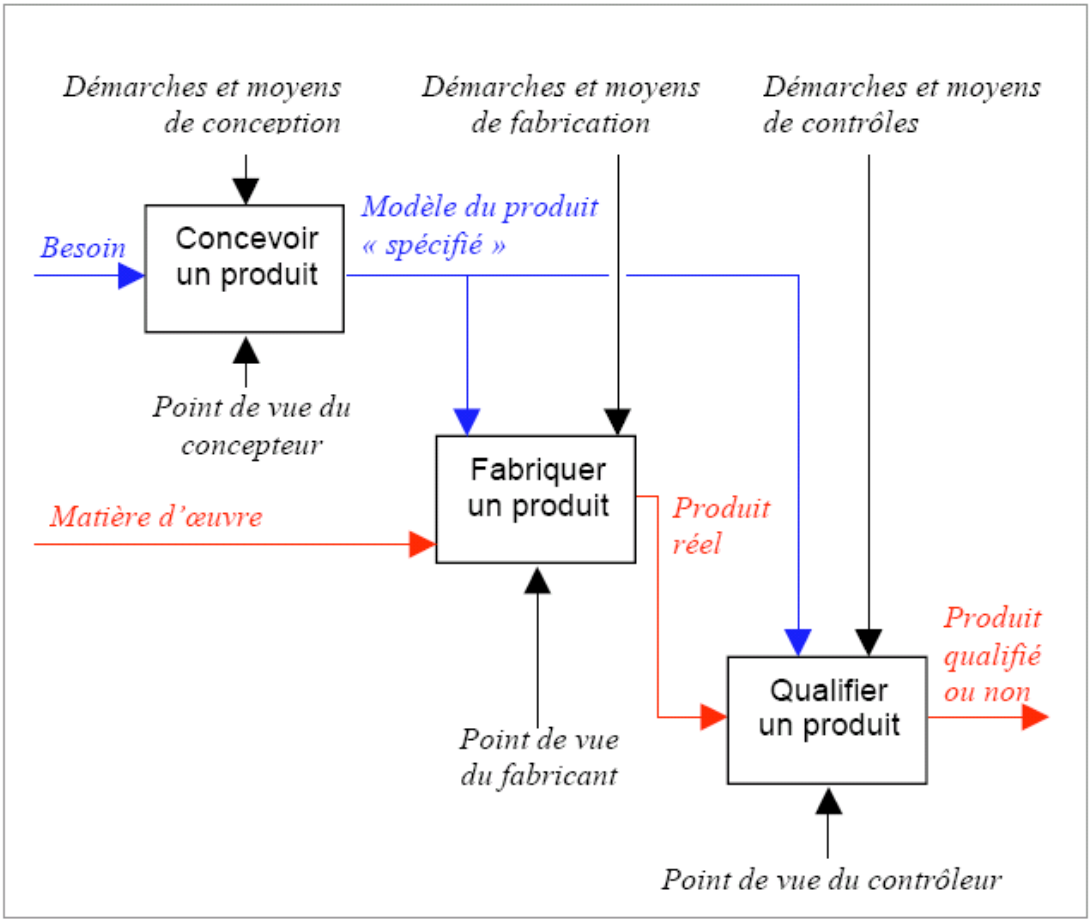


Figure 1.1. Le point de vue GPS de la vie d'un produit [Charpantier et al. 1999]

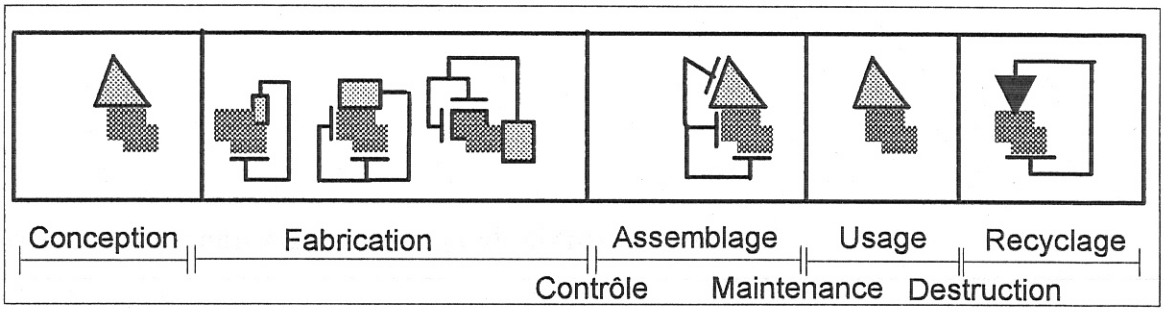


Figure 1.2. Cycle de vie d'un produit [Le Pivert, 1998]

Afin de garantir la satisfaction de tous les acteurs du cycle de vie, il est nécessaire de gérer les défauts générés par la fabrication et l'assemblage du produit. En particulier, il faut garantir à l'utilisateur final un fonctionnement conforme à ses besoins et aux prévisions. Il est pour cela nécessaire de faire dialoguer les acteurs du cycle de vie du produit avec dans un sens "descendant" des exigences et dans un sens "montant" des capabilités. Le but est de faire coïncider les exigences et les capabilités et qu'ainsi le produit soit conforme aux besoins exprimés (performances) ou implicites (par exemple montabilité).

Le tolérancement propose pour cela différents outils et modèles de dialogue normalisés ou non, différents modèles de simulation depuis la génération des défauts de fabrication jusqu'à l'utilisation du mécanisme dans les conditions prévues, différentes méthodes de détermination des spécifications, de mesure et de caractérisation du produit mesuré.

3. Le tolérancement

3.1. Définition

Le tolérancement est un langage normalisé. Comme tout langage, il représente un moyen de communication entre les différents métiers participant aux phases d'élaboration d'un produit : conception, fabrication et contrôle. Les pièces qui constituent les systèmes mécaniques sont fabriquées et ne sont donc pas de géométrie parfaite. Le but du tolérancement est de fixer les limites des défauts sur ces pièces de façon univoque et compréhensible pour chacun des acteurs intervenant dans le cycle d'élaboration du produit [Petit, 2004].

3.2. Tolérancement dimensionnel

Le tolérancement dimensionnel permet de limiter les défauts locaux et ne concerne que les grandeurs de types longueur ou angle. Il s'agit d'indiquer les limites minimales et maximales des dimensions. Ce type de tolérancement s'applique soit à une surface réelle unique, soit à un couple d'éléments réels.

3.2.1. Tolérances linéaires

« Une tolérance linéaire limite uniquement les dimensions locales réelles (mesure entre deux points) d'un élément mais pas ses écarts de forme » [NF ISO 8015].

Les tolérances dimensionnelles linéaires doivent être exprimées sur des éléments ou entre des éléments possédant des dimensions locales. Par exemple pour une spécification : ØD ±t, les valeurs des dimensions locales de la surface réelle doivent appartenir à l'intervalle [D-t ; D+t] pour vérifier les dimensions de conformité.

3.2.2. Tolérances angulaires

« Une tolérance angulaire, spécifiée en unité de mesure angulaire, limite uniquement l'orientation générale des lignes ou des éléments linéaires des surfaces mais pas leurs écart de forme. L'orientation générale de la ligne dérivée de la surface réelle est l'orientation de la ligne en contact de forme géométrique parfaite. La distance maximale entre cette ligne en contact et la ligne réelle doit être la plus faible possible » [NF ISO 8015].

Pour une spécification α±t entre deux lignes nominalement droites les valeurs représentant les dimensions locales entre deux lignes réelles doivent appartenir à l'intervalle [α -t ; α +t] pour vérifier les dimensions de conformité.

3.3. Tolérances géométriques

« Les tolérances géométriques limitent l'écart de l'élément réel par rapport à sa forme, son orientation, sa position théoriquement exacte sans tenir compte de la dimension de l'élément.

Les tolérances géométriques s'appliquent donc indépendamment des dimensions locales réelles des éléments individuels. Les écarts géométriques peuvent atteindre leur maximum, que les sections transversales des éléments considérés soient ou non au maximum de matière » [NF ISO 8015].

Ces tolérances sont de natures diverses. On trouve des tolérances géométriques de forme, orientation, position et les tolérances de battement.

La figure 1.3 donne les différentes tolérances géométriques.

3.4. Aspect économique du tolérancement

La figure1.4 montre que le tolérancement est une opération importante car de celui-ci dépend la qualité fonctionnelle et aussi le coût du produit fini.

<table>
<tr><th>Tolérances</th><th colspan="2">Cas général</th><th colspan="2">Cas particulier</th><th>Remarques</th></tr>
<tr><td rowspan="4">Forme</td><td rowspan="2">Forme d'une ligne quelqconque</td><td rowspan="2"></td><td>Rectitude</td><td></td><td rowspan="4">Cotation de forme intrinsèque : pas de référence associée
Cotation absolue</td></tr>
<tr><td>Circularité</td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">Forme d'une surface quelconque</td><td rowspan="2"></td><td>Planéité</td><td></td></tr>
<tr><td>Cylindricité</td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">Orientation</td><td rowspan="2">Inclinaison</td><td rowspan="2"></td><td>Parallélisme</td><td></td><td rowspan="5">Cotation de d'orientation, de position ou de battement : cotation extrinsèque, rattachée à une référence ou un système de référence
Cotation relative</td></tr>
<tr><td>Perpendicularité</td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="3">Position</td><td rowspan="3">Localisation</td><td rowspan="3"></td><td>Concentricité</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td>Coaxialité</td></tr>
<tr><td>Symétrie</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">Battement</td><td colspan="2">Battement simple</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">Battement double</td><td></td></tr>
</table>

Figure 1.3. Forme, orientation et position

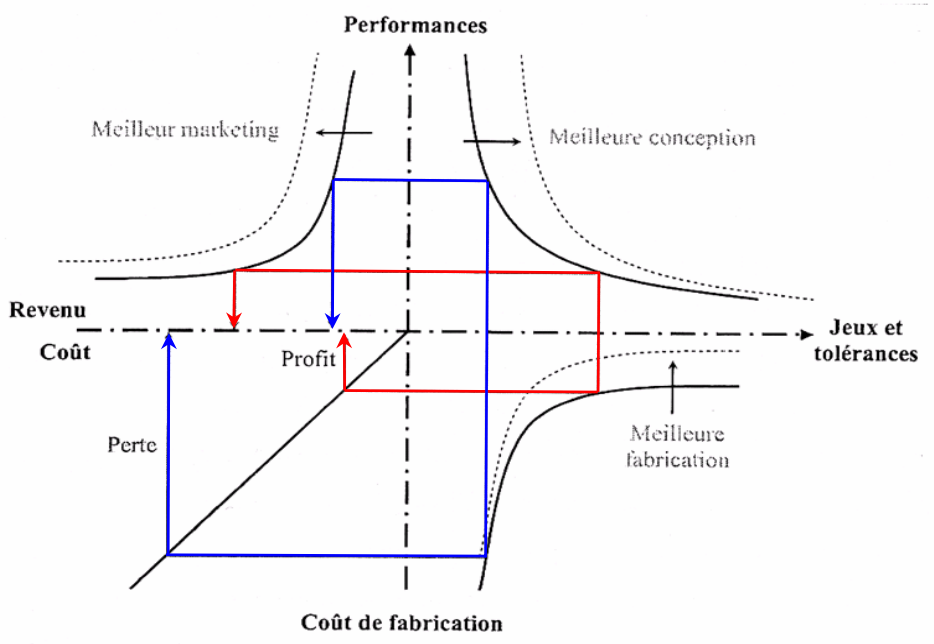


Figure 1.4. Aspect économique du tolérancement [Petit, 2004]

Les produits sont de plus en plus complexes et visent des performances de plus en plus hautes, on doit alors optimiser les intervalles de tolérance, ce qui a une grande influence sur le prix de revient du produit final.

3.5. Les problèmes de tolérancement de la conception à la fabrication

La qualité d'un produit se traduit d'abord par une bonne capacité d'assurer les fonctions établies par le cahier des charges. Dans le département de conception, les concepteurs produit doivent exprimer leur besoin fonctionnel par un dimensionnement et un tolérancement définissant la frontière exacte de l'acceptable. Le département de fabrication propose la meilleure gamme de fabrication et d'assemblage basée sur les données géométriques et technologiques compte tenu de certaines ressources manufacturières. À ce stade, les contraintes géométriques et technologiques (comme finition ou traitements thermochimiques de surface) sont considérées, afin d'élaborer une gamme de fabrication adéquate minimisant le temps et le coût. On prend aussi en compte les dispersions de fabrication dans une analyse de tolérances destinée à valider la gamme.

À un autre niveau, le département d'inspection pourrait intervenir à tout moment, mais notamment à certaines étapes critiques, pour vérifier la conformité du produit et le respect des contraintes imposées par le département de conception.

Bénéat [Bénéat 2001] a synthétisé les principaux éléments mettant en évidence une symbiose permanente entre conception et fabrication (Figure 1.5). La branche de gauche présente le problème de tolérancement en conception. Une analyse des tolérances à partir des dimensions et des tolérances prévues est réalisée par les concepteurs et consignées dans les dessins de définition du produit ou par le modèle virtuel CAO. Les équations des jeux ou des serrages fonctionnels critiques sont construites et servent à valider les chaînes de tolérances. Finalement, il faudra vérifier que la zone de tolérance calculée associée à la surface ou l'entité cible soit incluse dans la zone de tolérance imposée.

La branche de droite correspond au problème de tolérancement en fabrication. Une validation de la gamme est ciblée tenant compte d'un modèle de fabrication aussi réel que possible. Elle a pour but d'évaluer la conformité des pièces dont l'usinage est simulé.

Il utilise une gamme de fabrication définie, des machines-outils dont la cinématique et les erreurs associées sont connues, ainsi que des erreurs de positionnement pièce / gabarit / machine-outil. En même temps, des hypothèses simplificatrices intégrées au modèle

permettront d'obtenir des équations définissant l'écart des surfaces réelles simulées par rapport aux surfaces nominales. Finalement, il faudra vérifier que les dispersions de fabrication résultantes s'insèrent dans les spécifications de tolérances imposées pour la spécification cible.

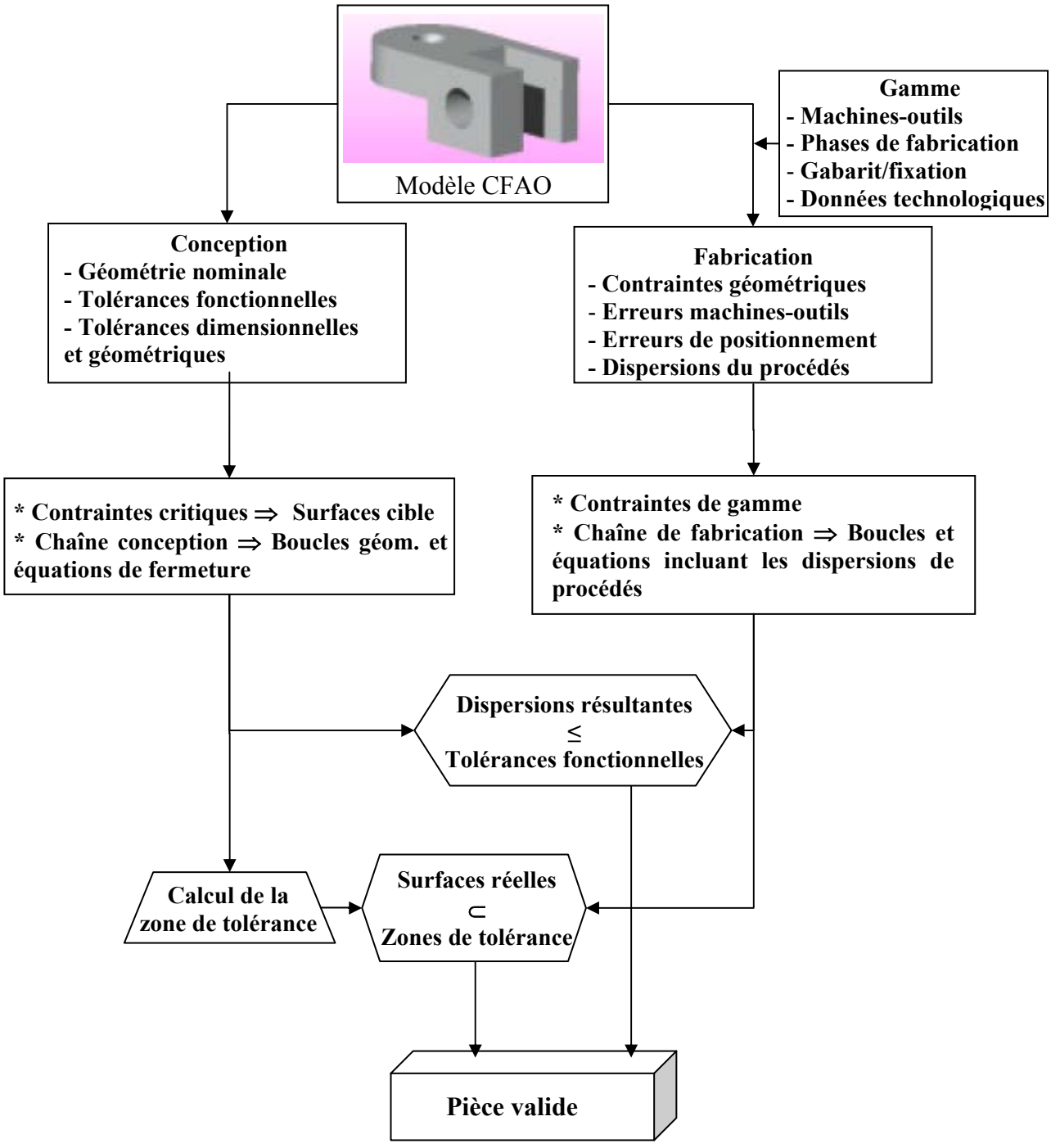


Figure 1.5. Les problèmes de tolérancement en conception et fabrication [Bénéat 2001]

4. La cotation de fabrication et la simulation géométrique d'usinage

L'étude de la fabrication consiste à déterminer le processus de réalisation des pièces. La génération des gammes de fabrication consiste à regrouper les opérations d'usinage phase par phase en précisant les méthodes et les procédés utilisés. Pour chaque phase, il faut définir les caractéristiques de la pièce dans son état intermédiaire. C'est le but de la cotation de fabrication. La simulation géométrique d'usinage est un outil de la cotation de fabrication qui permet de représenter la qualité potentielle que l'on peut espérer du processus étudié [Tichadou , 2005].

4.1. La cotation de fabrication

La cotation de fabrication consiste à déterminer les spécifications des pièces dans leur état intermédiaire. Il s'agit de définir le type de spécification et de quantifier la tolérance associée.

La cotation de fabrication consiste à définir :

- Le choix des cotes de fabrication.

- Le calcul des dimensions moyennes.

- Le calcul des tolérances.

4.2. La simulation géométrique d'usinage

La simulation géométrique d'usinage met en situation selon un modèle donné, l'ensemble des défauts géométriques qui apparaissent au cours du processus de fabrication envisagé. Elle participe à la cotation de fabrication en détaillant les effets des défauts de fabrication sur les exigences à respecter.

Dans le reste de ce chapitre nous détaillons les différentes méthodes de la simulation d'usinage en unidirectionnel et en tridimensionnel pour mieux appréhender l'aspect tridimensionnel développé dans notre étude.

4.2.1. Simulation géométrique d'usinage unidirectionnel

Elles ont comme point commun de réduire la pièce à un ensemble de directions, les directions de simulation ; chaque surface est représentée par un point. Les grandeurs manipulées ne sont pas les spécifications de la norme mais des projections sur l'axe.

Construites sur cette simplification, il existe deux familles de méthodes :

- Les méthodes basées sur les chaînes de cotes

- Les méthodes utilisant le modèle de dispersion

4.2.2. Les méthodes basées sur les chaînes de cotes

Cette méthode permet aussi bien le transfert des conditions fonctionnelles à des spécifications fonctionnelles que des spécifications fonctionnelles à des spécifications de fabrication. Elle consiste à modéliser les dimensions par des vecteurs et à déterminer la combinaison vectorielle dont dépend la condition à transférer (voir figure 1.6).

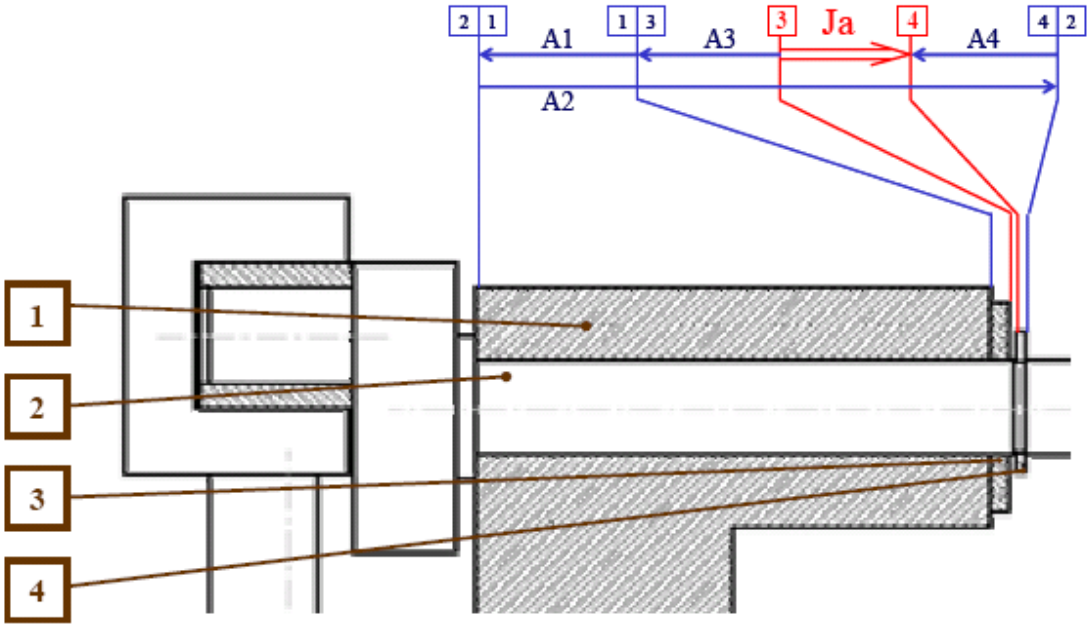


Figure 1.6. Chaîne de cotes fonctionnelles

Elle est basée sur le principe d'indépendance entre les différentes directions principales de la pièce. Pour relier n surfaces actives dans une phase, il faut (n-1) cotes de fabrication indépendantes à choisir parmi les n(n-1)/2 cotes de fabrication possibles. Cette méthode est utilisée bien qu'elle ne mène pas aux spécifications de tolérance optimales.

4.2.3. Les méthodes basées sur des zones de dispersions

Ces zones de dispersions sont utilisées par une méthode de simulation connue sous le nom de méthode des Δl proposée par P. Bourdet [Bourdet, 1973]. Ces Δl sont des zones représentant les limites de position des surfaces actives dans la même phase.

La méthode des Δl est une approche de tolérancement 1D de fabrication qui repose sur un modèle géométrique appelé modèle des bi-points. Dans la méthode des Δl, un ensemble de directions indépendantes sont définies. A Chaque direction est associée une droite de projection sur laquelle toute surface, ligne ou point est représenté par un seul point. Les points ainsi constitués sont représentatifs de la géométrie réelle de la pièce.

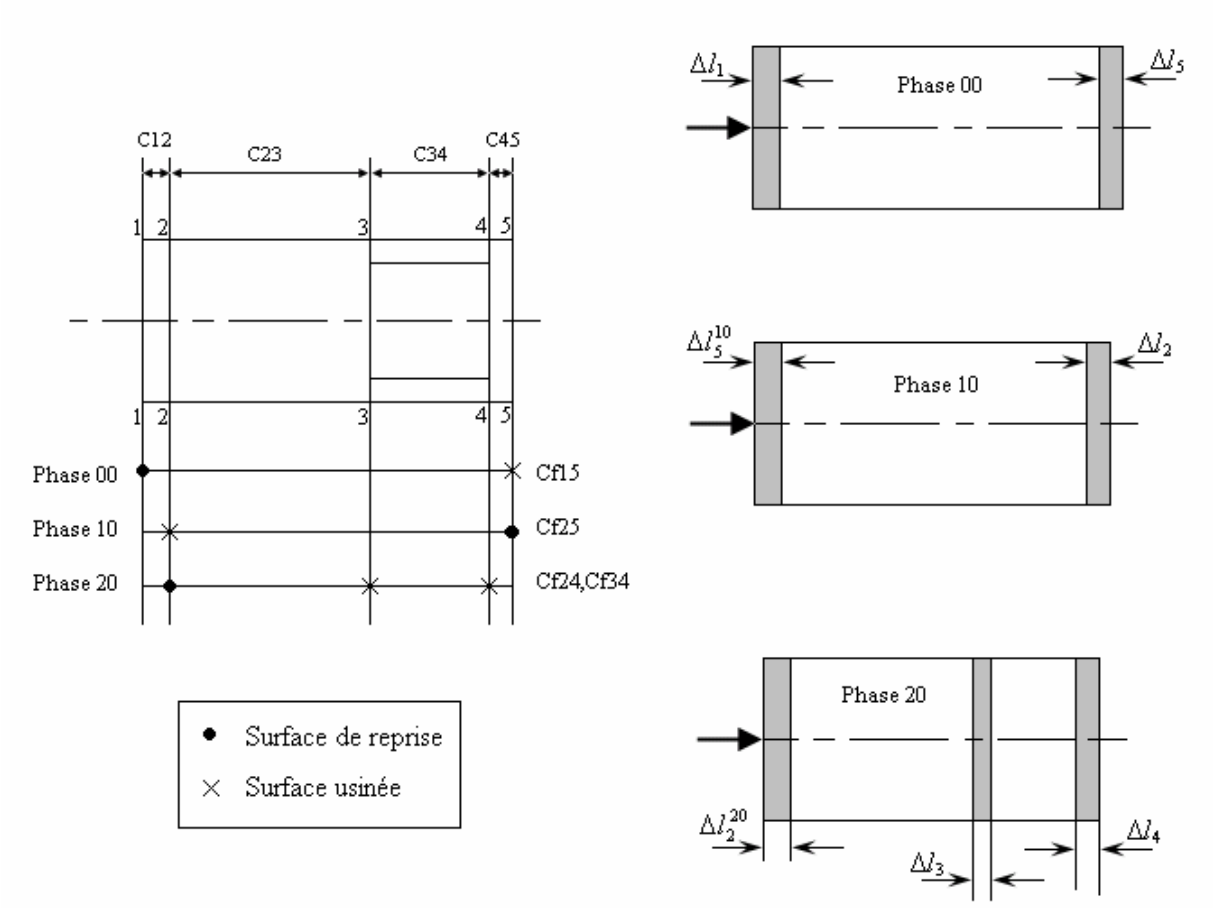


Figure 1.7. Méthode des dispersions

Une dispersion Δl_i représente donc la zone de tolérance d'un point de la surface i sur la direction de simulation dans le «système de référence » de la machine. Ces dispersions englobent aussi bien des variations aléatoires Δl_{ia} que des erreurs systématiques Δs ou des erreurs de réglage Δr.

La méthode fait l'inventaire des dispersions intervenant dans l'obtention d'une condition BE.

La validation du processus s'inscrit dans la vérification d'inéquation de la forme :

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta li \ \leq \ \mathrm{IT_{Ci}}$$

Ce qui donne pour l'exemple ci-dessus :

$\Delta l_3 + \Delta l_4 \ \leq \ \mathrm{IT_{C34}}$ (Cote obtenue dans la même phase)

$\Delta l_4 + \Delta l_2^{20} + \Delta l_2 + \ \Delta l_5^{10} \ \leq \ \mathrm{IT_{C45}}$ (cote obtenue dans deux phases différentes)

Différentes opérations permettent de déterminer une cotation de fabrication dont chaque cote a pour intervalle de tolérance la somme de deux dispersions dans le cas où les deux surfaces sont usinées dans la même phase et la somme de plusieurs dispersions lorsque les deux surfaces ne sont pas usinées dans la même phase.

$\mathrm{IT_{Cfij}} = \Delta l_i + \Delta l_j$ (cas de deux surfaces usinées en même phase)

Ces méthodes s'appliquent dans autant de direction que nécessaire et sont plutôt adaptées aux pièces présentant une morphologie simple avec des directions orthogonales. Ce pendant les déplacements entre directions ne sont pas prises en compte tant du point de vu des mises en position, des usinages ou des spécifications, orientation et référence.

Le tolérancement 1D de fabrication présente les avantages de facilité de mise en oeuvre et de simplicité dans la recherche et le calcul des cotes fabriquées. Toutefois, il est limité par la prise en compte d'une seule direction pour chaque simulation et ne tient pas compte de l'orientation des surfaces de la pièce due au posage et du type de contact entre les éléments de la CEU (Cellule Elémentaire d'Usinage) [Anwer et al, 2005].

Cet aspect simplificateur des méthodes de simulations unidirectionnelles ne convenait pas du tout au traitement des pièces complexes « omnidirectionnelles » et ne pouvait qu'inciter au développement de modèles tridimensionnels.

4.2.4. La simulation géométrique d'usinage et les méthodes de transfert de tolérances tridimensionnelles

Actuellement, la recherche en tolérancement est en pleine expansion. On peut trouver plusieurs travaux qui s'intéressent à la simulation géométrique d'usinage et au transfert de tolérance géométrique :

●En 1983, [Requicha, 1983] propose une méthode générale de tolérancement et son expression mathématique. Il élabore une théorie du tolérancement basée sur le décalage de profil (offset). Il définit, dans cet article, un schéma de définition et de contrôle du tolérancement à partir du tolérancement par zone. Il définit les notions de surfaces associées (*fitting surface*), d'élément de symétrie, d'élément et de système de référence.

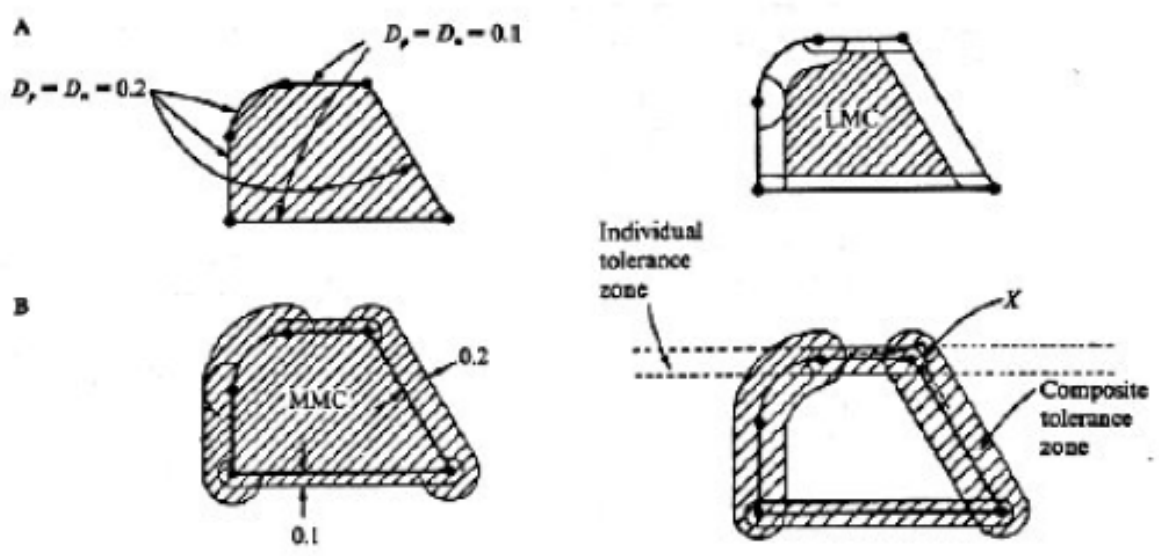


Figure 1.8 : tolérancement par offset de contour (MMC-LMC) [Requicha, 1983]

Requicha rejette la notion de dimension mesurée et préfère la vérification de la validité d'une pièce par contrôle de la situation d'une surface dans une zone de tolérance construite par offset de surface comme représenté figure 1.8.

Comme dans le cas de la norme actuelle, ces zones de tolérances sont :

• libres dans le cas de spécification de forme ou de dimension,

• contraintes en orientation dans le cas de spécifications d'orientation,

• contraintes en orientation et position dans les cas de spécifications de localisation.

● Wirtz A. [Wirtz 1991] introduit un modèle vectoriel de description de la géométrie des pièces en définissant pour chaque surface un vecteur de position et un vecteur d'orientation. La position relative de deux entités est spécifiée par des vecteurs définissant la position et l'orientation relatives des éléments de situation qui leurs sont associés. De cette façon, il est possible de choisir une des surfaces comme référence et d'exprimer les variations de position

d'une autre surface par rapport à celle de référence. La notion de distance entre éléments géométriques non idéaux peut alors être utilisée.

L'avantage de la description vectorielle des éléments de situation des surfaces est l'indépendance des paramètres décrivant la position de chacune des surfaces. On s'affranchit du choix de variables nécessaires à l'utilisation d'un mode de description paramétrique. L'utilisation de ce modèle permet d'effectuer un tolérancement direct sur chacune des composantes des vecteurs de situation des surfaces ou plus généralement de définir des zones de tolérance dans un espace à N dimensions (N étant le nombre de paramètres utilisés dans la description vectorielle) à l'aide de domaines admissibles des paramètres dans cet espace. Le point manquant dans cette modélisation est la prise en compte de l'étendue des surfaces des pièces. En effet, seuls leurs éléments de situation sont géométriquement définis et contraints. La figure 1.9 illustre le principe de ce modèle.

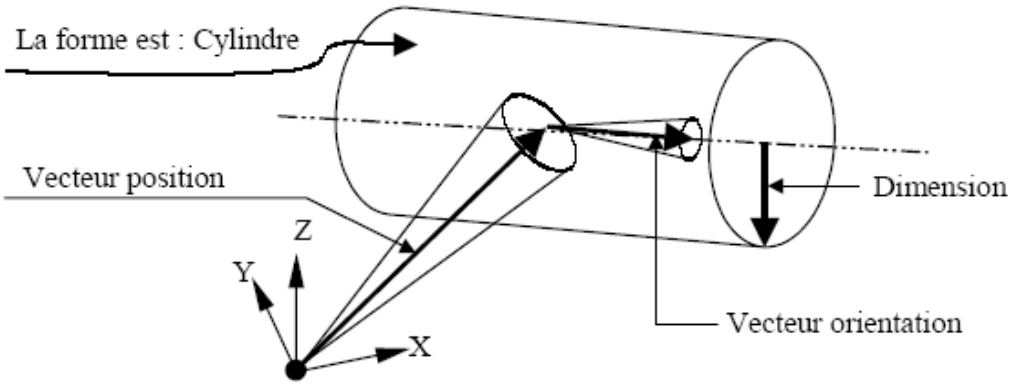


Figure 1.9. Tolérancement vectoriel

Ce modèle, s'éloigne du langage de tolérancement normalisé et par conséquent ne permet pas d'avoir une expression fidèle des aspects fonctionnels. Il est plus proche des besoins de la fabrication et du contrôle.

● A. Rivière [Rivière, 1993] propose dans sa thèse une modélisation du tolérancement fonctionnel des mécanismes, c'est-à-dire une modélisation géométrique des pièces mécaniques qui intègre les limites des défauts géométriques issues des tolérances des pièces fabriquées. Ce modèle devrait permettre d'effectuer des calculs de simulation dans la phase de design, pour vérifier ou garantir le bon fonctionnement d'un mécanisme ; mais il devrait aussi

être pertinent pour la fabrication et l'inspection. Le concept de SATT (Surfaces Associées Technologiquement et Topologiquement) constitue l'élément central de cette modélisation. L'ensemble des SATT, qui possède la structure algébrique de groupe de dimension finie, peut être structuré par un critère d'invariance qui correspond à la nature du déplacement laissant invariante la surface ou le SATT considéré. À partir des sept sous-groupes de base**,** en utilisant les lois de composition interne, il a mis en évidence les 28 cas de dimensionnement et les 44 cas de tolérancement obtenus après reclassement. Le modèle mathématique général des différents types de tolérancement reposait sur un torseur de tolérancement. Celui-ci correspond à un petit déplacement du SATT par rapport à lui-même pour les tolérances de forme et de dimension, ou au petit déplacement d'un SATT par rapport à un autre SATT pour les tolérances de position. Pour chaque association de surfaces, celles-ci définissent un repère complet ou partiel, et se nomment donc à juste titre Élément Géométrique de Référence Minimum (EGRM)**.** Traitant de façon systématique les 44 cas de tolérancement, il précise pour chacun le torseur de tolérancement et l'EGRM associé.

Ce modèle de représentation fut appliqué à un mécanisme, et validé sur une maquette informatique. Il permet de conserver et de manipuler les relations de positionnement relatif, et fournit une association de surfaces fonctionnelles pour le concepteur, une association des surfaces outils pour le fabricant et une association des surfaces-palpeur pour le contrôleur. les principales applications envisageables de ce modèle sont : le calcul automatique des cotes moyennes en FAO, le transfert de cotes, le calcul automatique des dimensions de gabarits de contrôle, l'assistance à la génération de gammes de fabrication ou de gammes de contrôle.

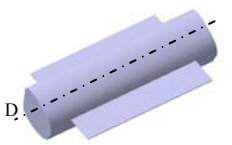
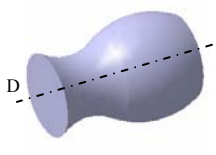
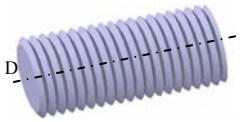
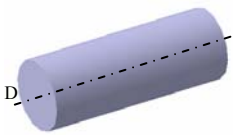
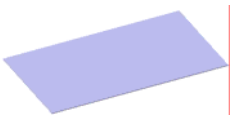
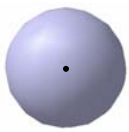
Définitions

- Un SATT est une paire de surfaces ou une paire de SATT ou une paire composée d'une surface et d'un SATT appartenant au même solide et associés pour des raisons fonctionnelles.

- L'EGRM d'une des 7 classes de surfaces est l'ensemble minimum de points, droites, plans nécessaires et suffisants pour définir le sous-groupe laissant globalement invariante la classe considérée.

Chaque SATT appartenant à une des 7 classes de surfaces invariantes listées dans le tableau 1.1. Une classe est définie par son degré d'invariance et les déplacements en rotation et translation correspondant.

Tableau 1.1. Les 7 classes de surfaces.

Classe de surfaces	Degré d'invariance	Sous-groupe laissant la surface invariante	EGRM
 Complexe	0	Déplacement identité	Plan, Droite, Point
 Prismatique	1	Translation unidirectionnelle	Plan parallèle à D, Droite parallèle à D
 Révolution	1	Rotation autour d'une droite	Droite D, Point appartenant à D
 Hélicoïdale	1	Mouvement hélicoïdal	Droite (axe de la vis)
 Cylindrique	2	Rotation et translation autour d'un même axe	Droite (axe du cylindre)
 Plane	3	Mouvement plan	Plan parallèle
 Sphérique	3	Mouvement sphérique	Point (Centre de la sphère)

● Une approche cinématique de la définition des spécifications géométriques est fournie par [Rivest et al, 1994]. Elle permet leurs définitions en prenant en compte les systèmes de référence « *datum* », les zones de tolérance et les modificateurs. Cette approche est basée sur la définition des zones de tolérance du standard ANSI (American National standards Institute).

Selon ce dernier, la définition analytique d'une zone de tolérance est classifiée par deux catégories: cylindrique et plane. La position et l'orientation d'une zone de tolérance sont caractérisées par des éléments symétrie : l'axe du cylindre caractérise la zone de tolérance cylindrique. Par contre, le plan médian caractérise la position et l'orientation d'une zone de tolérance plane.

La description de la zone de tolérance est effectuée au sein d'une structure cinématique à 14 paramètres correspondant à 14 degrés de liberté. La figure 1.10 montre la structure cinématique avec ses différents paramètres.

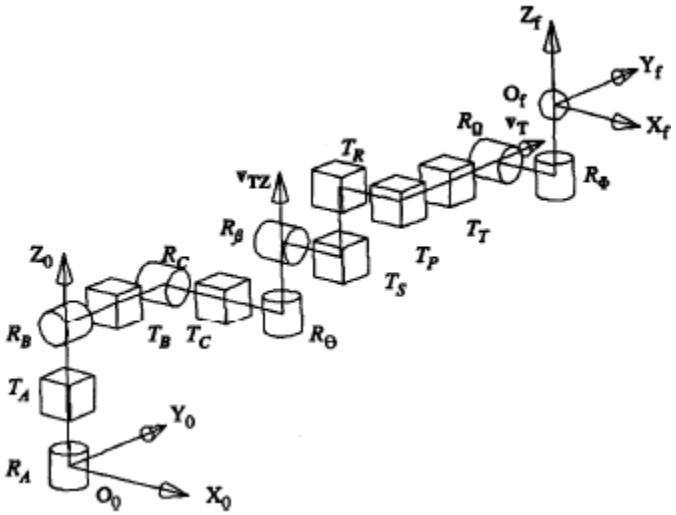


Figure 1.10. Structure cinématique proposée par Rivest [Rivest et al, 1994]

Les différents éléments permettant de définir la zone de tolérance sont « *encapsulés* » dans cette structure de données (structure cinématique). Cette dernière permet donc la définition des spécifications géométriques sur une pièce donnée. Les paramètres de rotation sont identifiés par un R et les paramètres de translation par un T. Le référentiel de départ (O_0,X_0,Y_0,Z_0) est fixé sur l'élément de référence «*datum*» de l'élément tolérancé. Le référentiel final (O_f,X_f,Y_f,Z_f) est imposé sur la surface tolérancée. L'espace limité par la zone de tolérance est accessible par le point O_f. Dans la structure cinématique, le vecteur V_{TZ} représente le vecteur de position et l'orientation de la zone de tolérance. Ce vecteur

généralement est normal à l'axe du cylindre pour la zone de tolérance cylindrique. Tandis que, il est normal au plan médian d'une zone de tolérance plane. D'où, VT est perpendiculaire à VTZ dans le premier cas et parallèle à VTZ dans le second cas. La dimension (taille) de la zone de tolérance est mesurée suivant le vecteur VT. Pour une zone de tolérance cylindrique, la direction de mesure de l'intervalle de tolérance est perpendiculaire au vecteur de situation VT ce qui est obtenu en fixant Rθ et Rβ (Rθ varie [0, 2π] tandis que Rβ prend la valeur 0). Pour une zone de tolérance plane, la direction de mesure de l'intervalle de tolérance est parallèle au vecteur de situation VT, ce qui est obtenu en fixant Rθ et Rβ à zéro et π/2 respectivement. Les paramètres de la structure se trouvent dans le tableau 1.2.

Tableau 1.2. Paramètres de la structure proposée par Rivest

Elément de la structure cinématique	**Paramètre de la structure**
La position du vecteur de situation V_{TZ}	T_A, T_B, T_C
L'orientation du vecteur de situation V_{TZ}	R_A, R_B, R_C
L'orientation du vecteur V_T	R_θ, R_β
La prise en compte des modificateurs (exemple d'une partie à exclure de la surface tolérancée)	T_p
Paramètre en fonction de la géométrie de la zone de tolérance	T_S et T_R
La zone de tolérance mesurée dans la direction du vecteur V_T	T_T
L'orientation du repère final par rapport au vecteur V_T	R_Ω et R_φ

● P. Le Pivert [LE PIVERT,1998] décrit le processus de fabrication en utilisant le concept de SATT, ainsi qu'un modèle de résolution, « le tenseur de résolution ». Celui-ci sert à simuler des opérations d'usinage et à faire du contrôle virtuel. Le comportement géométrique des procédés suppose un contrôle statistique assurant la détermination des variances en cours de fabrication. Cette technique permet de comparer les résultats de la fabrication virtuelle et les exigences fonctionnelles du design. La recherche de l'erreur dans des points isolés des surfaces autorise le traitement des zones de tolérances symétriques quelconques. Dans le cas des zones non symétriques, on applique un calcul de symétrisation. L'emploi d'un modèle de données, identique pour la conception et la fabrication, et la rapidité des algorithmes favorisent une intégration de la maquette dans une démarche d'ingénierie simultanée.

● [Ballu et al, 2001], [Dantan et al, 2001] et [Mathieu et al, 2003] ont développé un langage de spécification appelé Geospelling. C'est un langage univoque, unifié pour la macro et la microgéométrie des pièces isolées et des assemblages reprenant les concepts de tolérancement par dimension et par zone de tolérance.

La première étape est d'imaginer les pièces avec les défauts potentiels pour l'activité de spécification en conception et de considérer un modèle des pièces avec défauts. Ce modèle qui représente l'interface de la pièce avec son modèle est appelé « skin » modèle (figure 1.11).

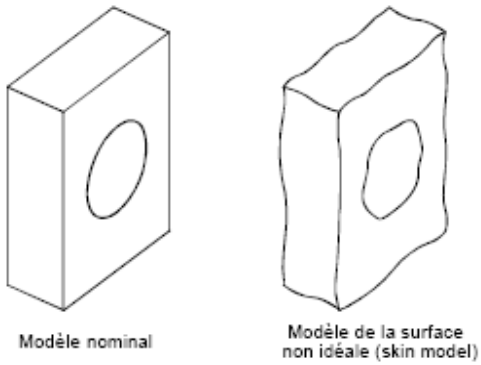


Figure 1.11. Modèle nominal et « skin » modèle.

La deuxième étape est d'établir un processus de déclaration des éléments géométriques pour décrire la dimension faisant l'objet du tolérancement ou de la métrologie. D'où la définition d'une spécification géométrique : « une spécification est une condition sur une dimension définie par une caractéristique » [Ballu et al, 2001] Cette caractéristique s'exprime sur un élément géométrique ou entre des éléments géométriques identifiés par des opérations à partir de « skin » modèle.

Dans Geospelling les éléments sont identifiés par six opérations nommées : partition, extraction, filtrage, collection, association et construction (figure 1.12). Ces opérations sont la base des processus de description de la géométrie des produits sans ou avec défauts géométriques.

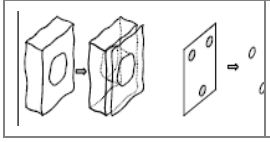
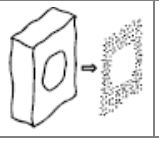
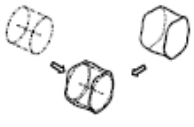
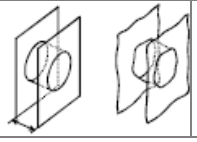
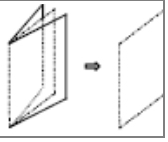
Les six opérations					
Partition	Extraction	Filtrage	Collection	Association	Construction
					

Figure 1.12. Six opérations pour l'identification des éléments géométriques

● [Tichadou , 2005] propose aussi une représentation sous forme de graphe du processus de fabrication (figure 1.13). On retrouve dans ce graphe les phases successives et pour chaque phase les surfaces de mise en position et leur hiérarchie et les surfaces usinées.

Ils proposent ensuite 2 méthodes d'analyse. La première utilise un modèle torseur des petits déplacements. La deuxième se base sur l'utilisation d'un outil de CFAO dans lequel ils modélisent un processus de fabrication avec défaut. Ils mesurent ensuite virtuellement la pièce réalisée et vérifient ainsi sa conformité.

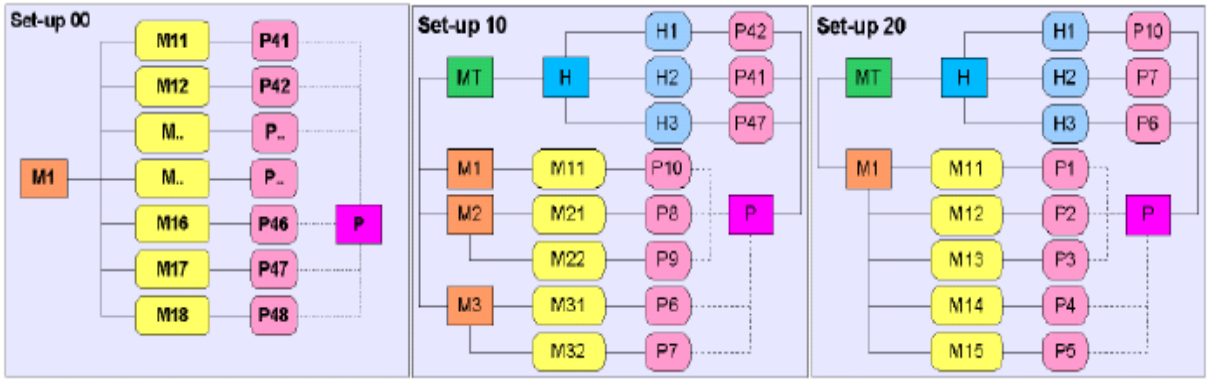


Figure 1.13. Représentation graphique du processus de fabrication [Tichadou,2005]

La figure 1.14 représente les éléments du graphe de la figure 1.13.

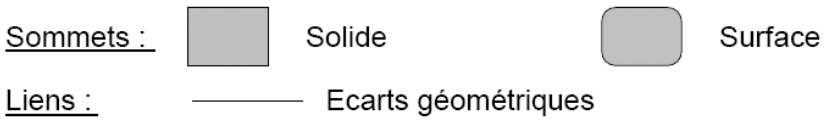


Figure 1.14. Légende et définitions des éléments du graphe

L'approche formelle de la simulation d'usinage utilisant les torseurs de petit déplacement proposée par Tichadou, génère un grand nombre de données et d'équations à traiter. La mise en place du problème et sa résolution manuelle deviennent rapidement longues et fastidieuses.

Pour que ce type de simulation soit efficace, il a mis en place une méthode de travail assistée par ordinateur qui exprime les conditions géométriques d'usinage en générant automatiquement les équations des torseurs défaut de la pièce.

La méthode est structurée en quatre étapes :

- Générer tous les torseurs des graphes de la gamme.
- Créer les chaînes de torseurs relatives aux conditions géométriques d'usinage.
- Calculer par l'unification les composantes indéterminées des torseurs connexion de mises en position.
- Editer les équations des composantes des torseurs défaut à étudier.

Les deux premiers points s'effectuent avec un modeleur volumique de CAO sur lequel un API était développé afin de créer et transmettre des données exploitables par un logiciel de traitement mathématique formel qui traite les deux derniers points.

La Figure 1.15 résume la méthode de traitement et de génération des données.

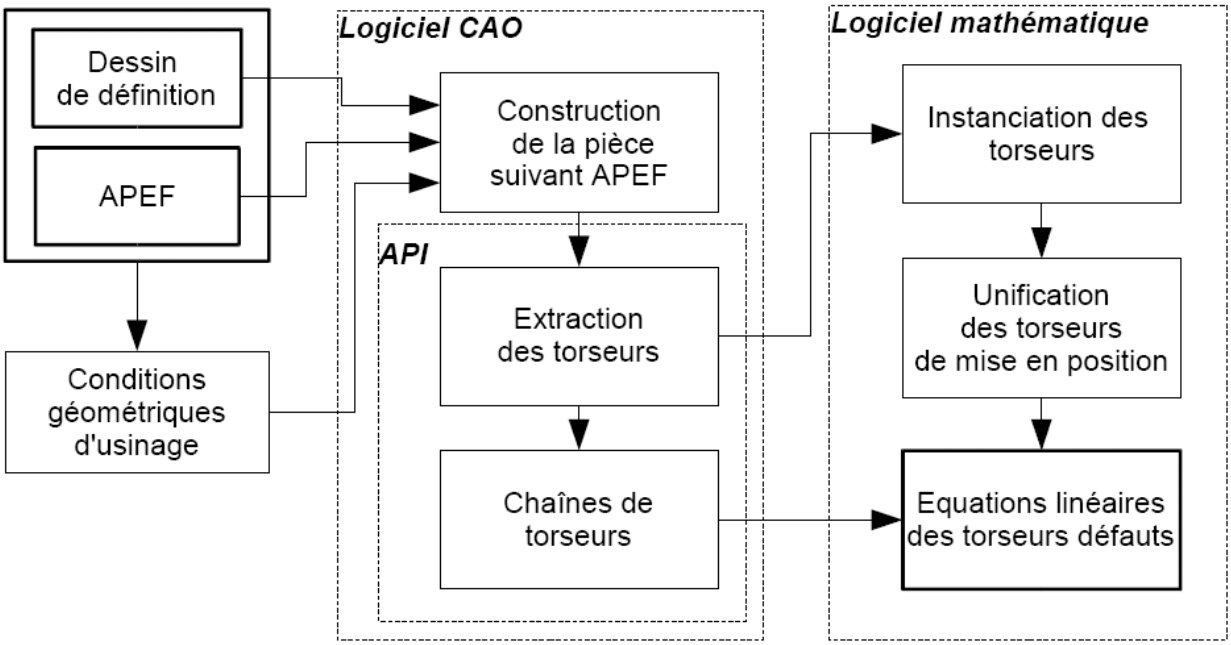


Figure 1.15. Méthode de génération et de traitement des données [Tichadou, 2005]

Définition des différents types de torseur de petit déplacement :

Le torseur écart et le torseur défaut sont propres à un solide et ses surfaces. Le torseur jeu et le torseur global, sont relatifs aux positions des solides avec leur environnement.

Voici les quatre types de torseurs de petit déplacement comme les a défini Tichadou [Tichadou, 2005] :

▪ Le torseur écart représente le déplacement entre une surface théorique nominale et la position de la surface réelle représentée par sa surface associée. Ce type de torseur ne dépend que de la topologie de la surface. Pour les cylindres, sphères, cônes et tores, un torseur écart intrinsèque est associé au torseur écart qui permet de prendre en compte les variations dimensionnelles.

▪ Le torseur défaut représente les défauts de position entre deux surfaces d'une même pièce. Le torseur défaut exprime une condition fonctionnelle ou une condition de fabrication à respecter lors de l'étude d'avant projet d'études de fabrication.

▪ Le torseur jeu (appelé aussi torseur connexion) représente les écarts de position entre deux surfaces de deux solides. Il caractérise les erreurs au niveau d'une liaison élémentaire entre les deux surfaces. La liaison qui génère les principales sources de défauts de fabrication est la liaison entre la pièce et le porte-pièce. Elle caractérise les écarts de mise en position. Les autres liaisons entre la machine et l'outil d'une part, la machine et le porte-pièce d'autre part sont par fonction de meilleure qualité.

▪ Le torseur global représente les défauts de position d'un solide par rapport à sa position nominale. Le torseur global résulte des torseurs défaut et des torseurs écart des surfaces du solide et des torseurs jeu du solide avec d'autres solides.

Le torseur global permet d'identifier les écarts occasionnés par les liaisons de toutes les surfaces d'une pièce avec son environnement, comme par exemple la liaison entre la pièce et le porte-pièce.

La figure 1.16 illustre la position des différents torseurs de petits déplacements qui entrent en jeu dans la modélisation d'une liaison.

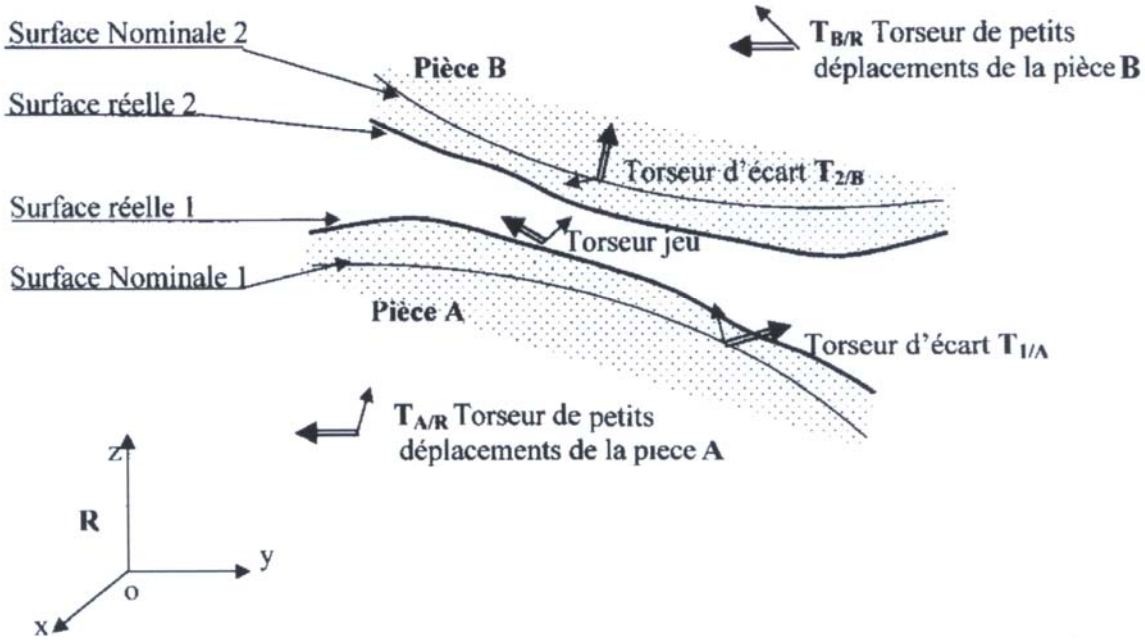


Figure 1.16. Les torseurs de petits déplacements

● [Villeneuve et al, 2000] ont fait une analyse d'une phase d'usinage pour quantifier les erreurs dues à la mise en position et aux opérations d'usinage. Ils tentent de valider un modèle de spécifications de fabrication 3D s'appuyant sur les travaux de P. Bourdet et E. Ballot [Ballot 1995] concernant le calcul des chaînes de cotes tridimensionnelles. Le formalisme proposé s'adresse à la cotation de fabrication et les défauts de surfaces ont été modélisés à l'aide des torseurs de petits déplacements. Un procédé expérimental a été mis en place pour identifier les paramètres et valider leurs hypothèses.

● Suite aux travaux de [Villeneuve et al, 2005] , F. Vignat [Vignat, 2005] a développé une méthode basée sur la détermination et l'analyse des déviations des surfaces d'une pièce par rapport à leurs positions nominales (pièce nominale) en utilisant les torseurs de petit déplacement. Cette méthode et développée en deux parties :

- la première étape détermine l'effet du processus de fabrication en termes de déviations des surfaces de la pièce. À la fin de cette étape, un modèle de la pièce fabriquée avec défauts de déviations des surfaces est produit, le MMP (Model of Manufactured Part),

- la seconde étape consiste en l'analyse, en utilisant le MMP, des conséquences du processus sur le respect des spécifications fonctionnelles,

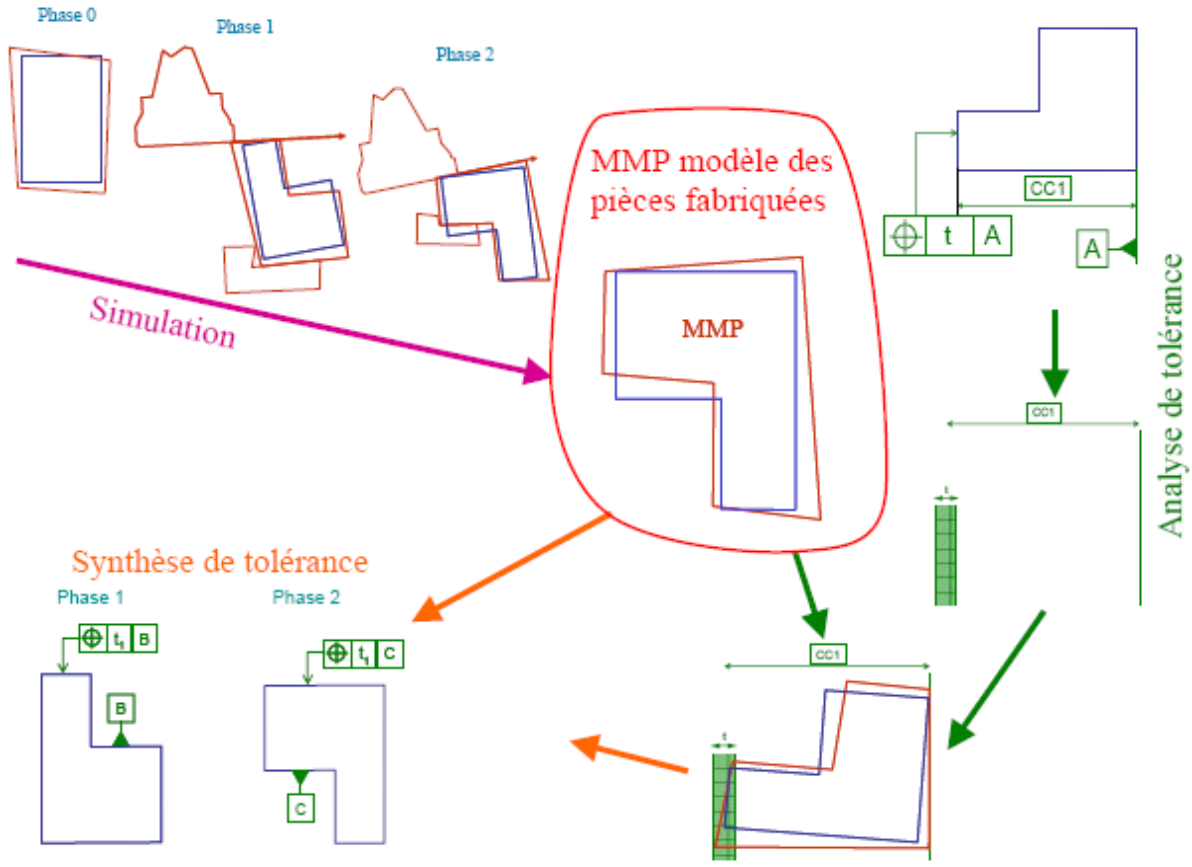


Figure 1.17. vue générale de la méthode exposée par [Vignat, 2005]

Les déviations des surfaces du MMP sont exprimées par rapport à leur position nominale dans la pièce (pièce nominale) (Figure 1.17). Ces déviations sont exprimées par un torseur des petits déplacements et les variations des caractéristiques intrinsèques des surfaces. Le domaine de la variation des paramètres caractérisant ces déviations représente les capabilités 3D des machines-outils, des outils de coupe et des montages d'usinage utilisés pendant le processus d'usinage.

● D. Gaunet [Gaunet, 1994] utilise une approche vectorielle. Elle repose sur les travaux de A.Clément [Clément, 1991] concernant les SATT, associées aux torseurs de petits déplacements (TPD) comme outils de calcul des petits déplacements. Les TPD servent au calcul de l'écart entre la surface nominale et la surface de substitution, ainsi qu'à la modélisation des spécifications et des zones de tolérance. Ce modèle introduit également un échantillonnage ponctuel des surfaces nominales.

● La modélisation cinématique des défauts de fabrication proposée par Bénéat [Bénéat 2001] permet de simuler la fabrication d'une pièce. La modélisation est basée sur une représentation des défauts de fabrication par des matrices Jacobiennes. Un graphe de représentation de la gamme est le support des différents défauts de fabrication intégrés dans la modélisation. Cette approche donne des résultats d'analyse des tolérances fabriquées, mais elle permet de faire une étude de sensibilité des tolérances fonctionnelles par rapport aux sources de défauts de production.

Bénéat propose une représentation graphique de la gamme d'usinage appelée « process plan graph » (Figure 1.18).

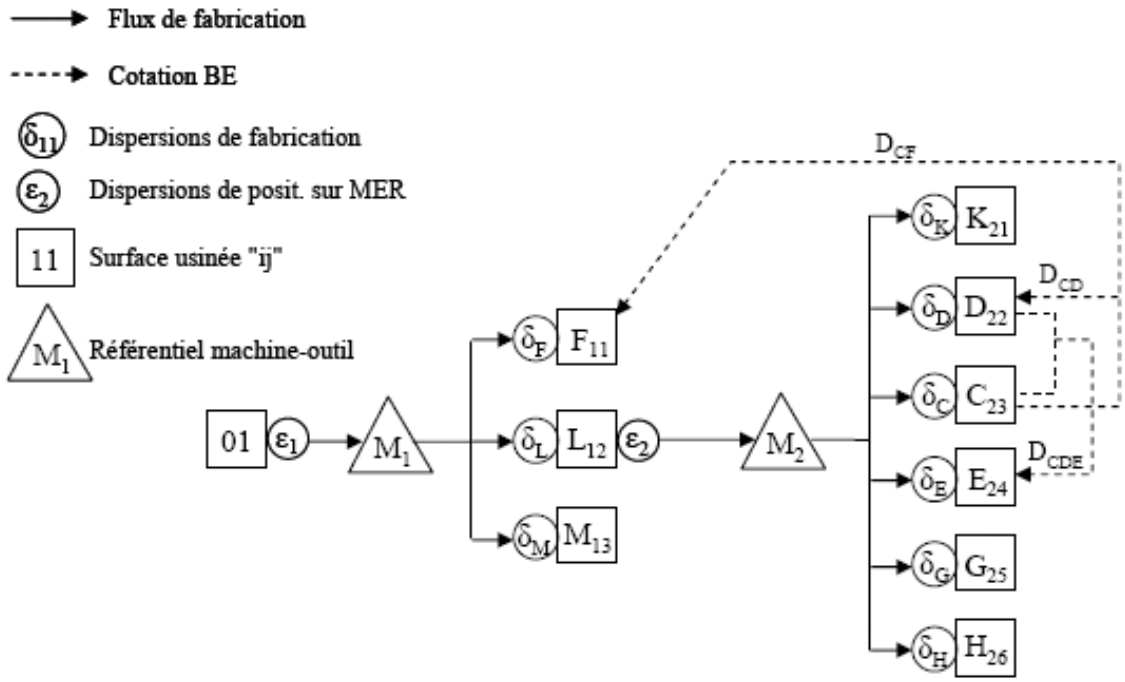


Figure 1.18. Représentation graphique du processus de fabrication [Bénéat 2001]

Ce graphe, illustré sur un exemple 1D, mais également utilisé en 3D, synthétise la gamme de fabrication en reliant les surfaces des pièces, les machines utilisées, les défauts de fabrication (classés par type), et les conditions à respecter. Cette représentation synthétique fait apparaître globalement des dispersions sans faire apparaître tous les éléments (porte-pièce, outil, …). Ce graphe est ensuite utilisé avec la modélisation de défauts géométriques par des matrices Jacobiennes.

● [Bhide et al, 2003][Bhide et al, 2005] représentent les zones de tolérances par des polytopes dans un espace de dimension 6. Ces polytopes représentent la variation tolérée des composantes du torseur des petits déplacements décrivant les écarts de position et d'orientation d'une surface par rapport à une autre ou par rapport à un repère construit sur un ensemble de surfaces. Pour construire leurs domaines appelés TMap ® (Figure 1.19), ils passent par des changements de variables appropriés. Ils ont défini, avec précision, les domaines écart qui correspondent aux zones de tolérances de localisation des surfaces de type disque et rectangle, ainsi que pour la position d'un biplan par rapport à un autre avec double maximum de matière.

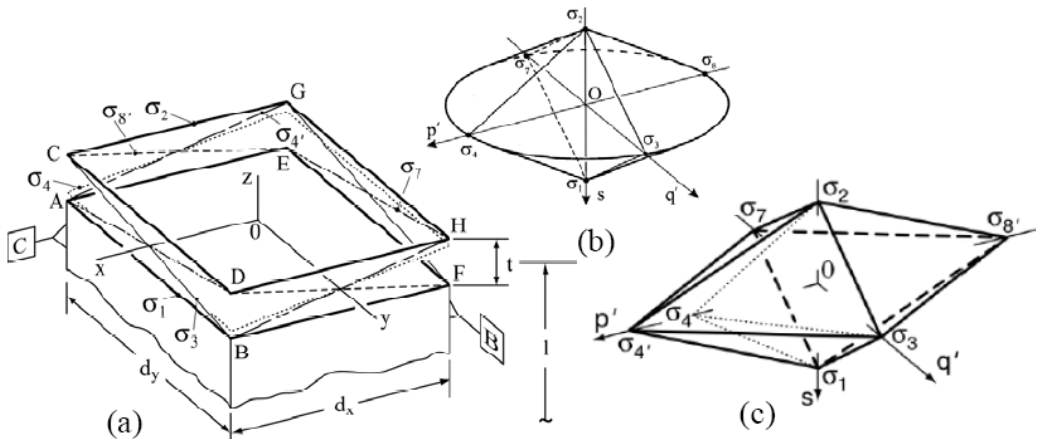


Figure 1.19. Exemples de T-Map® pour une tolérance de localisation en bout d'une barre cylindrique (b) et rectangulaire (a) et (c)

● [Jian et al, 2005] définissent l'utilisation d'une T-Map® pour l'analyse de tolérance. Ils ajoutent les T-Map® de toutes les tolérances concernées par somme de Minkowsky (figure1.20). Ils vérifient ensuite que la T-Map® résultat est incluse dans la T-Map® fonctionnelle ce qui garantit le respect de la condition fonctionnelle.

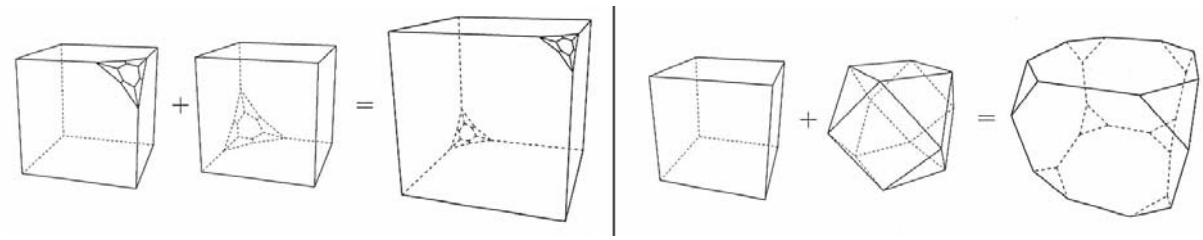


Figure 1.20. Somme de Minkowsky [Fukuda, 2004]

● Toujours en utilisant un modèle de description des défauts par petits déplacements par rapport à un nominal, [Giordano et al, 2001] et [Petit et al, 2003], [Petit, 2004] proposent une résolution utilisant les compositions de domaines. Ils définissent les domaines écart qui correspondent aux défauts des surfaces et les domaines jeu qui correspondent aux liaisons entre surfaces. Ensuite, plusieurs opérations sont décrites, entre les domaines correspondant aux diverses combinaisons de liaisons en parallèles ou en série et aux deux cas de résolution. L'alternative prévoit, qu'il doit exister soit une configuration pour laquelle la condition fonctionnelle est respectée, soit qu'elle doit l'être dans toutes les configurations possibles. La comparaison des domaines écart et jeu permet ensuite de vérifier le respect de la tolérance fonctionnelle. Par exemple, si nous avons une condition fonctionnelle qui garantisse la montabilité d'un mécanisme, le domaine somme des domaines écart doit être inclus dans le domaine somme des domaines jeu.

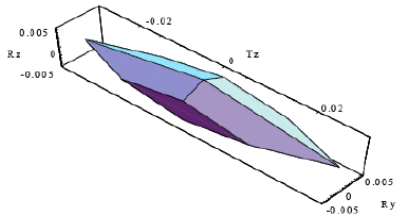


Figure 1.21. Représentation d'un polytope de degré 3

Ils traduisent les déplacements maximums autorisés par la zone de tolérance par un système d'inéquations. Le système d'inéquations ci-dessous présente la formulation mathématique du domaine écart d'une surface plane de forme rectangulaire de dimension a×b.

$$\begin{cases} -\frac{t}{2}+Tx+\frac{a}{2}Rz+\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}-Tx-\frac{a}{2}Rz-\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}+Tx-\frac{a}{2}Rz+\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}-Tx+\frac{a}{2}Rz-\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}+Tx-\frac{a}{2}Rz-\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}-Tx+\frac{a}{2}Rz+\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}+Tx+\frac{a}{2}Rz-\frac{b}{2}Ry \le 0 \\ -\frac{t}{2}-Tx-\frac{a}{2}Rz+\frac{b}{2}Ry \le 0 \end{cases}$$

● [Zhou et al, 2003] utilisent un modèle vectoriel de description des défauts par rapport à un modèle nominal et les regroupe dans un vecteur d'état qu'il nomme x(k). Ils écrivent ensuite que chaque étape de la fabrication génère des défauts qu'il classe en trois catégories :

• défauts de mise en position qui correspondent aux défauts de mise en position d'une pièce parfaite dans un montage imparfait,

• défauts d'usinages qui correspondent aux défauts des surfaces usinées par rapport à la machine,

• défauts de références qui correspondent aux défauts de mise en position d'une pièce imparfaite dans un montage parfait.

Il utilise ensuite des opérateurs matriciels pour combiner les défauts et déterminer le vecteur d'état en fin de phase x(k+1), en suivant les étapes décrites par la figure 1.22.

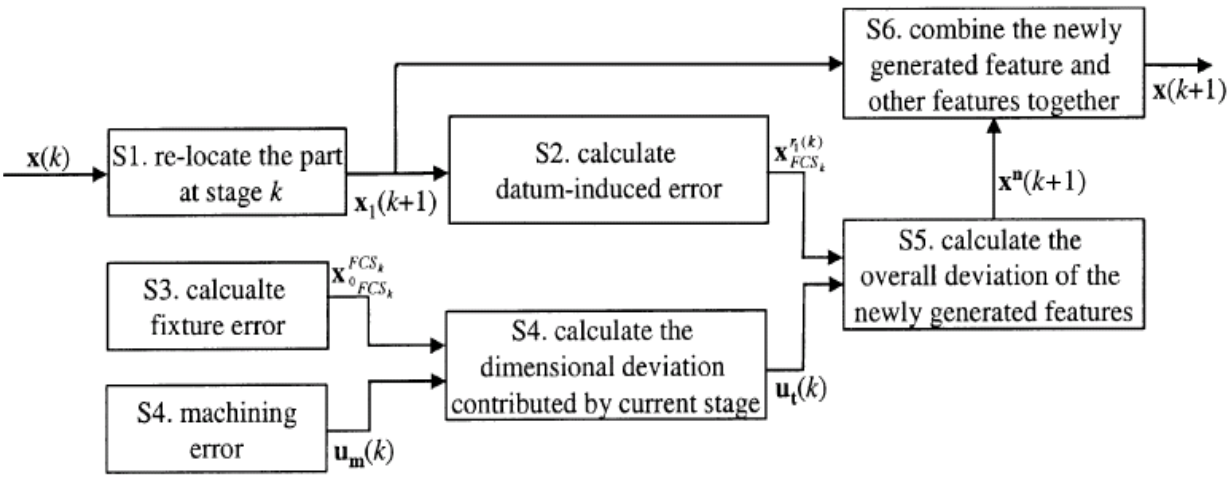


Figure 1.22. Les étapes de dérivation du modèle de propagation des défauts [Zhou et al, 2003]

● [Anselmetti, 2003a] et [Mejbri, 2004] proposent une méthode de transfert nommée CLIC (Cotation en Localisation avec Influence de Contacts). Cette méthode est fondée sur les concepts de la norme ISO. Elle permet la détermination des spécifications et des valeurs de tolérance (synthèse de tolérance) sur chacune des pièces afin de garantir la montabilité et le respect des exigences fonctionnelles. Le mécanisme étudié est représenté sous forme de tableaux de mise en position ceci en fonction de la gamme d'assemblage. Un ensemble de règles permet de déduire le tolérancement ISO à partir de ces tableaux.

La méthode de cotation CLIC comporte quatre grandes étapes :

- Synthèse des exigences : génération des exigences fonctionnelles en langage ISO pour assurer le bon fonctionnement du mécanisme,

- Synthèse des spécifications : génération des spécifications fonctionnelles en langage ISO à porter sur les dessins de définition pour respecter une exigence donnée,

- Analyse des tolérances calcul de la résultante des influences des défauts des pièces sur l'exigence étudiée. Les paramètres sont les tolérances et les dimensions nominales des modèles,

- Synthèse des tolérances : optimisation des dimensions des modèles minimaux et des tolérances des spécifications des pièces afin de respecter toutes les exigences du produit à moindre coût.

Cette méthode peut être mise en œuvre « à la main » ou de manière informatique. Elle incite à définir uniquement des spécifications qui sont nécessaires pour garantir le respect des exigences fonctionnelles importantes et à spécifier les autres surfaces par le tolérancement générale des pièces. Ainsi chaque spécification d'un dessin peut être justifiée par son influence sur une ou plusieurs exigences fonctionnelles.

Le processus de cotation fonctionnelle de la méthode CLIC est décrit par l'organigramme de la figure 1.23.

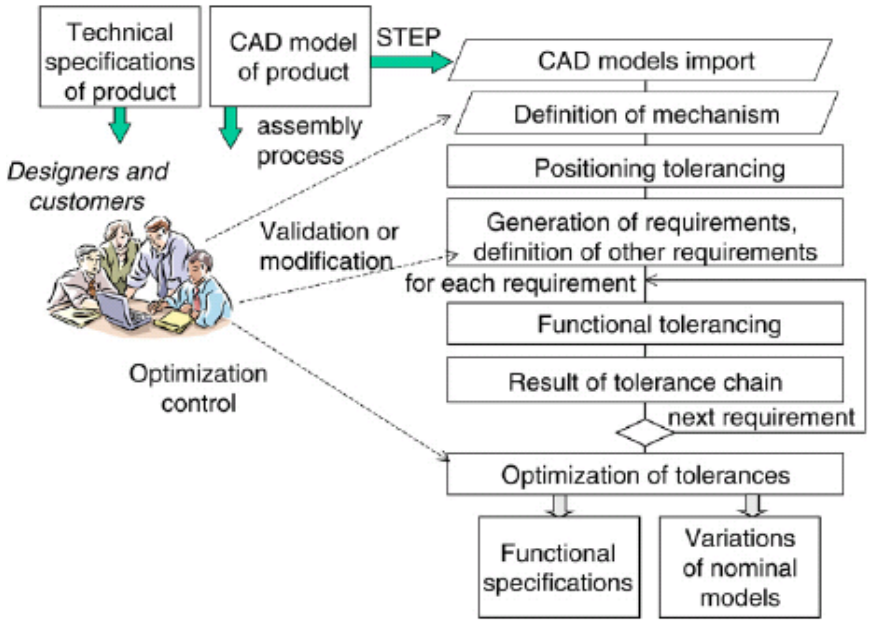


Figure 1.23. Déroulement de la méthode CLIC [Anselmetti, 2006]

● Par la suite, [Anselmetti, 2005] propose une méthode de transfert de synthèse de tolérance de fabrication nommée TZT (Transfert de Zone de Tolérance) (voir figure 1.24). Cette méthode utilise les tableaux de mise en position, un tableau de chaînes de cotes 3D et 6 règles pour effectuer la synthèse qualitative de tolérance de fabrication.

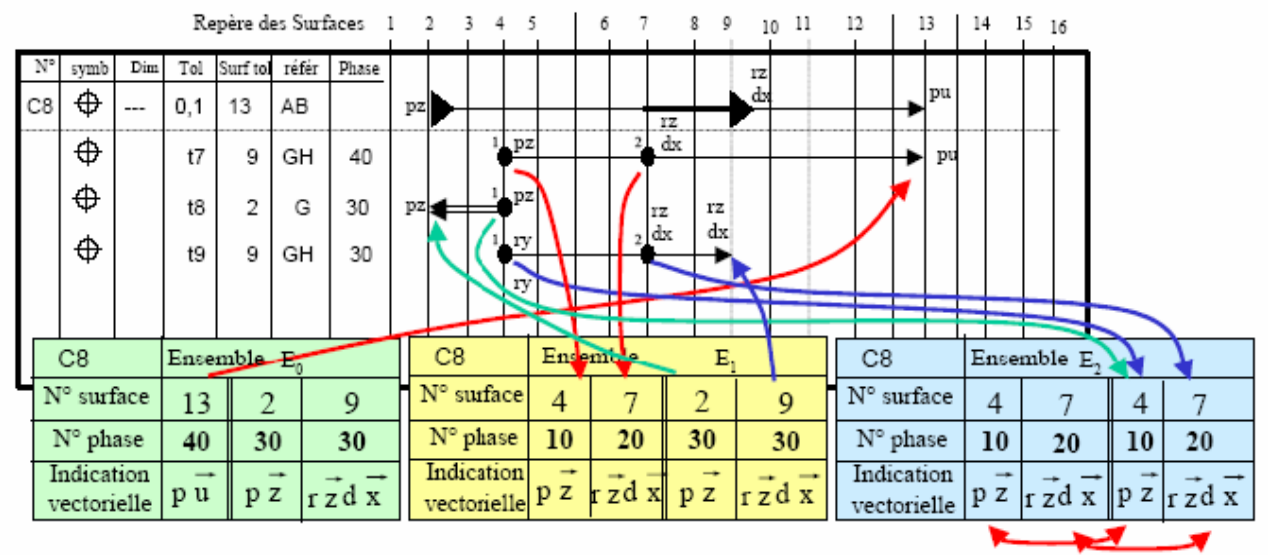


Figure 1.24. Transfert de cotes en fabrication, méthode TZT [Anselmetti, 2005]

Les 6 règles de génération des spécifications de fabrication sont les suivantes:

- la traduction de la condition fonctionnelle étudiée dans un tableau de transfert,

- la détection des spécifications directes,

- le transfert par le système de références construit sur les surfaces de mise en position dans la phase,

- la réduction du tableau,

- la génération des spécifications entre surfaces usinées dans une même phase,

- et la cotation correspondant à la convergence dans une phase.

● L'objectif des travaux de [Jaballi, 2009] est la définition d'une méthode optimisant, de manière rationnelle, les exigences géométriques des surfaces créées. Il a définit les spécifications géométriques, au sens de l'ISO 1101, mais la valeur de ces tolérances n'était pas abordée dans son travail

Un modèle de représentation appelé SPIDER GRAPH [Bellacicco et al, 2005] a été développé. Ce modèle essentiellement pédagogique permet de visualiser le déroulement de

l'algorithme développé. Il met en valeur la succession de liens entre les différentes surfaces intervenant pour réaliser une spécification exigée.

La figure 1.25 représente une visualisation des boucles de tolérancement par la méthode rationnelle de tolérancement de fabrication 3D.

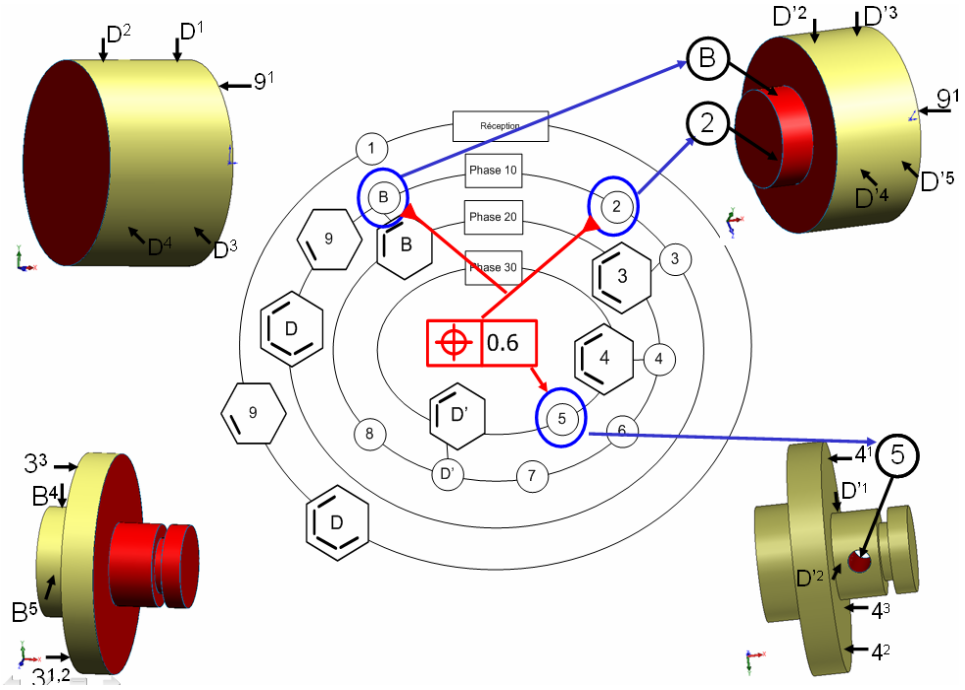


Figure 1.25. Visualisation des boucles de tolérancement par la méthode rationnelle de tolérancement de fabrication 3D [Jaballi, 2009]

Deux méthodes utilisant le concept SATT pour la mise en position des ensembles de surfaces de tolérancement de fabrication 3D sont décrites :

« Recherche des chemins du process contraignant les degrés de liberté de la spécification fonctionnelle ». Dans cette méthode, toutes les combinaisons possibles entre des entités simples et leurs correspondances en termes de type de tolérance ont été identifiées, en se référant aux résultats développés par [Desrochers, 1991]. Une validation par un exemple a été établie et un ensemble de spécifications géométriques de fabrication a été généré.

« Méthode rationnelle de tolérancement de fabrication 3D » Cette méthode est représentée par un logigramme qui prend en compte la hiérarchie des surfaces lors des posages. Il prend également en compte les inversions de spécifications entre la référence et la surface spécifiée. Lors de la création de surfaces temporaires qu'elles soient de posage ou d'usinage, la méthode permet de spécifier ces surfaces dans les opérations considérées.

Lors du développement de cette méthode originale, [Jaballi, 2009] a reprit la totalité des fiches de cotations SATT, développées par [Clément et al, 1994] et aussi les modélisations vectorielles de ces cas d'association décrites par [Gaunet, 1994]. A l'aide des lois d'identification des paramètres de mise en position relative entre SATT, il a pu générer, à la fin du traitement, l'ensemble des spécifications géométriques capables de mener au respect de la spécification géométrique fonctionnelle.

Cette méthode assure la traçabilité des liens successifs entre les surfaces actives lors des différentes opérations. Ces liens que l'on peut représenter sur le SPIDER GRAPH permettent de déterminer algébriquement ou de façon probabiliste la conséquence de ces différents transferts de pièces entre les postes d'usinage.

● L'équipe de L. Laperrière [Laperrière et all, 2002], [Ghie et all, 2002] et [Desrochers et al, 2003] propose une approche du tolérancement basée sur des concepts utilisés en robotique: les matrices jacobiennes. Il s'agit d'une adaptation de la théorie des torseurs des petits déplacements. Les composantes de torseurs ne sont pas, comme dans la majorité des cas, des écarts par rapport au nominal mais des intervalles de tolérances de ces écarts. Cette méthode permet d'analyser les mécanismes et elle est compatible avec les systèmes actuels de CAO. Pour la synthèse de tolérances, il suffit de traiter le problème en sens inverse, ce qui revient à inverser le jacobien.

● Le tolérancement inertiel [Pillet 2001], [Pillet 2004] et [Pillet 2005], propose une alternative au tolérancement traditionnel qui exprime la conformité sous la forme d'une zone d'acceptation [Min Max].

Il est fondé sur la fonction perte de Taguchi [Taguchi 1987] qui exprime la perte financière liée à un écart entre la cible recherchée et la valeur mesurée par la relation :

$$L = k(X_i - Cible_X)^2$$

Avec :

• k une constante qui dépend du cas considéré

• X_i : Valeur mesurée

• $Cible_X$: Valeur cible recherchée

Le tolérancement inertiel consiste à remplacer les traditionnelles tolérances $X \pm \Delta_x$ par une tolérance X(I) dans laquelle le terme I représente l'inertie maximale acceptable pour le lot.

En cas de tolérancement inertiel, les normes actuelles ne sont plus applicables. Le problème se pose alors de l'acceptation d'un lot à partir d'un contrôle par échantillon. Les spécifications dans ce cas sont une cible et une inertie maximale I_M. Il faut garantir que dans tout les cas (avec le risque fournisseur α et le risque client β) l'inertie du lot est inférieure à I_M.

5. Conclusion

Ce travail est consacré à l'étude des caractéristiques géométriques et dimensionnelles des pièces et plus particulièrement des pièces en cours de fabrication. Quel que soit le moyen de production, celui-ci ne produit jamais deux pièces identiques. Les caractéristiques de chaque pièce fluctuent. Pour assurer le respect des conditions fonctionnelles d'un ensemble mécanique, il va falloir définir les limites admissibles sur les caractéristiques de chaque pièce. Les tolérances dimensionnelles et géométriques définissent ces limites.

Dans ce chapitre nous avons présenté un état de l'art des travaux de recherche décrivant les activités et les méthodes mobilisées en cotation de fabrication et en simulation géométrique d'usinage.

L'ensemble des travaux présenté dans ce chapitre montre la nécessité du tolérancement durant tout le cycle de vie du produit. En effet, ce n'est pas évident de classer les modèles développés puisque certains s'appuient en partie sur les mêmes concepts mais diffèrent sur d'autres, en plus la majorité des travaux ne s'intéresse qu'à une seule étape du cycle de vie du produit (conception, fabrication ou contrôle). Le point commun de tous ces travaux est qu'ils essaient d'améliorer le système actuel de normalisation et de fournir un outil fiable d'aide au tolérancement.

Le problème, c'est qu'en pratique on a besoin d'un outil qui est assez simple pour qu'un technicien dans l'industrie puisse l'utiliser, ce qui n'est pas toujours le cas des méthodes présentées précédemment.

Dans ce but nous avons développé une méthode de chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles et on a essayé d'automatiser plusieurs étapes de cette méthode afin de présenter un outil simple utilisable dans l'industrie. Cette méthode permet de valider la

gamme de fabrication d'une pièce par la vérification du respect des spécifications fonctionnelles en tenant compte des précisions des procédés

Le chapitre suivant détaille la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles que nous avons développé et qui représente la grande partie de ma thèse, cette méthode permet de déterminer les tolérances fabriquées et de vérifier leurs correspondances avec les tolérances fonctionnelles.

Dans le troisième chapitre La méthode proposée est explicitée sur des exemples. A travers ces exemples, nous souhaitons vérifier les conditions géométriques fonctionnelles d'orientation, en utilisant la méthode développée.

Le quatrième chapitre présente une expérimentation dans l'industrie afin de valider la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles sur des exemples industriels et de l'adapter aux besoins spécifiques de l'entreprise.

Chapitre 2

Développement de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles

Chapitre 2

Développement de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles

1. Introduction

Considérant les procédés réels de fabrication, il faut prendre en compte les dispersions et les incertitudes des procédés représentant des variations de dimension, de position, d'orientation ou de forme par rapport aux valeurs nominales. La cotation de fabrication sert à déterminer les spécifications dimensionnelles et géométriques de la pièce qui permettent de satisfaire : les exigences fonctionnelles du produit, les exigences manufacturières du processus et les exigences économiques de production.

La méthode proposée sert à l'analyse des tolérances angulaires des pièces usinées. La simulation du processus de fabrication tient compte des précisions des procédés. L'objectif de cette méthode consiste à valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des spécifications fonctionnelles imposées.

2. Inventaire des éléments intervenant dans une phase d'usinage

Il est indispensable de prévoir les effets des défauts géométriques des pièces en cours et en fin de fabrication. Les défauts de fabrication sont les cumuls des variations géométriques et dimensionnelles apparues lors des phases d'usinage.

Dans un processus d'industrialisation, au stade de l'étude de l'avant-projet de fabrication, on ne prend en considération que les défauts géométriques, c'est à dire les défauts qui affectent la géométrie et les dimensions des pièces, en particulier les défauts angulaires.

Dans le cas de la production en série, les défauts sont caractérisés par des grandeurs caractéristiques : distances, angles dont il faut vérifier la position par rapport à la nominale.

Les entités constituantes d'une cellule élémentaire de fabrication sont les suivantes :

• La machine-outil,

• Le porte-pièce,

• La pièce à usiner,

• Les outils et les porte-outils,

• Les trajectoires de travail.

3. Sources des écarts de fabrication

Un écart est définit comme étant le domaine entre une situation nominale souhaitée et une situation réelle. Un écart de fabrication engendrera des défauts géométriques et/ou dimensionnels sur la pièce. Les sources d'écarts de fabrication proviennent des éléments intervenant dans la phase d'usinage. Elles ont deux origines : Soit, elles sont liées à des erreurs sur les caractéristiques intrinsèques de chaque entité, soit, elles sont fonction du couplage entre plusieurs entités. En d'autres termes, si les dimensions et la géométrie des entités diffèrent des cotes moyennes ou si les positionnements entre chaque entité sont perturbés, des défauts seront constatés sur la pièce [Tichadou , 2005].

Les écarts d'usinage peuvent être dus à des erreurs relatives :

• à la machine-outil,

• au porte-pièce,

• aux outils,

• à la pièce dans son état intermédiaire,

• aux défauts de positionnement entre :

- la pièce et le porte-pièce [Rong et al, 2001],

- le porte-pièce et la machine [Armillotta et al, 2001],

- la machine et les trajectoires d'usinage.

4. Hypothèses de la méthode

Nous proposons une analyse de tolérances en fabrication basée sur une simulation des procédés de fabrication incluant leurs précisions. Le processus de fabrication fait appel à des technologies et à des procédés d'usinage variés.

Il s'agit d'un phénomène complexe et difficile à modéliser qui impose la considération de plusieurs hypothèses simplificatrices :

- Utilisation des surfaces de substitution qui sont considérées comme géométriquement définies et parfaites.

- L'élément associé étant considéré comme parfait, le défaut de forme des surfaces est négligeable devant les défauts de position et d'orientation.

- Hypothèse du corps rigide pour les outils, les gabarits et les dispositifs de fixation.

- Erreurs dans le domaine microgéométrique, autorisant la linéarisation des petites rotations.

5. Description de la méthode développée

La méthode proposée, initiée par [Pauliac et al., 2007], permettra d'une part l'optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles et d'autre part de valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des tolérances imposées par le bureau d'études en tenant compte des précisions des procédés utilisés.

L'objectif de ce travail est d'analyser deux fonctions paramétrées :

- le défaut angulaire ($\Delta\alpha$) qui représente le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication de la pièce. Les défauts angulaires sont déterminés en fonction de la précision des machines outils et du process.

- la longueur projetée de la surface tolérancée (lg) qui est une caractéristique qui dépend uniquement de la forme de la surface. Elle représente la projection de la surface sur un plan perpendiculaire comme la montre la figure 2.1. Cette longueur est fonction de l'angle que fait le plan de projection avec un plan de référence.

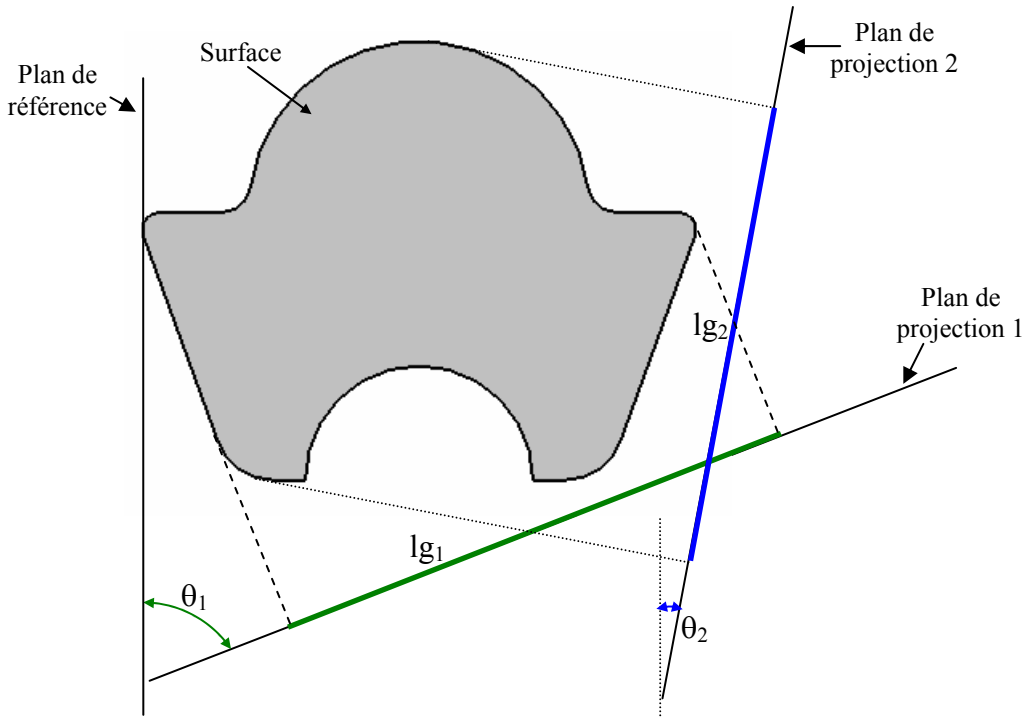


Figure 2.1. Illustration du paramètre longueur projetée

Ensuite, à partir de ces deux fonctions paramétrées on pourra déterminer le défaut fabriqué et le comparer avec la condition fonctionnelle afin de vérifier si la gamme choisie permet en fin du processus de fabrication de donner une pièce conforme.

Chaque phase est définie par une opération de mise en position et une ou plusieurs opérations d'usinage. Ces opérations sont génératrices de défauts qui sont susceptibles de modifier la capacité de la pièce à rendre le service prévu. Les défauts générés sont de divers types (qualité de surface, localisation des surfaces, orientation des surfaces…).Nous allons prendre en compte uniquement les défauts géométriques (position et orientation des surfaces) en faisant l'hypothèse que les défauts de forme de ces surfaces sont négligeables. Nous travaillerons donc sur un modèle de pièce idéale associée à la pièce fabriquée réelle mais comportant uniquement des défauts angulaires.

La chaîne de cote angulaire est analysée de deux manières : en utilisant une méthode 2D puis une méthode spatiale ou 3D, afin de comparer les résultats trouvés par ces deux méthodes.

5.1. Méthode 2D

La méthode 2D est une méthode basée sur les méthodes utilisées dans l'industrie. Elle consiste, dans une première étape, à déterminer le défaut angulaire Δα généré par le processus de fabrication de la pièce. Pour ce faire deux chaînes de cotes unidirectionnelles, dans deux plans de projections choisis en fonction de la surface tolérancée, permettent de déterminer le défaut angulaire qui résulte de la combinaison des deux défauts trouvés dans chaque plan de projection. Une deuxième étape consiste à déterminer le défaut fabriqué qui dépend de Δα et d'une caractéristique intrinsèque de la surface tolérancée qui est la longueur de la surface, projetée dans le plan contenant le défaut angulaire maximum.

5.1.1. Le défaut angulaire

Selon les normes, les tolérances d'orientation (perpendicularité, parallélisme et inclinaison) sont exprimées en millimètres. La norme NF EN ISO 1101 définit la tolérance d'inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence comme suit :

La surface extraite (effective) doit être comprise entre deux plans parallèles distants de 0,08mm et inclinés d'un angle théorique exact de 40° par rapport au plan de référence A (figure 2.2).

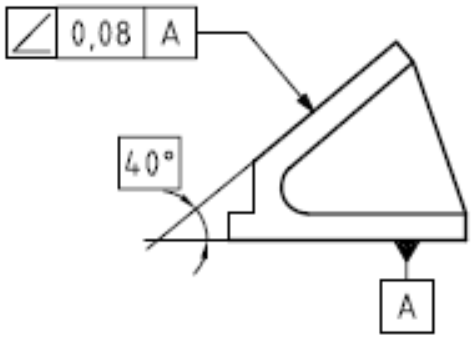


Figure 2.2. Tolérance d'inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence [NF EN ISO 1101]

La définition de la zone de tolérance d'une spécification d'inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence est la suivante :

La zone de tolérance est limitée par deux plans parallèles distants de *t* et inclinés de l'angle spécifié par rapport à la référence spécifiée [NF EN ISO 1101]. (figure 2.3).

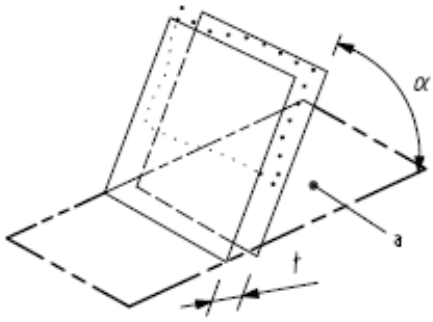


Figure 2.3. Zone de tolérance d'une spécification d'inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence [NF EN ISO 1101]

Pour autant, si l'on fait abstraction des défauts de forme, les tolérances d'orientation n'en désignent pas moins un défaut angulaire qui, alors, se trouve quantifié en degré ou en radian, avec tangente $\Delta\alpha$ égale à la tolérance divisée par la plus grande longueur de la surface tolérancée.

L'unité d'angle habituelle en mécanique est le degré. C'est un archaïsme. On lui préférera l'unité mathématique qui est le radian ou, plus pratique pour exprimer les écarts angulaires, le milli radian (mrd). Le rapport entre la tolérance (en micron) et la longueur concernée (en millimètre) exprime directement l'écart angulaire en milli radian.

On sait que pour les petits angles (exprimés en radian) $\mathrm{Sin}\Delta\alpha \approx \Delta\alpha \approx \mathrm{tg}\Delta\alpha$. (figure2.4).

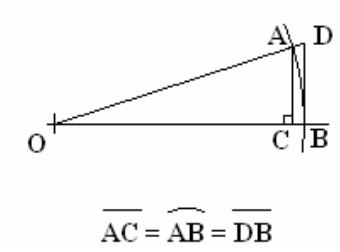


Figure 2.4. Linéarisation des petites rotations

Pour déterminer le défaut angulaire d'une surface avec la méthode des chaînes de cotes angulaires 2D il suffit de choisir deux plans de projection, sur chaque plan nous allons construire une chaîne de cote unidirectionnelle afin de déterminer le défaut angulaire généré par le processus de fabrication dans ce plan. Les défauts angulaires déterminés sont combinés pour trouver le défaut angulaire de la surface tolérancée.

La figure 2.5 illustre un exemple de chaîne de cotes angulaire unidirectionnelle. La chaîne de cote est tracée sur un plan d'étude qui doit être judicieusement identifié. Il sera choisi en

fonction de l'élément tolérancé (perpendiculaire à la surface tolérancée) et doit contenir les éléments liés en orientation.

La zone A de la figure 2.5 représente la condition BE à étudier.

La zone B représente la projection de la pièce sur le plan d'étude. Les éléments géométriques (surfaces, axes,...) sont repérés.

La zone C représente la chaîne de cotes qui lie l'élément tolérancé avec l'élément de référence. La condition BE est représentée par une flèche double alors que les spécifications générées par le transfert sont représentées par une flèche simple. Cette chaîne est tracée en se référant à la gamme de fabrication de la pièce et en vérifiant l'ordre de réalisation des surfaces usinées et le système de référence pour chaque usinage.

La zone D représente un tableau qui résume la gamme et qui ne présente que les opérations qui interviennent dans la chaîne de cotes. Ce tableau est lié à une matrice curviligne (une ligne par opération) dans laquelle les éléments fabriqués seront repérés par le symbole ● et les éléments de mise en position angulaire concernés de l'étude par le symbole ↻.

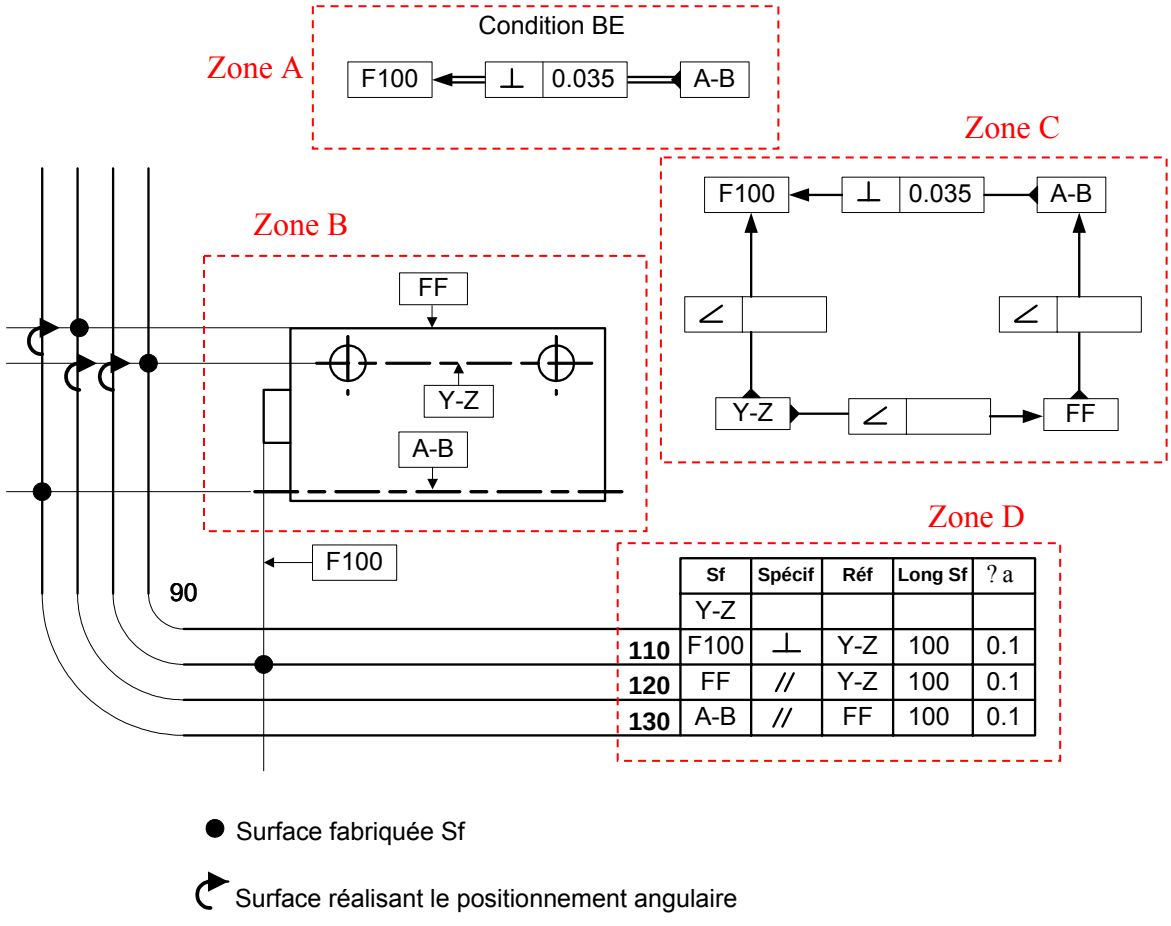


Figure 2.5. Exemple de chaîne de cotes angulaires 1D

Dans le cas général, le support de la figure 2.6 représente les étapes de traçage des chaînes de cotes angulaires unidirectionnelles.

Il faut commencer par vérifier si les deux éléments concernés (élément tolérancé et élément de référence) sont actifs dans la même opération. Si c'est le cas, il n' y aura pas de transfert, il existe une cote de fabrication reliant ces deux éléments. Dans le cas contraire, où les deux éléments concernés ne sont pas actifs dans la même opération, il est nécessaire de faire un transfert en considérant celui des deux éléments qui est usiné en dernier puis de le rejoindre avec la référence en orientation. Si la chaîne n'est pas fermée il faut continuer en rejoignant l'autre élément de la condition.

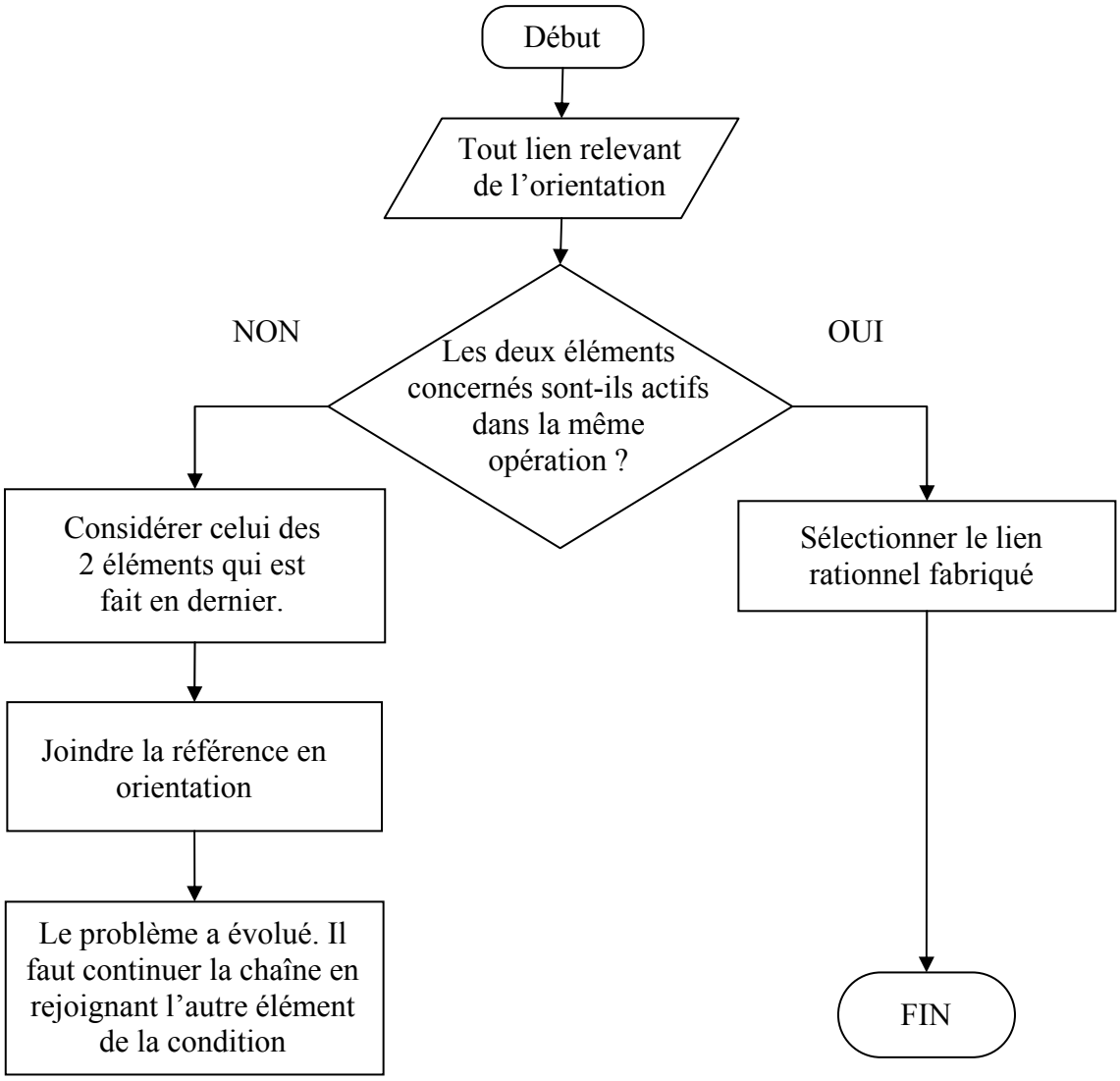


Figure 2.6. Les étapes des chaînes de cotes angulaires unidirectionnelles

La méthode unidirectionnelle s'applique dans autant de directions que nécessaire. Cependant les déplacements entre directions ne sont pas pris en compte. Les méthodes 2D utilisées actuellement additionnent les défauts induits dans chacun des plans. Cela n'est autorisé que si les défauts élémentaires composants d'un plan d'analyse sont indépendants des défauts des autres plans d'analyse.

Considérons la droite AB et une portion de surface S, cette surface présente une condition de perpendicularité par rapport à la droite AB. La figure 2.7 représente l'ensemble (surface S + droite AB) de façon telle que AB soit perpendiculaire à la surface. Selon la qualité de la réalisation et selon la position de l'observateur on aura un des cas de la figure 2.7.

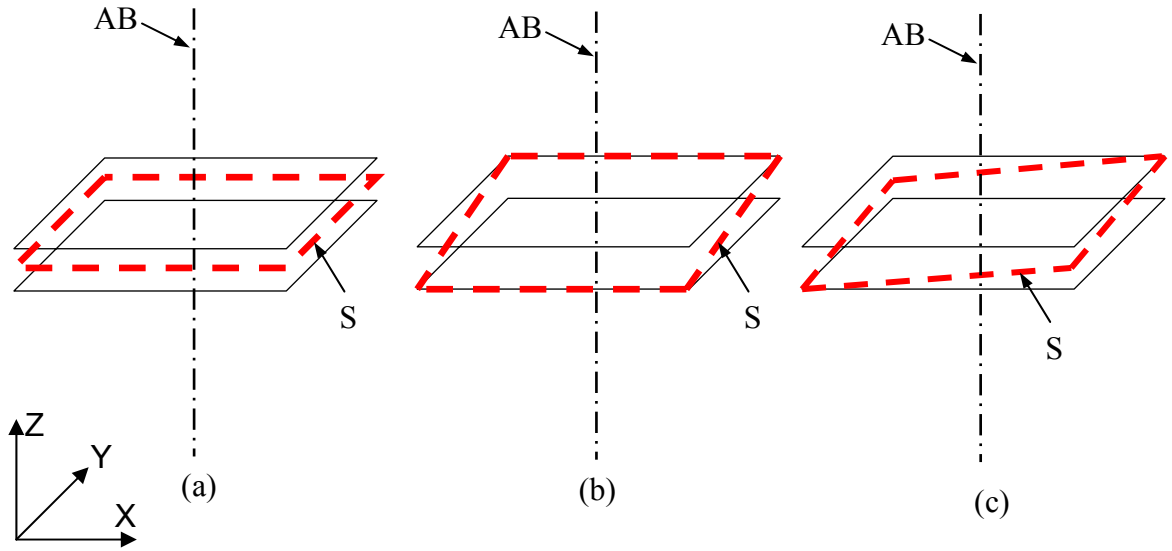


Figure 2.7. Cas d'une condition de perpendicularité d'une surface par rapport à une droite

La figure 2.7 (a) représente une réalisation parfaite de la surface S. cette surface est parfaitement perpendiculaire à la droite AB. La surface est située exactement au milieu de sa zone de tolérance.

La figure 2.7 (b) représente un défaut angulaire dans le plan de profil ZY, mais pas dans le plan frontal ZX.

La figure 2.7 (c) représente un seul défaut angulaire qui peut être projeté dans les deux plans ZY et ZX.

D'après le dernier cas on remarque que les défauts induits dans les deux plans ne sont pas indépendants. Alors si les chaînes de cotes angulaires sont faites dans deux plans de projection (H et V par exemple), perpendiculaires entre eux, le défaut au plan V se situera

entre zéro et un angle Φ_1. Il se combinera avec un défaut fabriqué dans le plan H situé entre zéro et Φ_2.

Le plus grand défaut angulaire issu de la combinaison des deux défauts maximums vaut $\sqrt{\Phi_1^2 + \Phi_2^2}$. En vraie grandeur il se situe alors dans la direction d'angle θ_{max}=arctg(Φ_2 / Φ_1) avec le plan V comme le montre la figure 2.8 (a) qui représente l'épure des défauts angulaires.

Le défaut angulaire fabriqué suivant une direction quelconque aura un module maxi représenté par le segment OA (figure 2.8 (b)).

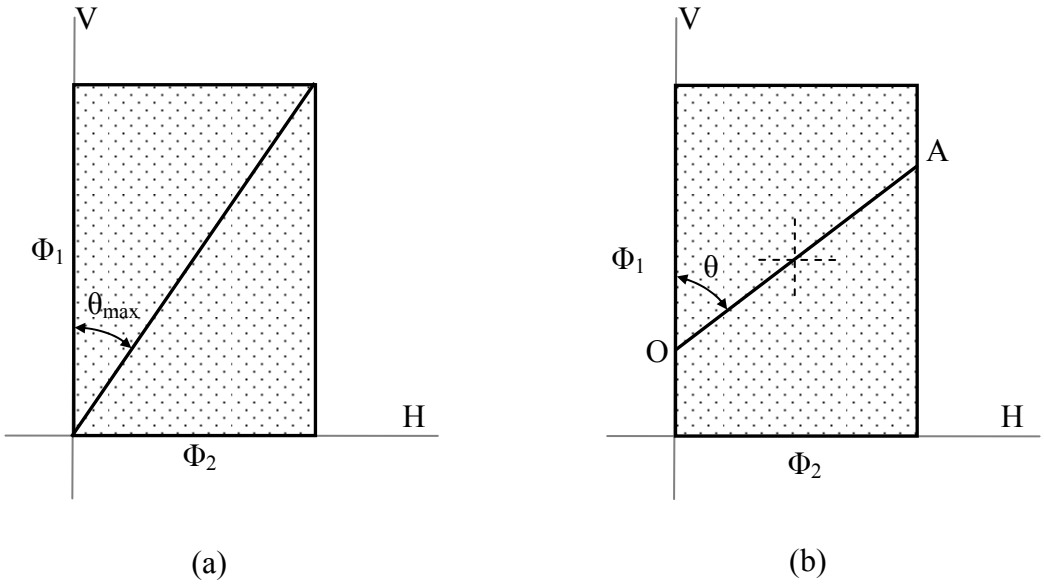


Figure 2.8. Épure des défauts angulaires

5.1.2. Le défaut fabriqué

Soit tf le défaut fabriqué qui représente la plus grande hauteur mesurée entre l'élément tolérancé, surface réputée plane, et le plan théorique exact associé. Ce défaut est déterminé à partir des deux variables : le défaut angulaire $\Delta\alpha$ et la longueur projetée lg(θ) de la surface tolérancée tel que :

$$tf = \Delta\alpha(\theta) \times lg(\theta) \qquad (1)$$

Il suffit de comparer tf_{max} avec la condition fonctionnelle associée à la surface tolérancée pour vérifier si cette condition est respectée.

5.1.2.1. Cas d'une surface tolérancée circulaire

Si la surface est de limite circulaire, le défaut fabriqué est maxi lorsque le défaut angulaire $\Delta\alpha$ est maxi. Ceci s'explique par le fait que la longueur projetée lg de la surface circulaire est égale à øS dans tous les plans d'analyse (figure 2.9).

Alors $tf_{max} = \Delta\alpha_{max} \times øS$

Avec øS : le diamètre de la surface S.

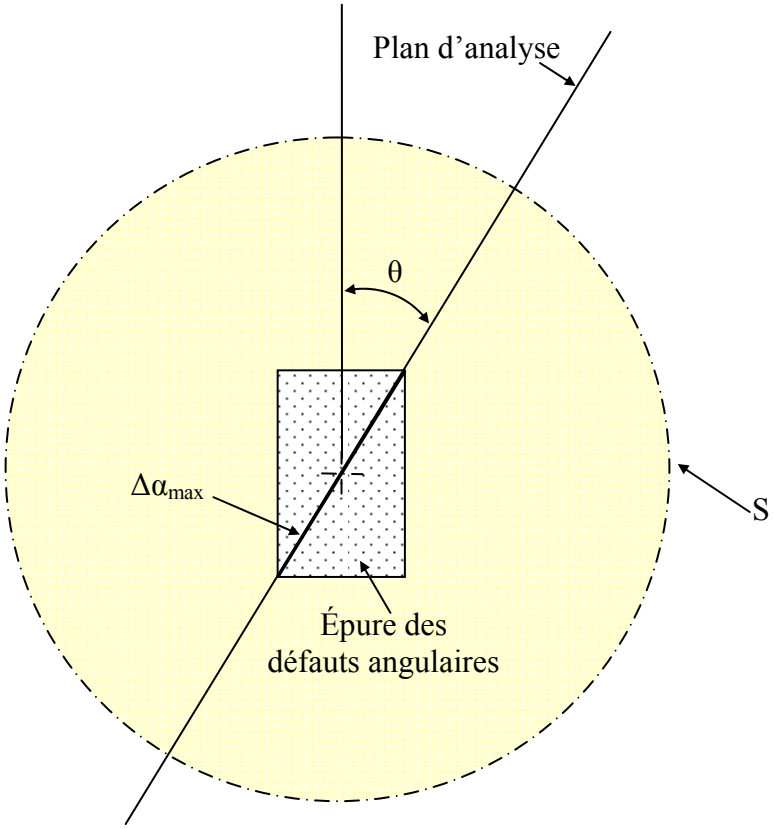


Figure 2.9. Épure des défauts fabriqués
Cas d'une surface circulaire

5.1.2.2. Cas d'une surface tolérancée rectangulaire

Dans le cas d'une surface rectangulaire de dimension $l \times L$, le défaut fabriqué maxi tf_{max} est donné par l'équation suivante :

$tf_{max} = \Delta\alpha_{max} \times lg$

Avec lg : la projection de la surface S dans le plan critique contenant $\Delta\alpha_{max}$ comme la représente la figure 2.10. lg est donnée par l'équation (2).

$$lg = d \times \cos\beta \qquad (2)$$

d : la longueur de la diagonale

β : l'angle entre la diagonale et le plan d'analyse est déterminé par l'équation (3)

$$\beta = \text{arctg}\left(\frac{L}{l}\right) - \text{arctg}\left(\frac{\Phi_2}{\Phi_1}\right) \qquad (3)$$

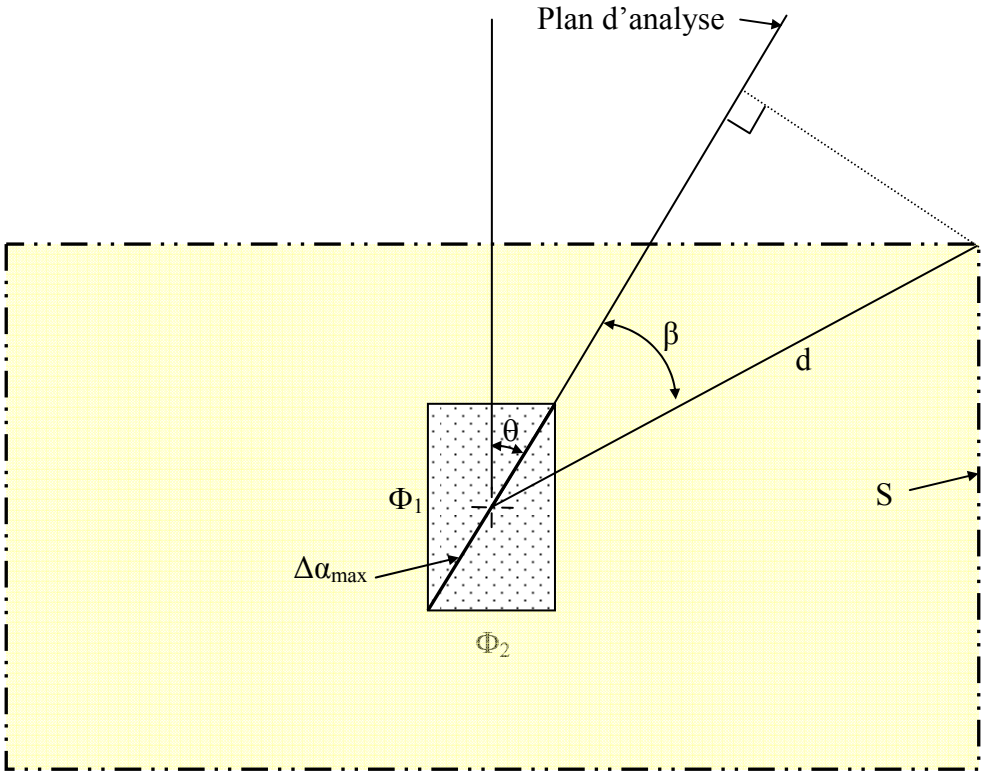


Figure 2.10. Épure des défauts fabriqués
Cas d'une surface rectangulaire

5.1.3. Conclusion

Il faut savoir s'il y'a ou non indépendance entre les défauts comptabilisés dans les deux plans de projection. Si par exemple le défaut de précision potentiel en orientation de la machine utilisée est chiffré à 0,01/100 mm. Ceci correspond à un défaut angulaire Δα=Arctg(0,0001)=0,0001rd dans n'importe quelle direction. Alors si le défaut angulaire fabriqué à la réalisation de la surface est de 0,01/100 dans les deux plans de projection, on aura un écart recomposé correspondant à la diagonale du carré soit 0,014/100 mm ce qui est

contradictoire avec la donnée d'entrée (défauts 0,01/100mm dans toutes les directions). Quand le défaut angulaire est maxi dans une direction, il est de pente nulle dans la direction perpendiculaire ce qui montre que les défauts comptabilisés dans les deux plans ne sont pas indépendants.

Malgré cette contradiction la méthode 2D reste très utilisée dans l'industrie parce que c'est une méthode simple qui ne nécessite pas des outils mathématiques compliqués en plus c'est une méthode sécuritaire c'est-à-dire qu'en utilisant la méthode 2D on n'est pas à la frontière de la validité des usinages réalisés puisque elle maximise les défauts en additionnant les défauts au pire des cas.

Toutefois cette méthode reste limitée par le fait de donner des tolérances de fabrication sous-estimées ce qui correspond à un coût de fabrication plus élevé. La possibilité de rejet, en cours de fabrication, de pièces bonnes est aussi l'un des inconvénients de cette méthode.

Pour remédier à ces inconvénients nous proposons une nouvelle approche spatiale.

5.2. Méthode spatiale

Basée sur les mêmes principes que la méthode 2D, la méthode spatiale permet aussi de vérifier la capabilité du processus de fabrication en tenant compte des précisions des procédés. De même le défaut fabriqué dépend de deux fonctions paramétrées : le défaut angulaire $\Delta\alpha$ et la longueur projetée lg de la surface tolérancée. Sauf que le défaut angulaire est déterminé sans passer par la combinaison de deux défauts déterminés par la méthode unidirectionnelle mais dans ce cas en modélisant les défauts angulaires par des angles solides.

5.2.1. Définition des défauts angulaires

Pour caractériser un plan, on a recours à un vecteur $\vec{n}$ unitaire normal au plan. On peut alors assimiler le plan à un cône d'angle au sommet 180° et dont on caractérise la direction par l'orientation de son axe.

Un cône est défini par une droite, appelée génératrice, passant par un point fixe appelé sommet et un point variable décrivant une courbe plane fermée appelée courbe directrice.

Dans la réalité, les représentants $\vec{n}$ des différentes surfaces usinées se répartissent dans l'espace. Ils restent néanmoins contenus dans un volume formant une zone de tolérance

conique (figure2.11). L'angle au sommet est fonction de la précision du moyen utilisé. Ces zones de tolérance constituent des angles solides.

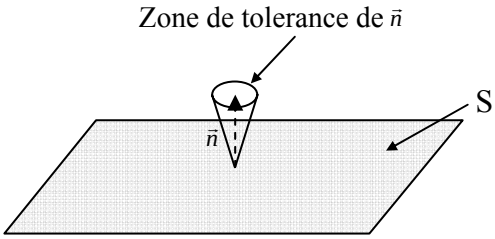


Figure 2.11. Zone de tolérance conique

En mathématiques, en géométrie et en physique, un angle solide est l'analogue tridimensionnel de l'angle plan ou bidimensionnel. L'angle plan étant défini, dans l'espace bidimensionnel, comme le rapport de la longueur de l'arc sur le rayon d'un cercle, l'angle solide, dans l'espace tridimensionnel, est défini de façon analogue comme le rapport de la surface d'une partie d'une sphère sur le rayon au carré. Son unité est le stéradian noté sr.

La combinaison de deux angles solides φ_1 et φ_2 est schématisée dans la figure 2.12. Le défaut angulaire résultant est un angle solide à directrice circulaire de rayon égal à la somme des deux rayons composants.

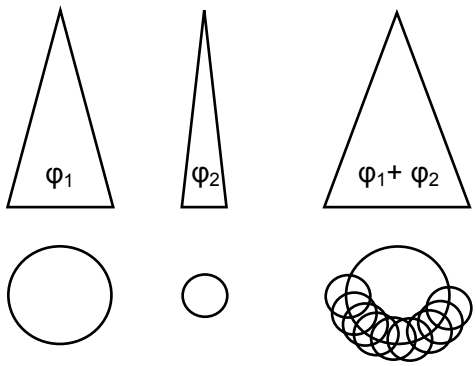


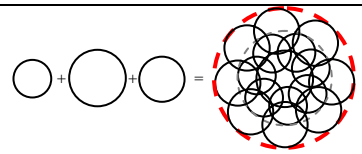
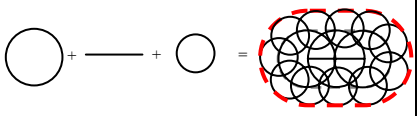
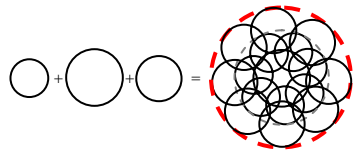
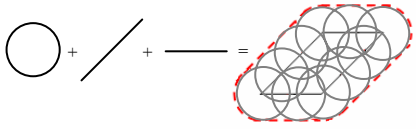
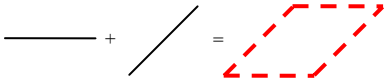
Figure 2.12. Somme de deux angles solides

La méthode spatiale consiste à faire le cumul des angles solides qui représentent les défauts angulaires des surfaces de la pièce afin de trouver le défaut angulaire de la surface tolérancée.

Pour une gamme d'usinage donnée, il faut déterminer le lieu géométrique de chaque défaut fabriqué de la 1ère phase jusqu'à la nième phase. La combinaison de ces défauts donne un angle solide assimilable à un cône droit dont la directrice est de la forme oblongue. L'épure de défauts angulaires fabriqués aura alors, dans le cas général, une forme oblongue au lieu d'une forme rectangulaire. Il est possible d'obtenir d'autres formes si les posages ne sont pas perpendiculaires.

Le tableau 2.1 représente quelques formes possibles de l'épure des défauts angulaires.

Tableau 2.1. Exemple de forme de l'épure des défauts angulaires

Cas de surfaces de posage perpendiculaires		
Somme de plusieurs angles solides	Somme d'angles solides et angles plans	Somme d'angles plans
		
Cas de surfaces de posage non perpendiculaires		
Somme de plusieurs angles solides	Somme d'angles solides et angles plans	Somme d'angles plans
		

La directrice de l'angle solide, obtenue par le cumul des angles solides et des angles plans, représente le défaut angulaire de la surface tolérancée généré par le processus de fabrication. Cette directrice représente l'épure des défauts angulaires. Une épure est construite sur un fichier CATIA lié à une table de paramétrage. On a alors une épure paramétrée. Les paramètres sont déterminés en fonction des données du problème (précision de la machine, orientation des surfaces de la pièce, gamme d'usinage)

5.2.1.1. Paramétrage de l'épure des défauts angulaires

5.2.1.1.1. Les classes des défauts angulaires

Il faut classer les défauts générés par le processus de fabrication suivant deux classes :

a/ Classe 1 : des défauts représentés par des angles solides : c'est le cas où les deux rotations de la surface suivant les deux axes perpendiculaires à la normale de cette surface influent sur la condition à respecter entre la surface et la surfaces tolérancée.

La figure 2.13 représente un cas où le défaut est modélisé par un angle solide c'est-à-dire un défaut de classe 1. si on a une condition de perpendicularité du plan P par rapport à l'axe A-B à respecter, alors le défauts de l'axe A-B est modélisé par un angle solide puisque cette condition dépend des deux défauts angulaires de rotation suivant $\vec{x}$ et $\vec{y}$.

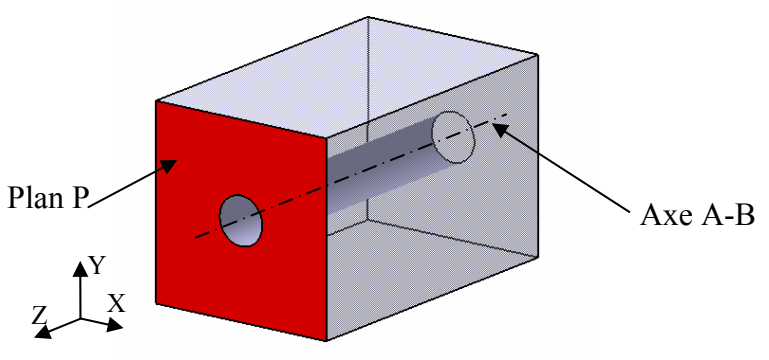


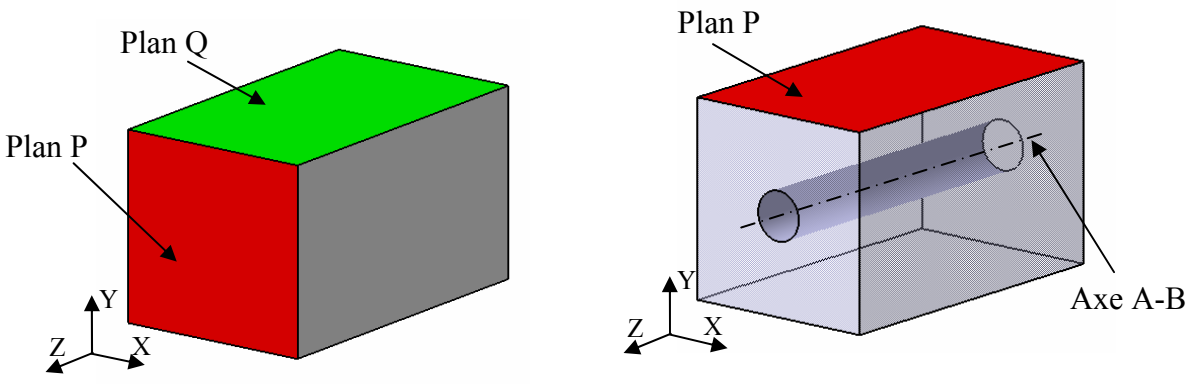
Figure 2.13. Exemple de défaut de classe 1

b/ Classe 2 : des défauts représentés par des angles plans : dans ce cas une seule rotation suivant l'un des axes perpendiculaires à la normale de la surface influe sur la condition à respecter entre cette surface et la surface tolérancée.

Figure 2.14 représente deux cas où le défaut doit être modélisé par un plan c'est-à-dire un défaut de classe 2.

- Si on a une condition de perpendicularité du plan P par rapport au plan Q à respecter (Figure 2.14 (a)), alors le défauts du plan Q est modélisé par un angle plan puisque seule le défauts angulaire de rotation par rapport à $\vec{x}$ influe sur la condition de perpendicularité. Avec un défaut angulaire de rotation suivant la normale de P ($\vec{z}$) les deux surfaces restent toujours perpendiculaire.

- Si on a une condition de parallélisme du plan P par rapport à l'axe A-B à respecter (Figure 2.14 (b)), seul le défaut de rotation par rapport à $\vec{x}$ qui doit être tenu en compte et modélisé par un angle plan. Avec un défaut angulaire de rotation suivant la normale de P ($\vec{y}$) le plan P et l'axe A-B restent toujours parallèles.



(a) (b)

Figure 2.14. Exemples de défauts de classe 2

5.2.1.1.2. Les étapes nécessaire pour construire l'épure de défauts angulaires

Alors pour commencer, un repère $(\vec{x},\vec{y},\vec{z})$ doit être associé à la surface tolérancée de telle sorte que l'axe $\vec{z}$ soit parallèle à la normale de la surface.

1ère Etape :

La première étape consiste à faire la somme des défauts de classe 1. Le résultat donne un angle solide de directrice circulaire de rayon égal à la somme des rayons composants. Le rayon dépend de la précision de la machine.

C'est le premier paramètre à fixer dans la table de paramétrage liée au fichier CATPart dans lequel une épure paramétrée est déjà représentée.

Si c'est le défaut d'une seule surface alors $R = \Delta\alpha/2$

Si c'est la somme de plusieurs défauts de n surfaces alors $R = n \times \Delta\alpha/2$

Avec $\Delta\alpha$ est le défaut angulaire qui dépend de la précision de la machine

2ème étape :

La deuxième étape consiste à déterminer les défauts de classe 2, puis les défauts générés par des surfaces parallèles sont additionnés. Cela permet de déterminer le reste des paramètres.

Suivant une première direction :

Angle 1 : Angle que fait la normale de la surface (ou des n surfaces parallèles) avec l'axe $\vec{x}$.

L1 : la longueur du segment qui représente l'angle plan.

Si c'est le défaut d'une seule surface : $L1 = \Delta\alpha$

Si c'est la somme de plusieurs défauts de n surfaces : $L1 = n \times \Delta\alpha$.

Suivant une deuxième direction :

Angle 2 : Angle que fait la normale de la surface (où des n surfaces parallèles) avec l'axe $\vec{x}$.

L2 : la longueur du segment qui représente l'angle plan.

Si c'est le défaut d'une seule surface : $L2 = \Delta\alpha$

Si c'est la somme de plusieurs défauts de n surfaces : $L2 = n \times \Delta\alpha$.

On a la possibilité de faire la somme de plusieurs angles solides et plusieurs angles plans suivant deux directions.

La figure 2.15 illustre les différents paramètres à fixer pour construire l'épure des défauts angulaires

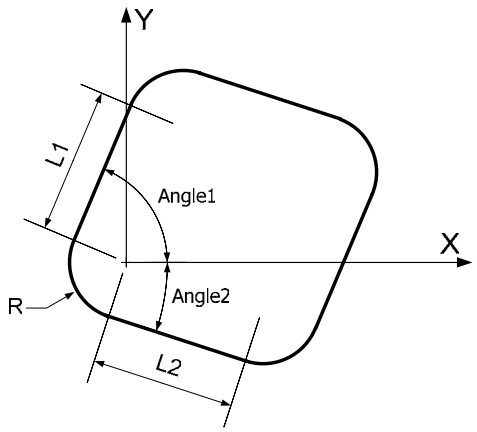


Figure 2.15. Épure paramétrée

3ème étape :

Dans la troisième étape, une macro permet de mesurer le défaut angulaire pour chaque angle θ et de transférer les valeurs trouvées vers Excel pour tracer la courbe : défaut angulaire en fonction de θ.

La figure 2.16 représente une épure des défauts angulaires trouvée avec la méthode spatiale dans le cas où on a une combinaison de deux défauts, le premier de la classe 1(angle solide) et le deuxième de la classe 2 (angle plan), générés par la fabrication deux surfaces perpendiculaires. Nous avons donc : Angle1= 90°, Angle 2= 0° et L2= 0.

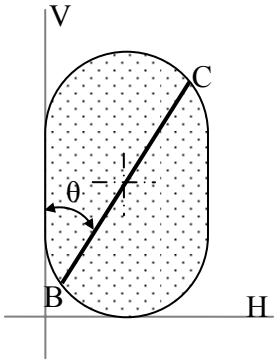


Figure 2.16. Épure des défauts angulaires

A partir de cette épure on peut déterminer le défaut angulaire Δα qui a un module maxi représenté par le segment BC (figure 2.16).

5.2.2. Cas de surface inclinée

5.2.2.1. Résolution par les méthodes des chaînes de cotes angulaires 2D et 3D

On va traiter un exemple simple de pièce dont l'une des surfaces est inclinée d'un angle 15° (figure 2.17). D'après la gamme d'usinage de la pièce (tableau 2.2), la surface tolérancée est usinée, dans l'ordre, avant la surface de référence. Cela impose un transfert et engendre le cumul de deux défauts dans le cas ou les deux surfaces (de référence et tolérancée) sont usinées en se référant par rapport à la surface B. Le lieu géométrique du défaut de la surface tolérancée est un angle solide dont le rayon de la directrice dépend de la précision de la machine, alors que le défaut de la surface B est modélisé par un angle plan puisque seul le défaut angulaire de rotation par rapport à $\vec{x}$ influe sur la condition de perpendicularité.

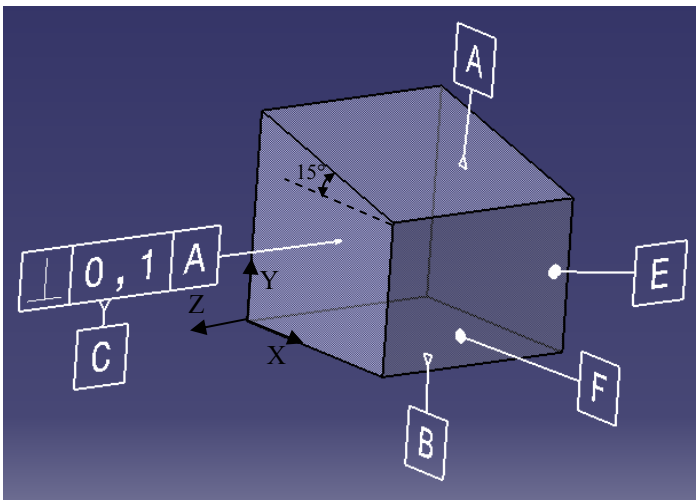


Figure 2.17. Exemple de pièce avec surface inclinée

Tableau 2.2. La gamme d'usinage de la pièce

phase	Surfaces de référence			Surfaces usinées
10	E	B	F	C
20	B	F	E	A

La gamme d'usinage proposée pour la fabrication de la pièce indique que l'élément tolérancé, qui est dans ce cas la surface C, et l'élément de référence (surface A) ne sont pas usinées dans la même phase. L'élément tolérancé est usiné avant l'élément de référence cela explique la nécessité d'un transfert de tolérances.

La figure 2.18 représente la chaîne de cotes relative à la condition de perpendicularité de C par rapport à A.

Pour assurer la perpendicularité de la surface C par rapport à la surface A, La surface C est usinée en premier en se référant à la surface B puis la surface A est usinée en se référant aussi à la surface B.

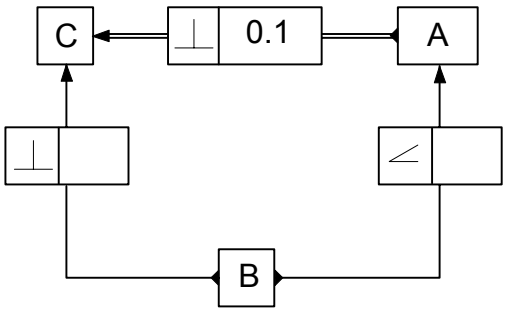


Figure 2.18. Chaîne de cotes relative à la condition de perpendicularité

Par exemple pour une machine dont la précision est de 0.01/100mm, la somme des défauts donne les épures des défauts angulaires représentées dans la figure 2.19.

Pour tracer l'épure 2D il faut combiner les deux défauts trouvés dans deux plans d'analyse ce qui explique la forme trouvée (figure 2.19 (a)) :

- Un premier défaut angulaire $\Delta\alpha_y$ (rotation par rapport à $\vec{y}$) résulte uniquement d'un défaut généré lors de l'usinage de la surface C.

- Un deuxième défaut angulaire $\Delta\alpha_x$ (rotation par rapport à $\vec{x}$) est la somme de de deux défauts générés lors de la réalisation des surfaces C et A. Sauf que ces deux défauts n'ont pas la même direction puisque la surface A est inclinée de 15°.

Pour tracer l'épure 3D (figure 2.19 (b)) il faut se référer à la figure 2.15. Les paramètres relatifs à cet exemple sont :

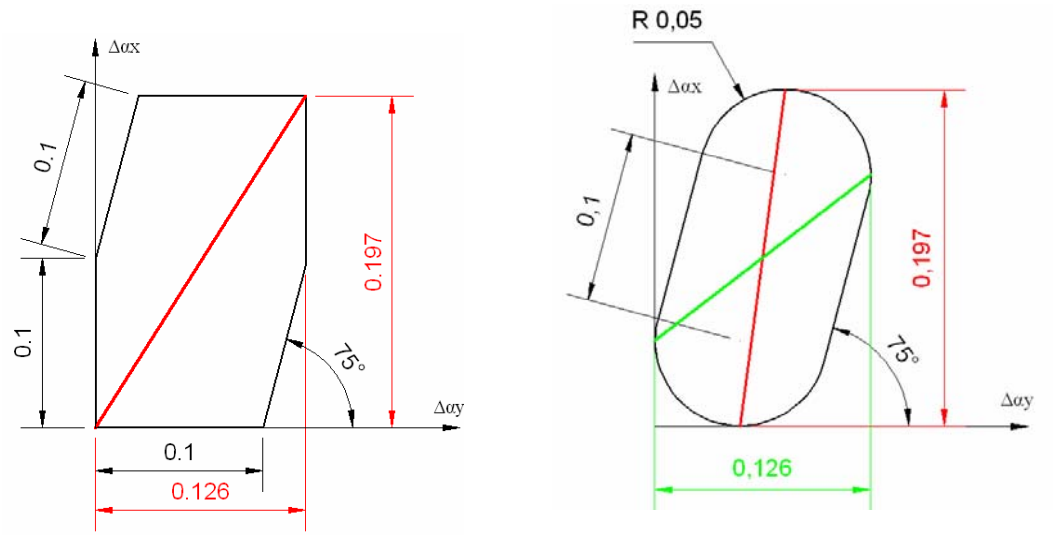
- $R = \Delta\alpha/2 = 0{,}05$ puisque $\Delta\alpha = 0{,}1$mrd

- *L1*= $\Delta\alpha = 0{,}1$: nous avons un seul défaut de classe 2 dans une première direction.

- *Angle 1*= 75° : c'est l'angle que fait la normale de la surface A avec l'axe $\vec{x}$

- *L2* = 0 : nous n'avons pas de défaut de classe 2 dans une autre direction.

- *Angle 2*= 0 : pas de deuxième direction.



(a) épure des défauts angulaires 2D (b) épure des défauts angulaires 3D

Figure 2.19. Épures des défauts angulaires 2D et 3D

L'épure des défauts angulaires 2D (figure 2.19 (a)) montre que nous avons un défaut maximum $\Delta\alpha_{max}$ qui est représenté par la diagonale et qui est constitué de deux composantes $\Delta\alpha x = 0{,}197$mrd et $\Delta\alpha y = 0{,}126$mrd, c'est deux valeurs sont mesurées après la construction de l'épure suivant les données du cas étudié (précision machine, inclinaison de la surface, gamme d'usinage)

L'épure des défauts angulaires 3D (figure 2.19 (b)) donne un défaut angulaire maximum suivant $\vec{x}$ $\Delta\alpha x = 0{,}197$mrd dans la direction d'analyse $\theta = 8$deg. Et un défaut angulaire maximum suivant $\vec{y}$ $\Delta\alpha y = 0{,}126$mrd dans la direction d'analyse $\theta = 52$deg. Les deux défauts angulaires ne se situent pas dans la même direction d'analyse.

Dans ce qui suit nous allons essayer de trouver les défauts angulaires cumulés en utilisant la méthode des torseurs de petits déplacements puis de comparer les résultats trouvés par les trois méthodes.

5.2.2.2. Résolution par les torseurs de petits déplacements

Pour le même cas de pièce (figure 2.17) nous utilisons la méthode des torseurs de petits déplacements pour déterminer les défauts angulaires cumulés.

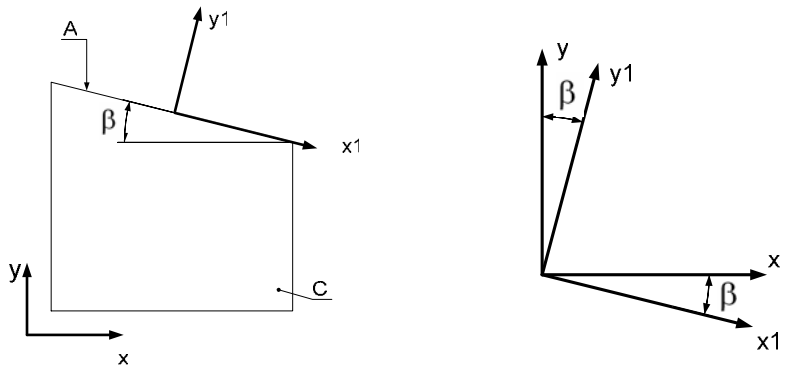


Figure 2.20. Pièce étudiée

Le torseur écart associé à la surface A au point O_A centre de la surface s'écrit :

$$E_A = \begin{Bmatrix} \Delta\alpha_{x_1A} & 0 \\ 0 & T_{y_1A} \\ \Delta\alpha_{z_1A} & 0 \end{Bmatrix}_{OA,R_1}$$

Les défauts angulaires de la surface A dans le repère R $(\vec{x},\vec{y},\vec{z})$ s'écrivent sous la forme du système d'équations (4) :

$$\begin{cases} \Delta\alpha_{xA} = \Delta\alpha_{x_1A} \cos\beta \\ \Delta\alpha_{yA} = \Delta\alpha_{x_1A} \sin\beta \\ \Delta\alpha_{zA} = \Delta\alpha_{z_1A} \end{cases} \quad (4)$$

Le torseur écart associé à la surface C au point O_c centre de la surface s'écrit :

$$E_c = \begin{Bmatrix} \Delta\alpha_{xc} & 0 \\ \Delta\alpha_{yc} & 0 \\ 0 & T_{zc} \end{Bmatrix}_{O_c}$$

Alors en additionnant les défauts angulaires des deux surfaces on trouve le défaut angulaire qui s'écrit sous la forme du système d'équations (5) :

$$\begin{cases} \Delta\alpha_x = \Delta\alpha_{x_1A} \cos\beta + \Delta\alpha_{xc} \\ \Delta\alpha_y = \Delta\alpha_{x_1A} \sin\beta + \Delta\alpha_{yc} \\ \Delta\alpha_z = \Delta\alpha_{z_1A} \end{cases} \quad (5)$$

Pour une machine dont la précision est de 0.01mm/100mm on aura un défaut angulaire $\Delta\alpha$=0.1mrd. On suppose que les deux surfaces sont usinées sur la même machine. Alors on trouve les valeurs numériques suivantes :

$$\begin{cases} \Delta\alpha_x = 0.197\,\text{mrd} \\ \Delta\alpha_y = 0.126\,\text{mrd} \\ \Delta\alpha_z = 0 \end{cases}$$

$\Delta\alpha_z$ = 0mrd puisque le défaut angulaire de rotation suivant l'axe $\vec{z}$ n'influe pas sur la condition à respecter.

5.2.2.3. Comparaison des résultats

La méthode des torseurs permet de déterminer les défauts angulaires par rapport à $\vec{x}$ et $\vec{y}$. On trouve $\Delta\alpha_x$ = 0.197mrd et $\Delta\alpha_y$ = 0.126mrd. Avec la méthode 2D on trouve un défaut maximum $\Delta\alpha_{max}$ qui est constitué de deux composantes $\Delta\alpha_x$ = 0.197mrd et $\Delta\alpha_y$ = 0.126mrd comme le montre la figure 2.19(a), $\Delta\alpha_{max}=\sqrt{\Delta\alpha_x^2+\Delta\alpha_y^2}$ = 0.233mrd. Ici se pose la question d'indépendance des défauts angulaires. Lorsque le défaut angulaire est maximum par rapport à $\vec{x}$ il doit être nul par rapport à l'axe perpendiculaire.

En utilisant la méthode spatiale (figure 2.19(b)) on retrouve les mêmes valeurs trouvées par la méthode des torseurs de petits déplacements mais qui ne représentent pas les deux composantes du défaut angulaire maximum. Lorsque **$\Delta\alpha_x$ = 0.197mrd** il se combine avec un défaut $\Delta\alpha_y$ = 0.026mrd dans la direction d'analyse θ= 8deg. Alors que si **$\Delta\alpha_y$ = 0.126mrd** il se combine avec un défaut $\Delta\alpha_x$ = 0.097mrd dans la direction d'analyse θ= 52deg. Avec cette méthode le défaut angulaire maximum $\Delta\alpha_{max}$ est situé dans une direction d'analyse θ = 15deg. Cela montre une autre fois que la méthode 3D tient compte de l'hypothèse de la dépendance des défauts angulaires et ne fait pas la combinaison des défauts maximums suivant deux directions pour retrouver le défaut angulaire maximum.

5.2.3. Le défaut fabriqué

Pour appréhender le défaut critique, il faut multiplier le plan d'analyse par un balayage suffisant, et exprimer le défaut fabriqué en termes de tf : défaut mesuré induit, par l'intermédiaire des deux variables indépendantes : $\Delta\alpha(\theta)$ d'une part, et la longueur projetée d'autre part, à l'instar de ce qui a été fait précédemment.

Dans le cas général c'est-à-dire lorsque la surface tolérancée S est de forme particulière, figure 2.21, la longueur projetée de S ne sera pas uniforme dans toutes les directions. La tolérance angulaire est alors une variable à définir au cas par cas.

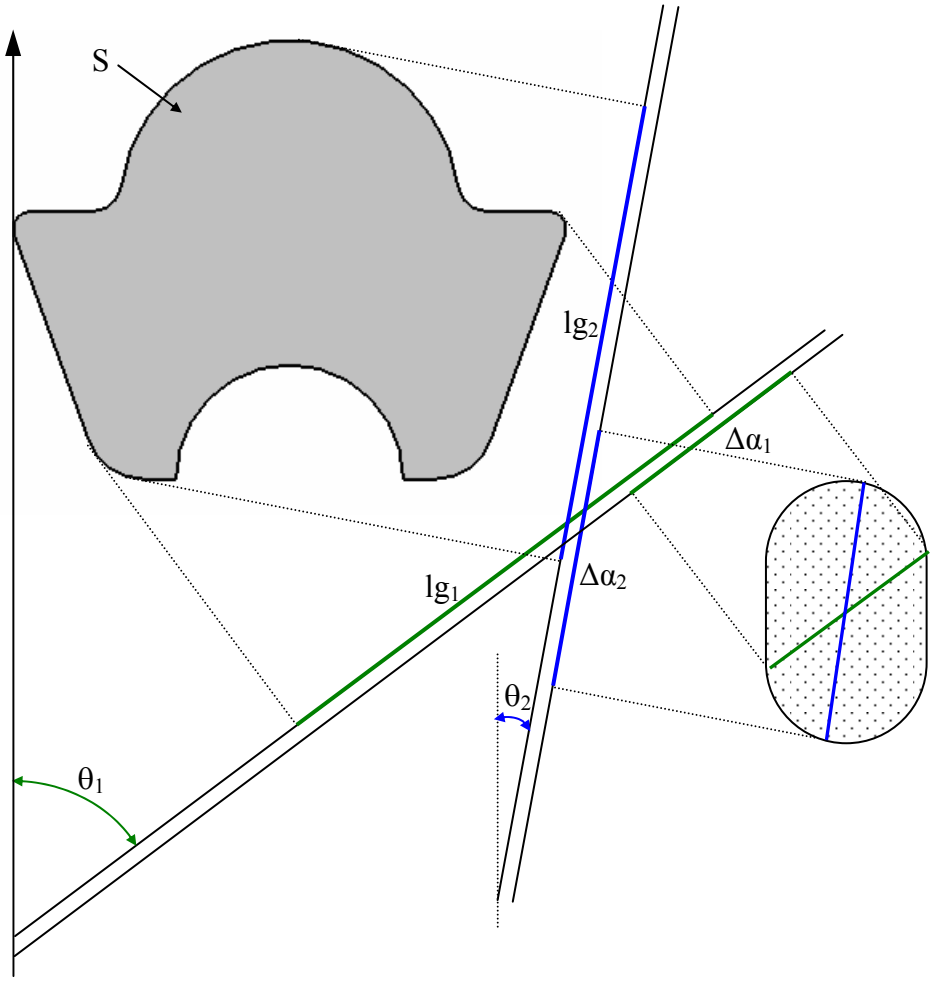


Figure 2.21. Cas d'une surface de forme particulière

Pour déterminer les différentes valeurs de la longueur projetée en fonction de θ pour une surface de forme particulière nous utilisons le logiciel CATIA. A partir du modèle CAO de la pièce la surface tolérancée est extraite. La longueur projetée de la surface est mesurée pour chaque valeur de θ (angle de la direction d'analyse), puis transférée automatiquement de CATIA vers un fichier Excel en utilisant les macros de CATIA. On obtient alors un tableau qui contient toutes les valeurs de lg pour un balayage de θ.

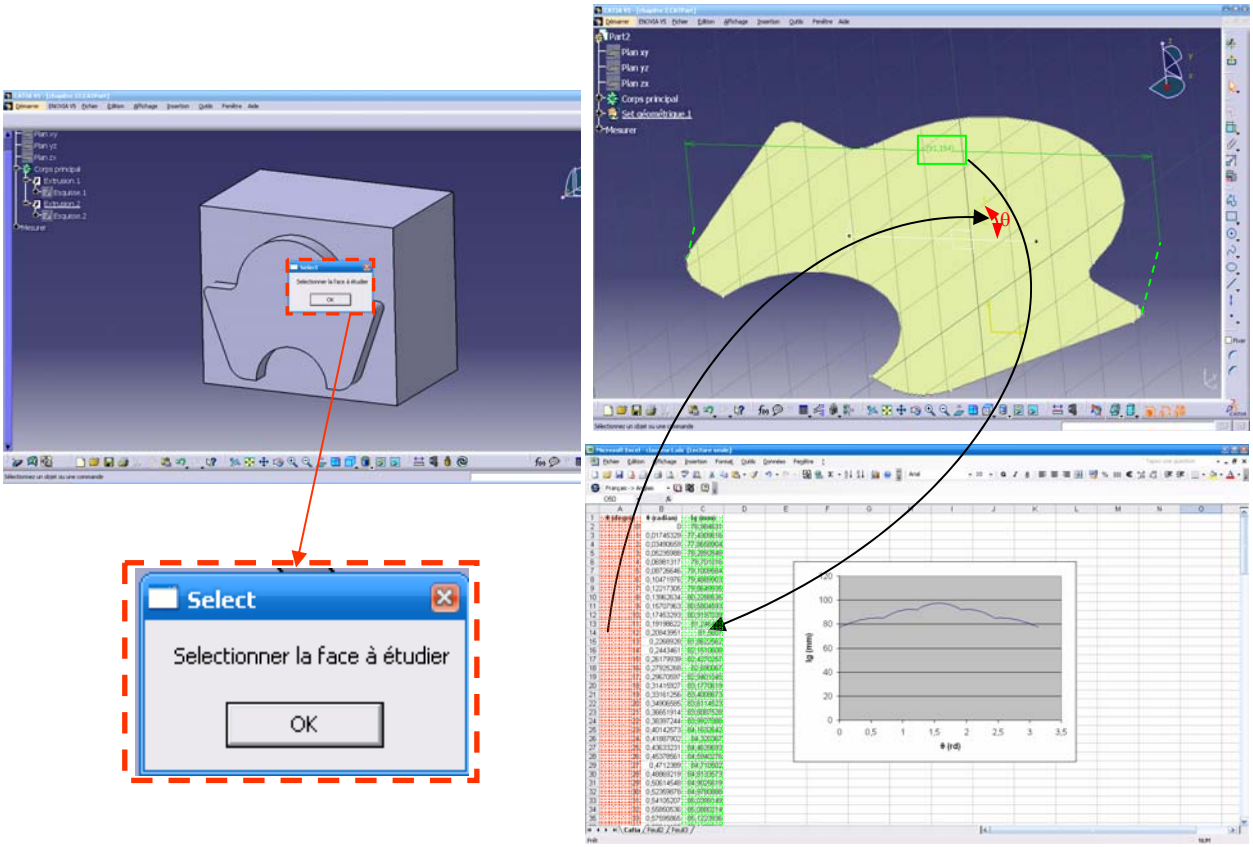


Figure 2.22. Transfert CATIA-EXCEL

Après avoir déterminé la longueur projetée et le défaut angulaire $\Delta\alpha$ pour un balayage suffisant de θ, on peut déduire le défaut fabriqué tf. Le défaut fabriqué maximum tf_{max} sera comparé à la condition fonctionnelle.

Lors de cette étape, nous allons effectuer une analyse des spécifications de fabrication proposées et les comparer avec les spécifications fonctionnelles étudiées. Cette comparaison permet de vérifier la complétude des spécifications de fabrication proposées et la validité des valeurs.

Le diagramme de la figure 2.23 résume les différentes étapes de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles. La partie de gauche présente les étapes de détermination de la longueur projetée de la surface tolérancée pour un balayage de θ. La partie de droite correspond aux étapes nécessaires pour déterminer le défaut angulaire généré par le processus de fabrication. Les deux résultats trouvés permettent de calculer la tolérance fabriquée.

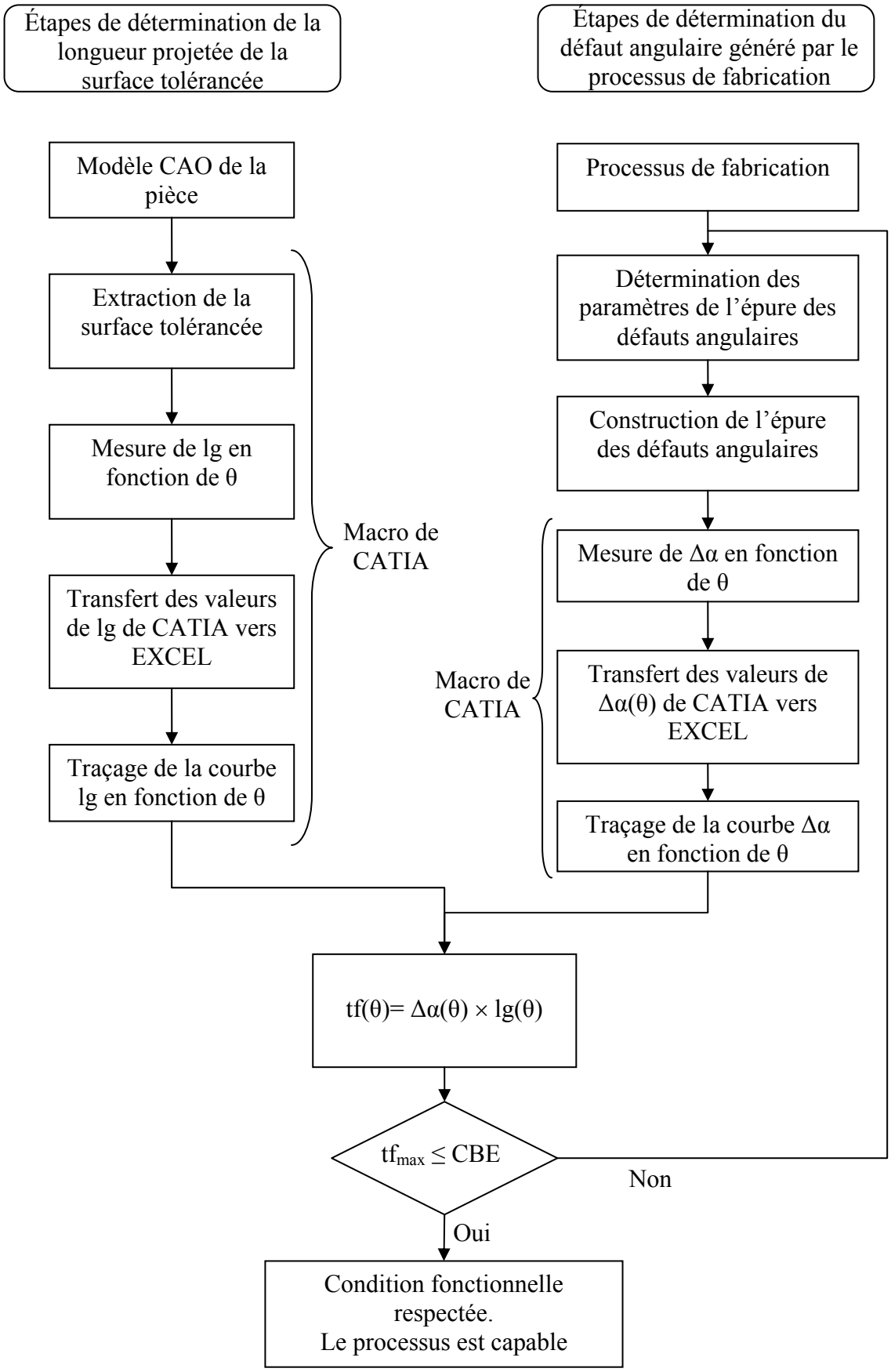


Figure 2.23. Déroulement de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles

6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté la méthode des chaînes de cotes angulaires 2D puis la méthode tridimensionnelle, ces deux méthodes permettent de valider le processus de fabrication en tenant compte de la précision des procédés.

Pour déterminer le défaut fabriqué qui sera comparé avec la tolérance fonctionnelle, deux fonctions paramétrées sont à étudier :

- d'une part le défaut angulaire ($\Delta\alpha$) qui représente le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication de la pièce. Les défauts angulaires sont déterminés en fonction de la précision des machines outils.

- d'autre part la longueur projetée de la surface tolérancée (lg) qui est une caractéristique qui dépend uniquement de la forme de la surface. Elle représente la projection de la surface sur un plan perpendiculaire. Cette longueur est fonction de l'angle que fait le plan de projection avec un plan de référence.

L'utilisation de CATIA favorise un gain important du temps de traitement des exemples. Elle permet aussi de traiter toutes les formes particulières des surfaces tolérancée.

Le chapitre suivant présente des applications détaillées, sur des exemples industriels, afin d'illustrer l'objectif principal de ce travail de recherche et de vérifier la validité de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles développée.

Chapitre 3

Validation sur des exemples industriels

Chapitre 3
Validation sur des exemples industriels

1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons traiter deux exemples de pièces industrielles, il s'agit de deux types de culasses pour moteur de voiture. A travers ces exemples, nous souhaitons vérifier les conditions géométriques fonctionnelles d'orientation, en utilisant la méthode développée dans le chapitre 2.

Cette méthode permet d'étudier la validité d'un processus de fabrication par une analyse des défauts qui se produisent lors des différentes phases de production. Ces défauts, traduits par des angles solides et des angles plans, doivent rester, dans leur globalité, inférieurs aux exigences imposées par les contraintes fonctionnelles.

2. Maquette numérique [Morenton, 2008]

La maquette numérique est, selon le consortium du projet européen AIT – DMU BP (Advanced Information Technology in Design and Manufacturing – Digital Mock Up Business Process): «Une représentation numérique étendue du produit utilisée comme plateforme de développement produit/processus, de communication et de validation durant toutes les phases de la vie du produit». La maquette numérique (MNU), ou digital mock-up (DMU), se caractérise donc par sa capacité à intégrer plusieurs aspects du cycle de développement du couple produit/processus et à prendre en compte sa complexité.

La maquette numérique rend possible la réalisation de prototypes virtuels très en amont des projets de conception et à un coût bien moindre que les prototypes physiques dont les industriels souhaitent réduire le nombre.

La maquette numérique permet de :

— travailler en plateaux virtuels à partir de sites distants et en ingénierie concourante : des équipes pluridisciplinaires ont la capacité de travailler en même temps sur un même modèle numérique,

— valider les solutions et les intégrer dans le système virtuel partiel ou complet (dans ce dernier cas, on parle de « remontage de la maquette numérique ») : de nombreuses boucles d'itération pourront être réalisées et éviteront les coûteuses modifications de design réalisées dans les étapes aval,

— s'appuyer sur des outils de simulation numériques pour réaliser des optimisations et préparer les tests réels (crash test, test de conformité aux différents règlements et normes, etc.).

La maquette numérique d'un produit prend divers états tout au long du processus de conception et doit permettre d'éliminer au maximum les sources de non qualité rencontrées lors de la fabrication et de l'utilisation du produit.

Le schéma de la figure 3.1 illustre globalement les différentes configurations d'une maquette numérique lors de la création du produit.

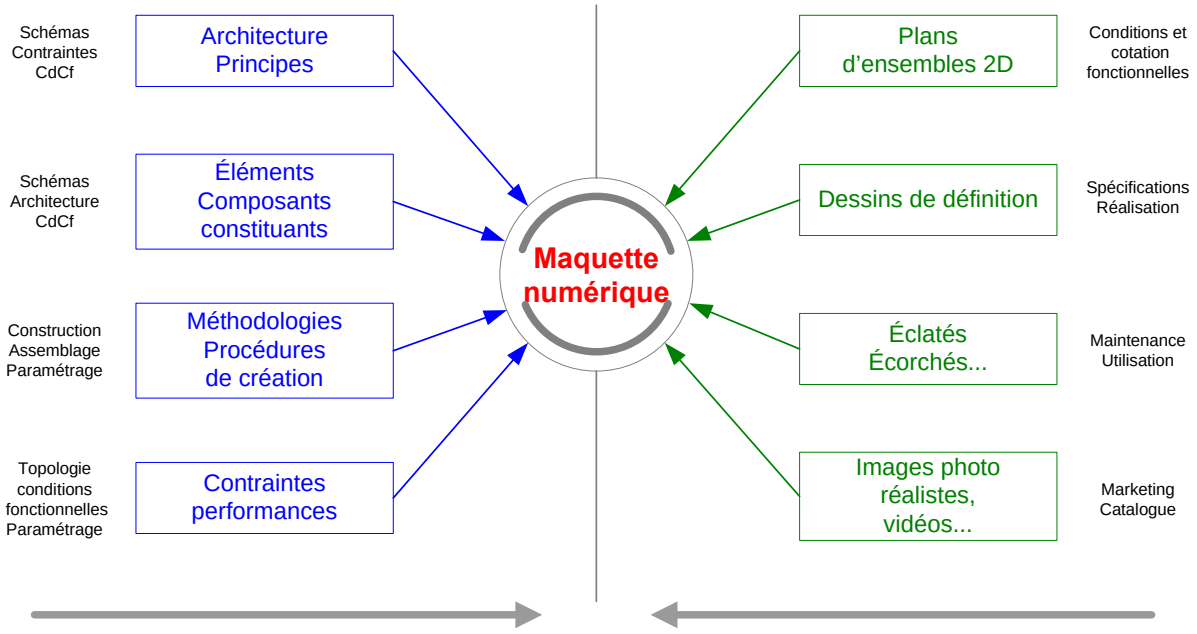


Figure 3.1. Configurations et exploitations d'une maquette numérique lors de la création du produit. [Taraud et Glemarec, 2008]

3. Maquette numérique de la première culasse

La figure 3.2 représente la maquette numérique de la première culasse de moteur de voiture à étudier.

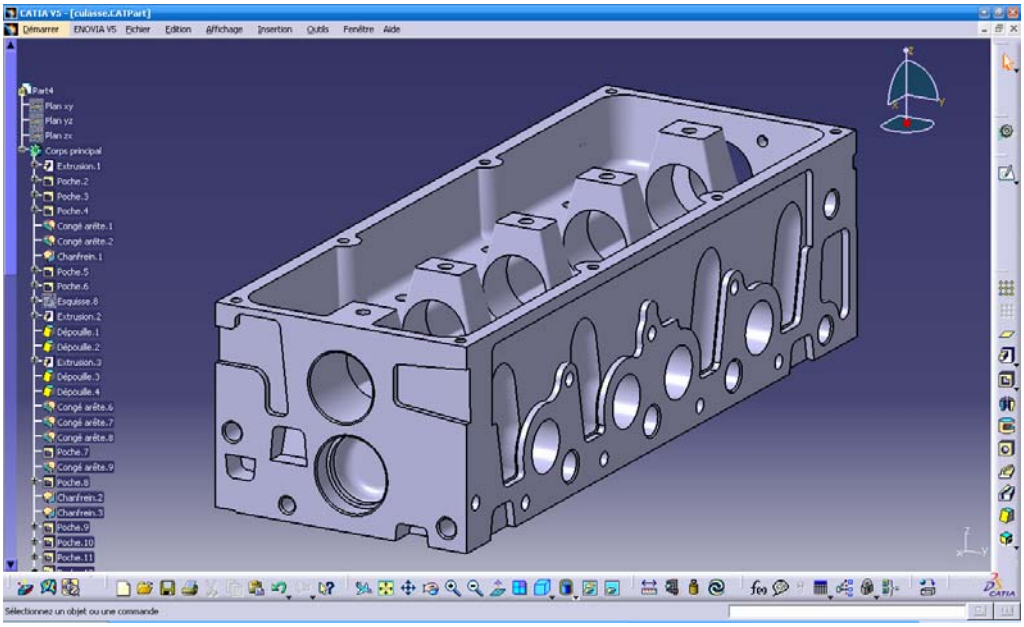


Figure 3.2. Maquette numérique de la 1ère culasse

4. Gamme d'usinage de la première culasse

La gamme de fabrication décrit le processus de production. Sous une forme plus générale Van Zeir [Van Zeir 1998] déclare que : la gamme d'usinage peut se définir comme une détermination systématique des méthodes par lesquelles un produit est fabriqué de manière économique et compétitive dans un environnement donné.

Cette définition permet de prendre en compte l'ensemble des contraintes qui cernent la production qu'elles soient économiques ou techniques. Les problèmes de fabrication sont non déterministes [Anselmetti 1994], il y a plusieurs solutions possibles pour un même problème. Par exemple, deux sous-traitants répondant à un appel d'offres peuvent délivrer des productions similaires (conformité, quantité, coûts, délais, marge bénéficiaire, …) alors que leurs processus de production sont probablement radicalement différents.

Les critères pour choisir la gamme idéale ou optimale sont nombreux et complexes, parmi eux on note les coûts (de production, de matériaux, d'outillages, …), les temps (de préparation, d'usinage,…), le nombre de phases, le nombre d'opérations, la non-qualité (rebuts et retouches),...

En revanche la validation d'une gamme impose deux points incontournables :

• La faisabilité de la gamme : Les phases créées doivent être matériellement réalisables.

Si la détermination des surfaces d'appui et de bridage ne peut pas assurer le maintien et la mise en position de la pièce, alors la gamme n'est pas capable.

• La garantie de la conformité dimensionnelle et géométrique du produit. Si les défauts de fabrication de la pièce sont au-delà des tolérances exigées la gamme n'est pas capable.

Ce dernier point est primordial et nous constatons que peu d'approches de génération de gamme automatique intègrent des outils permettant de prédire le comportement géométrique probable des pièces suivant la gamme envisagée.

La gamme de fabrication de la culasse comporte trois phases. Le tableau 3.1 résume cette gamme d'usinage partielle. Il met en évidence les surfaces fabriquées dans chaque phase et les surfaces de référence. L'étude ne tiendra pas compte de l'ordre chronologique imposé par les conditions fonctionnelles du dessin de définition.

Tableau 3-1 Gamme d'usinage partielle de la première culasse

Phase	**Surfaces de référence**			**Surfaces usinées**
phase 20	W	V	Y	P
Phase 30	P	V	Y	H et HH
	P	V	F'	J
	P	J	F'	K
	P	K	Y	F et G
Phase 40	P	K	F	A et B
	P	542 (pion cylindrique)	A (pion fraisé)	601-610
	P	542 (pion cylindrique)	515 (pion fraisé)	Lamage 601-610
	P	542 (pion cylindrique)	515 (pion fraisé)	R-S

5. Analyse des conditions géométriques d'orientation

Dans cette partie, les conditions géométriques d'orientation telle que les conditions de parallélisme, de perpendicularité et d'inclinaison seront traitées une par une afin de vérifier leur respect en fonction de la précision des procédés d'usinage utilisés.

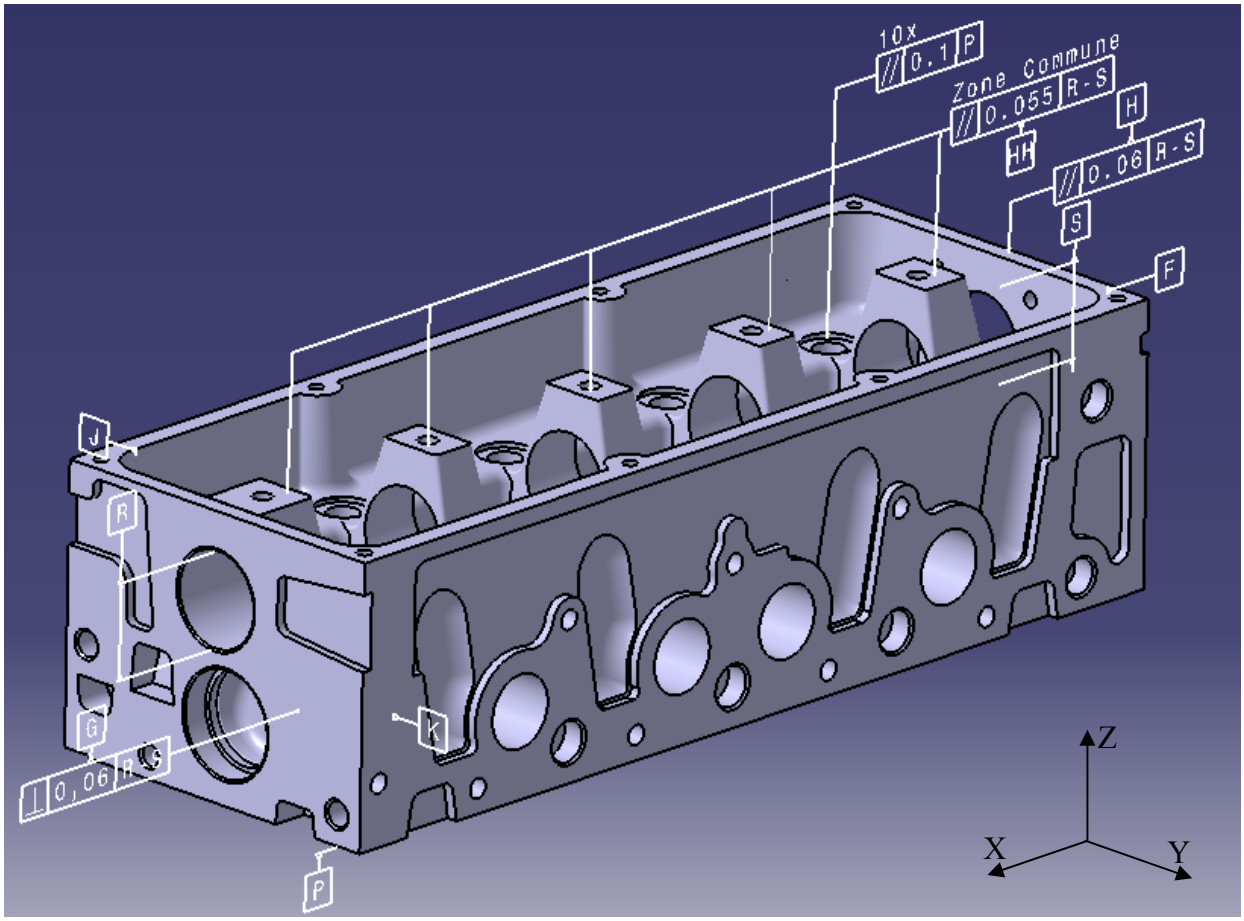


Figure 3.3. Conditions géométriques d'orientation

5.1. Condition 1 : parallélisme de la surface H par rapport à l'axe R-S

H	//	0.06	R-S

5.1.1. La méthode 2D

On étudiera la faisabilité de la demande BE (parallélisme de la surface H par rapport à R-S) avec la démarche basique, dans deux plans de projection.

Un plan PL1 parallèle à K et J.

Un plan PL2 Parallèle à G et F.

Dans chaque plan de projection nous allons utiliser la méthode des chaînes de cotes angulaires unidirectionnelle pour déterminer le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication.

On commence par présenter la chaîne de cote angulaire dans le plan PL1 comme le montre la figure 3.4. La gamme d'usinage partielle proposée pour la fabrication de la culasse indique que la surface H (surface tolérancée) est usinée avant l'élément de référence (axe des alésages R-S) , les deux surfaces ne sont pas usinées dans la même phase alors la surface tolérancée n'est pas usinée par rapport à la référence cela explique la nécessité d'un transfert de tolérances. Cette étude ne tiendra pas compte de l'ordre chronologique imposé par les conditions BE.

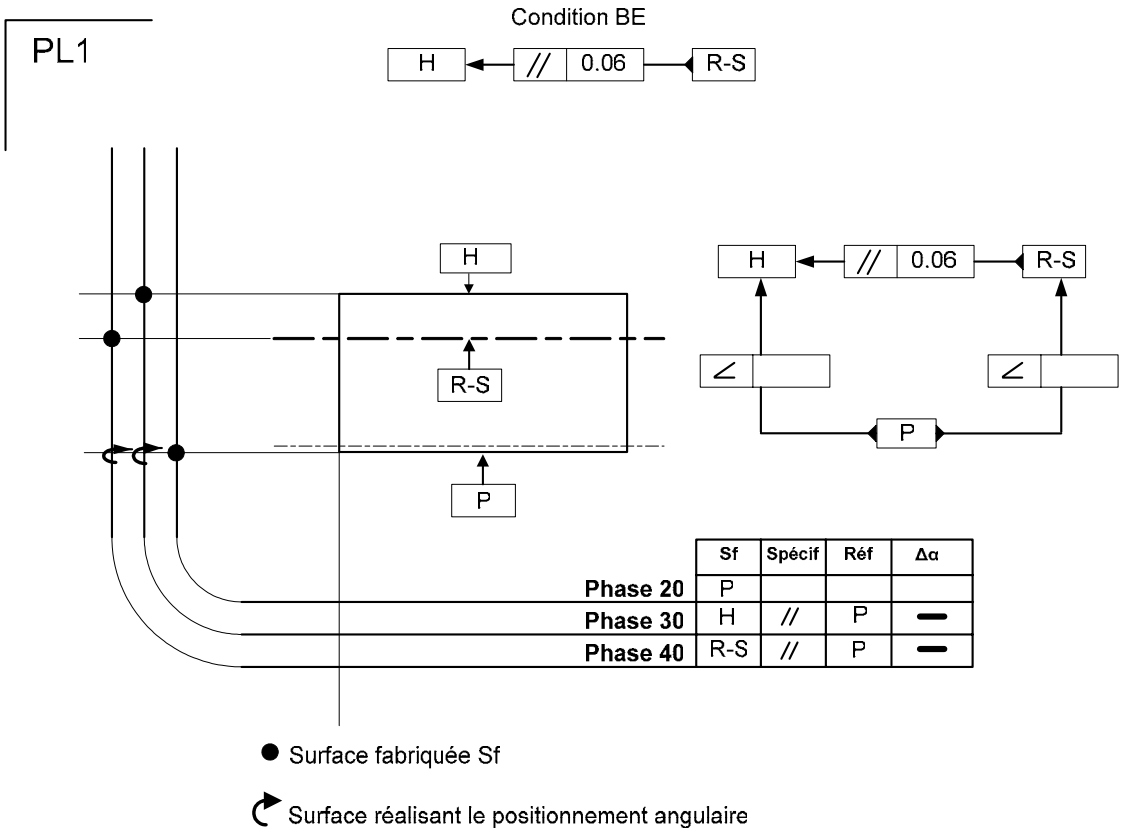


Figure 3.4. Chaîne de cotes angulaire dans le plan PL1

D'après la chaîne de cotes de la figure 3.4 le cumul des défauts angulaires dans le plan PL1 est égal au cumul du défaut de la surface H usinée dans la phase 30 et le défaut de l'axe R-S usiné dans la phase 40.

La chaîne de cote angulaire dans le plan PL2 est présentée par la figure 3.5. Le défaut angulaire de l'axe R-S dans ce plan n'a pas d'influence sur le respect de la condition de parallélisme puisque c'est une déviation angulaire par rapport à un axe parallèle à la normale de la surface tolérancée.

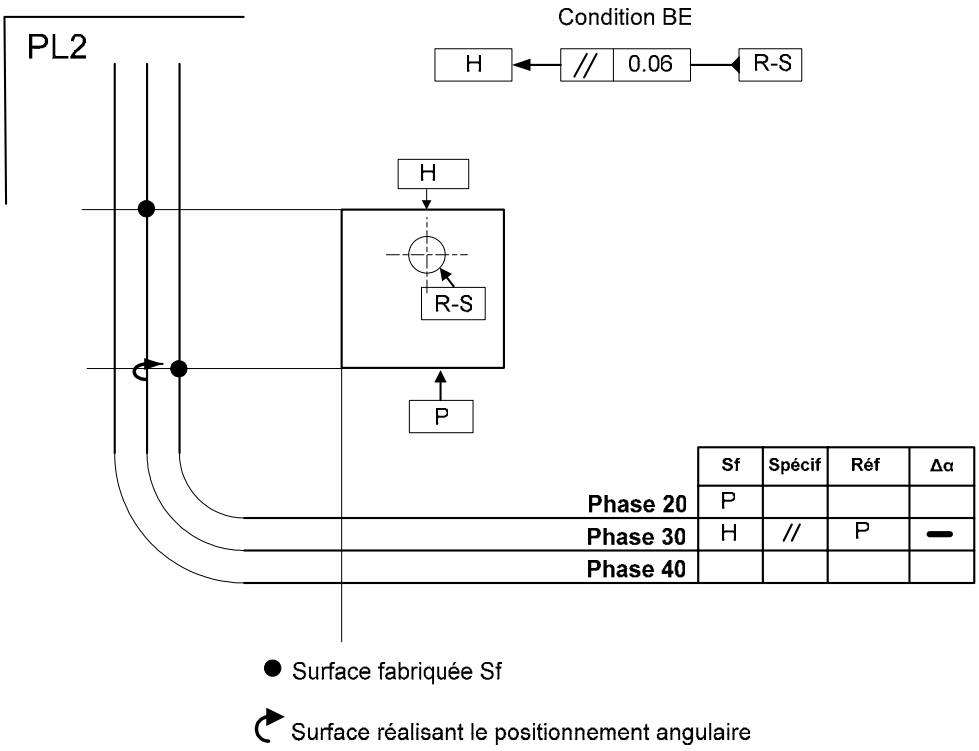


Figure 3.5. Chaîne de cotes angulaire dans le plan PL2

Dans le plan PL2 le cumul des défauts angulaires est égal au défaut de la surface H usinée dans la phase 30. Les défauts angulaires sont fonction de la précision de la machine. Alors on analysera son impact sur le respect de la spécification fonctionnelle.

Dans ce qui suit on détaillera les résultats trouvés pour une machine dont la précision est de 0.007mm.

Nous pouvons alors représenter l'épure de défaut angulaire avec Φ_1=0,07mrd et Φ_2=0,14mrd.(figure 3.6)

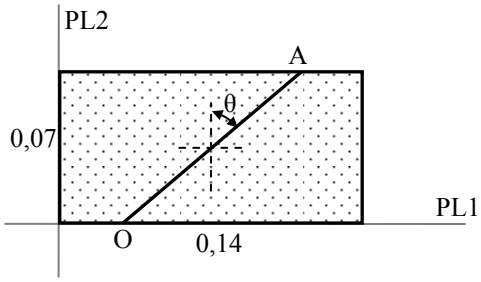


Figure 3.6. Épure des défauts angulaires
(Méthode 2D)

A partir de cette épure le défaut angulaire Δα peut être déterminé dans chaque direction d'analyse en faisant varier θ. Le défaut angulaire fabriqué suivant une direction quelconque aura un module maxi représenté par le segment OA. On obtient alors le résultat représenté par la figure 3.7.

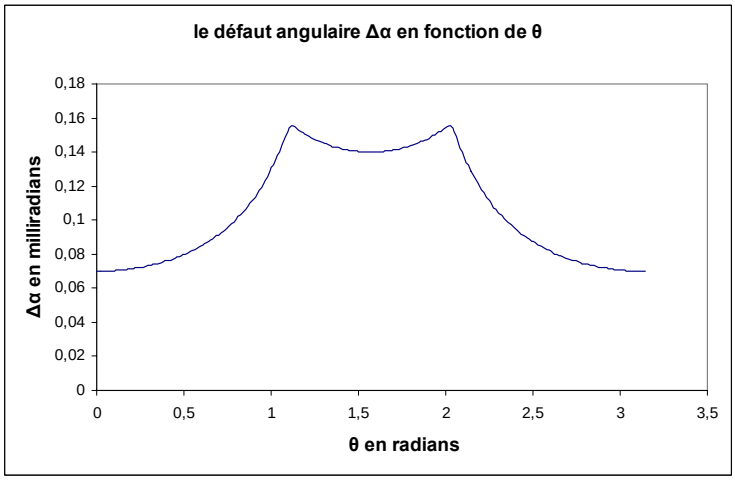


Figure 3.7. Défaut angulaire Δα de la surface H en fonction de θ
(Méthode 2D)

D'après le résultat de la figure 3.7, le défaut angulaire maximal est de 0.155 mrd dans les deux directions d'analyse qui ont respectivement un angle $\theta_1 = 1.11$rd et $\theta_2 = 2.02$rd avec le plan PL2. Nous pouvons trouver ce résultat avec calcul puisque : $\Delta\alpha_{max} = \sqrt{\Phi_1^2 + \Phi_2^2} = 0{,}156$ mrd.

Ce défaut se situe alors dans la direction d'angle $\theta = \text{arctg}(\Phi_2 / \Phi_1) = 1.11$ rd.

La surface tolérancée est de forme rectangulaire de dimensions 151mm × 411.5mm.

La figure 3.8 représente la longueur projetée de la surface H pour un balayage de θ.

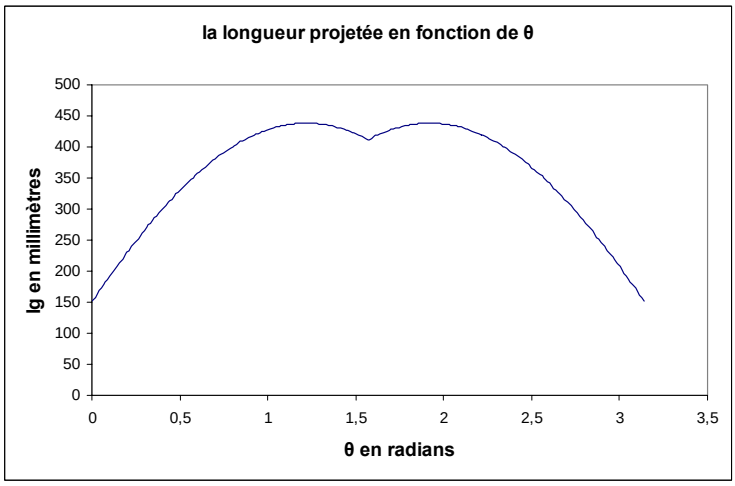


Figure 3.8. La longueur projetée lg de la surface H en fonction de θ

La projection de la surface H dans le plan critique contenant $\Delta\alpha_{max}$ est déterminée d'après ce résultat. Pour θ égal à 1.11 rd, lg correspond à 436mm.

A partir de $\Delta\alpha_{max}$ et lg dans le plan contenant $\Delta\alpha_{max}$ nous pouvons déduire le défaut fabriqué maximal tf_{max} donné par $tf_{max} = \Delta\alpha_{max} \times lg = 0.067mm$.

Le défaut fabriqué maximal peut aussi être déterminé graphiquement à partir de la courbe de la figure 3.9 qui représente le défaut fabriqué de la surface H pour un balayage de θ. Cette courbe est obtenue à partir des deux résultats des figures 3.7 et 3.8.

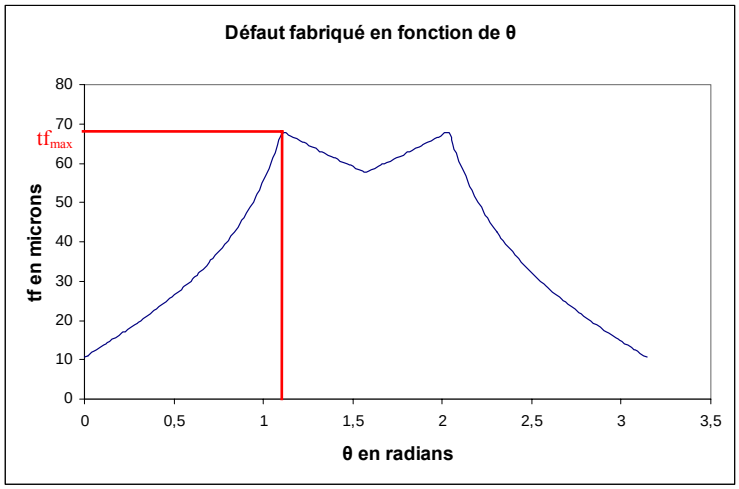


Figure 3.9. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ
(Méthode 2D)

D'après la figure 3.9 tf_{max} est égale à 0,067mm, Il suffit maintenant de comparer tf_{max} et la tolérance fonctionnelle. On remarque que tf_{max} dépasse la valeur de la condition BE qui est de 0,06mm. D'après ce résultat, la machine utilisée ne permet pas d'avoir des pièces conformes. Il faut utiliser une machine plus précise ce qui influe sur le coût de fabrication.

Nous passons alors utiliser la méthode spatiale et comparer les résultats.

5.1.2. La méthode spatiale

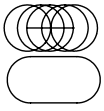
Nous commençons par chercher le défaut angulaire résultant en faisant la somme des angles solides et angles plans qui représentent les lieux géométriques des normales des surfaces usinées.

La surface tolérancée H de normale $\vec{z}$ est de forme rectangulaire de dimensions 151mm×411,5mm alors le défaut généré sur cette surface est modélisé par un angle solide de directrice circulaire dont le diamètre dépend de la précision de la machine.

L'axe des alésages R-S est parallèle à la surface H et de vecteur directeur $\vec{x}$, alors uniquement le défaut angulaire de rotation par rapport à $\vec{y}$ est considéré puisque le défaut angulaire de rotation autour de $\vec{z}$ (normale de la surface tolérancée) n'a pas d'influence sur la condition de parallélisme de H par rapport à R-S.

Le tableau 3.2 résume la méthode de détermination de l'épure des défauts angulaires.

Tableau 3.2. Directrice des défauts angulaires

Phase	**Surface usinée**	**Lieu géométrique du défaut fabriqué**	**Directrice du défaut cumulé**
30	H	Angle solide	Cercle Ø 0,07 
40	R-S	Angle plan	Oblong 0,14×0,07 

Alors le défaut cumulé dans ce cas est la somme d'un angle solide est un angle plan et l'épure des défauts angulaires est de la forme suivante comme le montre la figure 3.10.

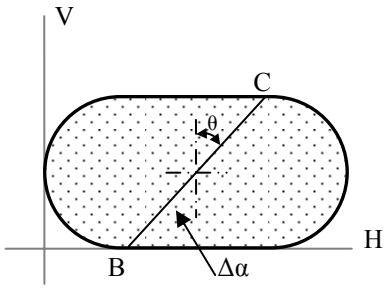


Figure 3.10. Épure des défauts angulaires
(Méthode spatiale)

A partir de cette épure, le défaut angulaire Δα est déterminé pour chaque direction d'analyse θ comme le montre la figure 3.11.

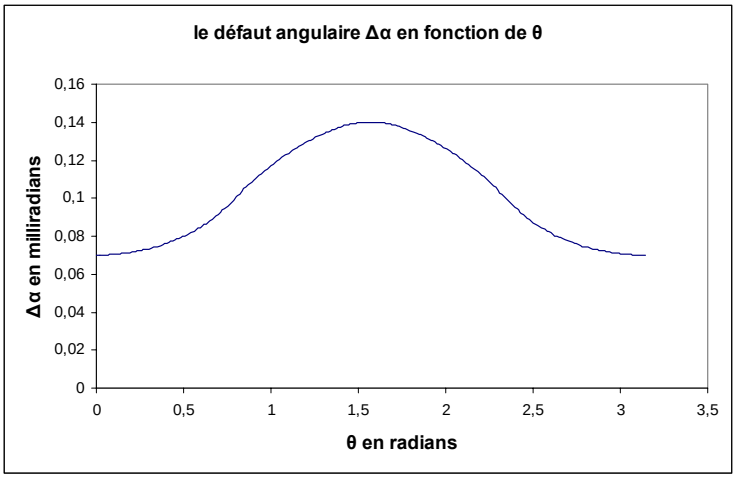


Figure 3.11. Défaut angulaire Δα de la surface F100 en fonction de θ
(Méthode spatiale)

Le défaut angulaire maximal est de 0.14 mrd dans la direction d'analyse qui a un angle θ=1.57rd (90 deg) avec le plan V.

La méthode nécessite des données géométriques relatives à la surface tolérancée, ces données sont déterminées à partir du modèle CAO de la première culasse construit sur CATIA. Il faut tout d'abord extraire la surface à étudier pour exécuter une macro qui permet de construire un plan d'analyse dont la position et pilotée par l'angle θ et de mesurer la distance entre deux

points qui représentent la projection des deux points extremums sur ce plan, puis de transférer ces données vers un fichier Excel. La figure 3.12 représente la forme de la surface tolérancée.

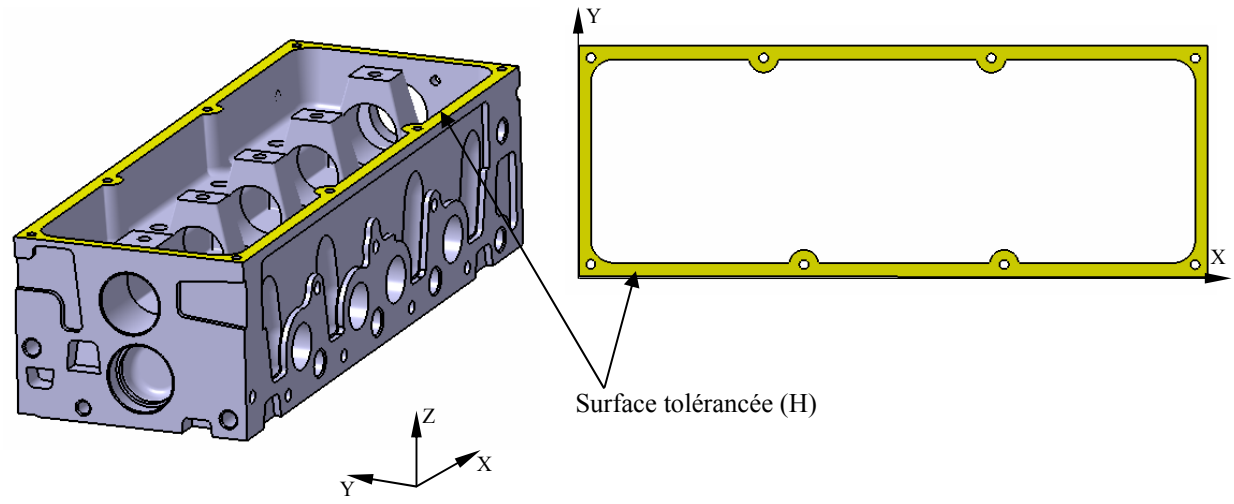


Figure 3.12. Forme de la surface tolérancée

Pour la longueur projetée on retrouve le même résultat donné par la figure 3.8 puisque nous étudions toujours la même surface.

A partir de $\Delta\alpha$ et lg on peut déterminer le défaut fabriqué puisque $tf = \Delta\alpha \times lg$.

La figure 3.13 représente le défaut fabriqué de la surface H pour un balayage de θ.

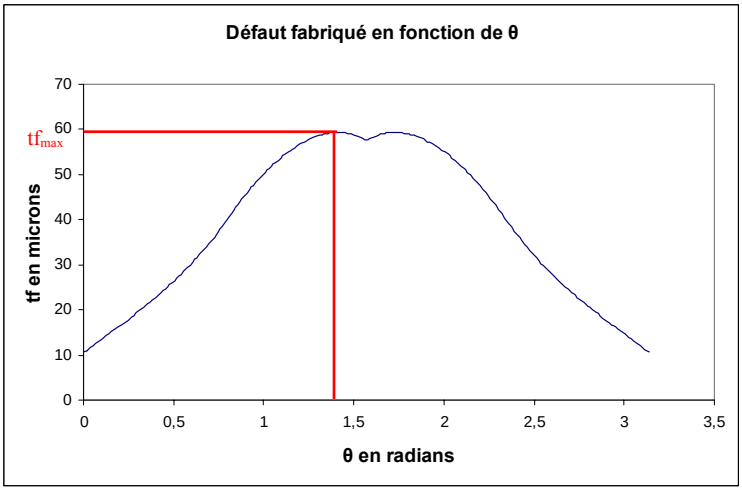


Figure 3.13. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ (Méthode spatiale)

D'après le résultat des la figure 3.13, le défaut fabriqué tf_{max} est égal à 0,058mm. La condition BE est bien vérifiée (parallélisme de 0,06 de H par rapport à R-S). Alors en utilisant une machine qui a une précision de 0.007mm on peut obtenir des pièces conformes.

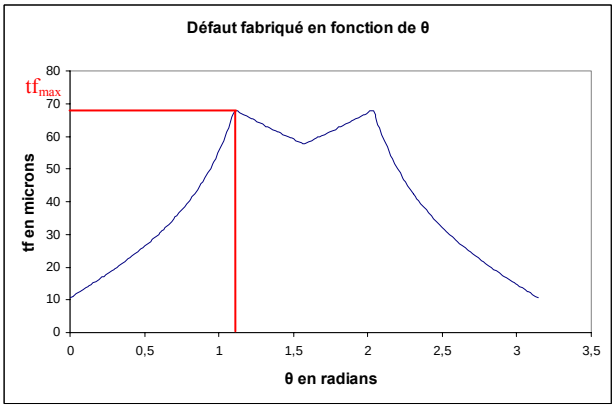


Figure 3.9. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ (Méthode 2D)

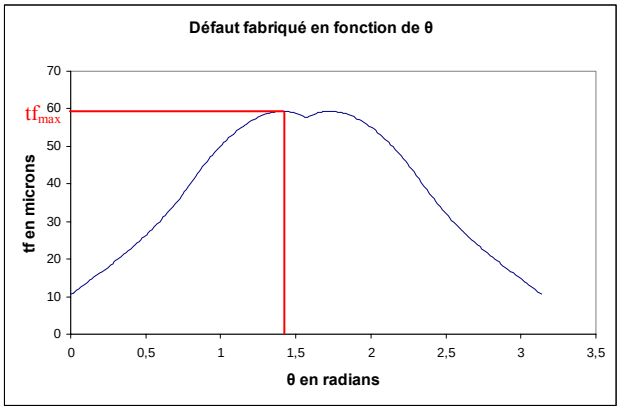


Figure 3.13. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ (Méthode spatiale)

En comparant les résultats donnés par les méthodes, nous remarquons que la méthode spatiale permet d'optimiser les intervalles de tolérances fabriquées et de vérifier la faisabilité des pièces en fonction de la précision de la machine. Le défaut fabriqué déterminé par la méthode spatiale est inférieur à celui déterminé par la méthode 2D, nous pourrons alors choisir une machine moins précise pour satisfaire la condition de parallélisme de H par rapport à l'axe des alésages R-S et par conséquence réduire le coût de production.

5.2. Condition 2 : parallélisme de l'axe des alésage R-S par rapport à la surface P

R-S	//	0.04	P

L'axe des alésages R-S doit être compris entre deux plans parallèles distants de 0.04mm et parallèles à la surface de référence P.

Dans ce cas l'élément tolérancée est usiné directement par rapport à la surface de référence, c'est une condition directe qui ne nécessite pas de transfert de tolérances.

Au pire des cas le défaut fabriqué doit être égal à la valeur de l'intervalle de tolérance de la spécification BE. Alors cherchons le défaut angulaire maximum autorisé pour satisfaire la condition BE. Dans le cas où l'élément tolérancé est un axe, la fonction paramétrée lg(θ) est une constante qui est égale à la longueur de cet axe.

Avec l=411.5mm

Alors pour un défaut fabriqué : tf_{max} = 0.04mm, la machine utilisée doit être de précision p=0.097mm.

5.3. Condition 3 : parallélisme de HH par rapport à l'axe de référence R-S

Zone commune

HH	//	0.055	R-S

4.3.1. Notion de zone commune

La zone commune est définie [ISO 1011] comme suit : «Lorsqu'une zone de tolérance unique s'applique à plusieurs éléments séparés, l'exigence doit être indiquée par le symbole «CZ» (zone commune) placé à la suite de la tolérance dans le cadre de tolérance »

D' après Gaëtan LEGRAIS [Legrais 2005] La zone commune ne pourra concerner que des éléments de même nature géométrique et adaptant du point de vue orientation et localisation des positions particulières (plans confondus, surfaces de révolution coaxiales)

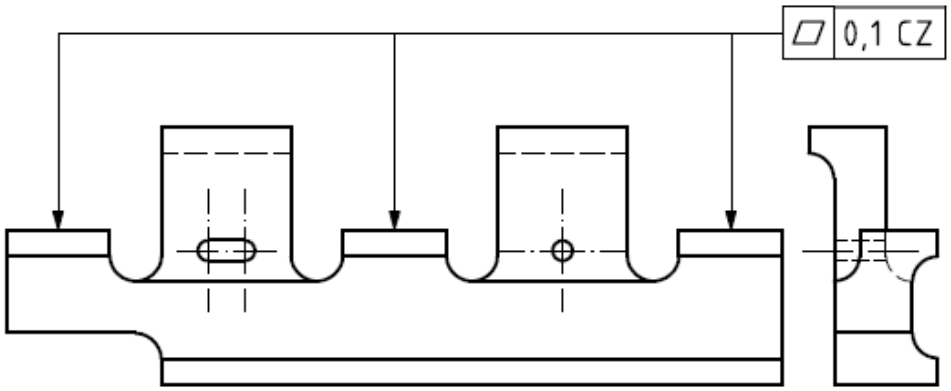


Figure 3.14. Zone commune [ISO 1011]

5.3.2. Etude de la condition 3

La gamme d'usinage proposée pour la fabrication de la première culasse indique que l'élément tolérancé, qui est dans ce cas l'ensemble de 5 surfaces, et l'élément de référence (axe des alésages R-S) ne sont pas usinées dans la même phase. L'élément tolérancé est usinée avant l'élément de référence cela explique la nécessité d'un transfert de tolérances (figure 3.15).

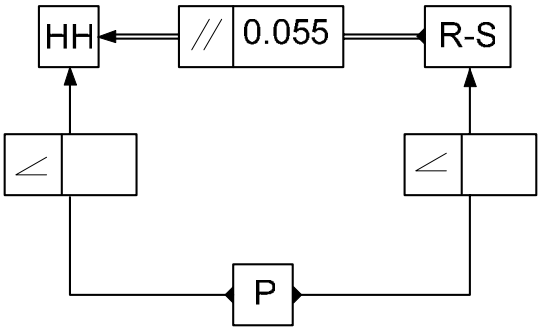


Figure 3.15. Chaîne de cote relative à la condition étudiée

La condition de parallélisme de HH par rapport à R-S est étudiée par les deux méthodes les figures 3.16 et 3.17 représentent les chaînes de cotes unidirectionnelles respectivement dans les plans PL1 et PL2.

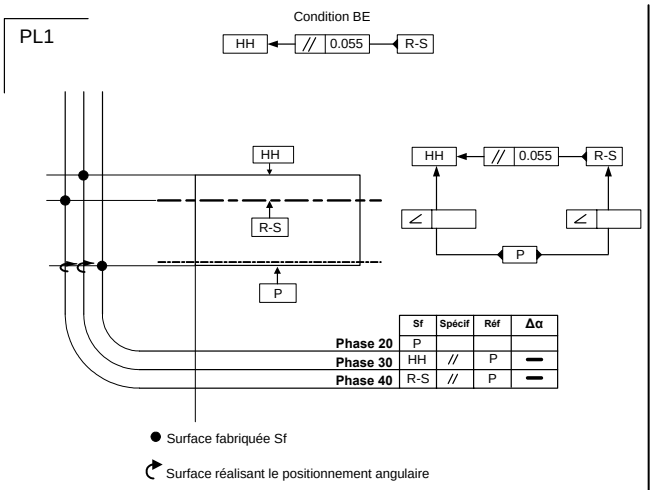


Figure 3. 16. Chaîne de cotes angulaire dans le plan PL1

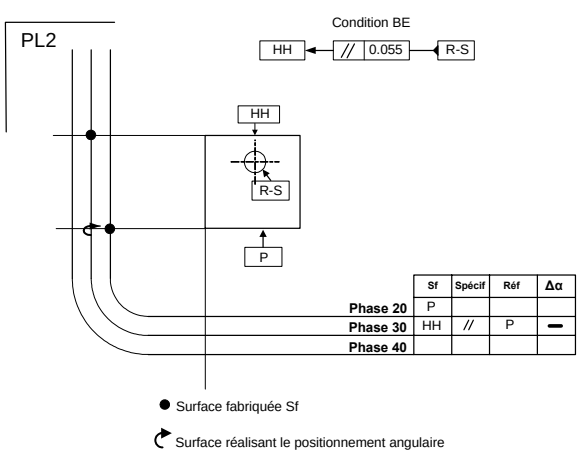


Figure 3. 17. Chaîne de cotes angulaire dans le plan PL2

La spécification géométrique de parallélisme est appliquée à plusieurs éléments séparés (5 zones quadrillées) alors on peut considérer l'élément spécifié comme étant la surface de substitution qui englobe les cinq surfaces (S1, S2, S3, S4 et S5) comme le montre la figure 3.18.

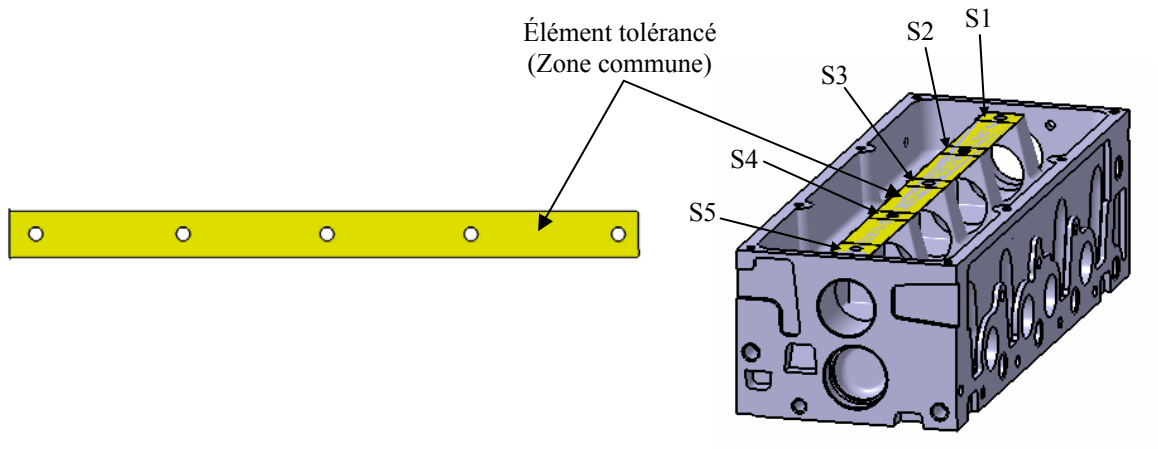


Figure 3.18. Forme de l'élément tolérancé

Nous avons appliqué la méthode des chaînes de cotes angulaire tridimensionnelle pour analyser cette condition en faisant varier à chaque fois la précision de la machine pour trouver la précision adéquate qui permet de satisfaire la spécification BE. Les figures 3.19 et 3.20 représentent le défaut fabriqué de la surface HH pour un balayage de θ, déterminé respectivement par la méthode 2D et la méthode spatiale pour une précision de 0.007mm.

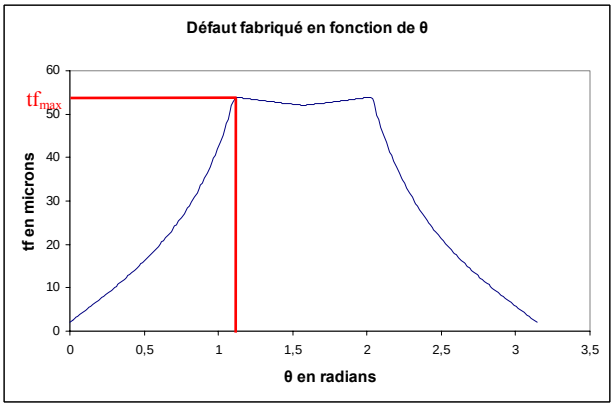


Figure 3.19. Le défaut fabriqué tf de la surface HH en fonction de θ (Méthode 2D)

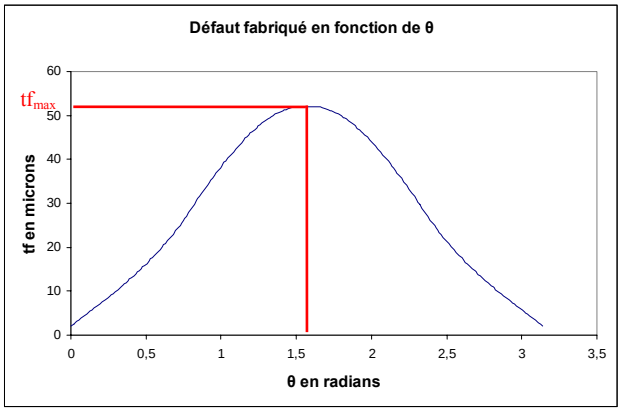


Figure 3.20. Le défaut fabriqué tf de la surface HH en fonction de θ (Méthode 3D)

En utilisant la méthode spatiale, le défaut fabriqué trouvé est toujours inférieur à celui trouvé par la méthode 2D : 0.054 mm par la première méthode et 0.052 mm par la deuxième. Dans ce cas on remarque que si on réalise l'usinage de la pièce sur une machine dont la précision est de 0.007mm la condition de parallélisme de HH par rapport à P est respectée puisque les valeurs trouvées sont inférieures à la demande du bureau d'études.

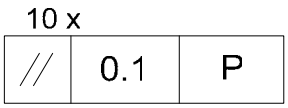
Le tableau 3.3 donne les résultats trouvés pour différentes valeurs de la précision de la machine.

Tableau 3.3. Récapitulatif des résultats trouvés pour différentes précisions de machine.

Condition à respecter : parallélisme de HH par rapport à l'axe de référence R-S			
Précision (mm)	Méthode utilisée	Valeurs du défaut fabriqué (mm)	Respect de la condition BE (0.055mm)
0.006	Méthode 2D	0.046	Oui
	Méthode 3D	0.044	Oui
0.007	Méthode 2D	0.054	Oui
	Méthode 3D	0.052	Oui
0.008	Méthode 2D	0.061	Non
	Méthode 3D	0.059	Non

L'optimum est de choisir la valeur de la précision la plus grande qui permet de satisfaire la condition fonctionnelle.

5.4. Condition 4 : parallélisme des fonds des lamages par rapport à la surface P



4.4.1. Notion de groupe d'éléments

Un groupe d'élément est définit [ISO 1011] comme suit : « Lorsque la tolérance s'applique à plus d'un élément, cela doit être indiqué au-dessus du cadre de tolérance, par le nombre d'éléments suivi du symbole «×» »

D' après Gaëtan LEGRAIS [Legrais 2005] le groupe de surfaces permet de tolérancer un ensemble d'éléments géométriques de même nature. Un groupe de faces pourra être un ensemble de plans, de cylindres ou, par extension de la notion de groupe de faces, à celle de groupe d'éléments géométriques, pour des axes par exemple. Mais deux entités différentes ne pourront jamais cohabiter au sein d'un groupe de faces. L'orientation des faces est elle aussi importante, la notion de groupe sous entend une certaine homogénéité. Les surfaces de plus d'une nature géométrique commune doivent posséder une orientation identique (vecteurs caractéristiques des éléments géométriques parallèles). Dans le cadre de cônes, de cylindres et de sphères il est à noter que la norme ne traite que des éléments de même dimension. Cependant dans la majorité des cas ces surfaces ne sont pas directement concernées mais ce sont souvent leurs éléments géométriques associés (axe par exemple) qui le sont. Les

dimensions n'ont alors plus réellement d'importance. Des groupes de surfaces pourraient donc être constitués d'éléments géométriques certes de même nature mais pas forcement de même dimension

5.4.2. Etude de la condition 4

C'est une condition de parallélisme des fonds des dix lamages des trous 601→610 par rapport à la surface de référence P. l'élément spécifié dans ce cas est usiné directement par rapport à la référence spécifiée alors seul le défaut généré lors de l'usinage de chaque lamage influe sur le respect de cette condition. La forme de la surface tolérancée est donnée par la figure 3.21.

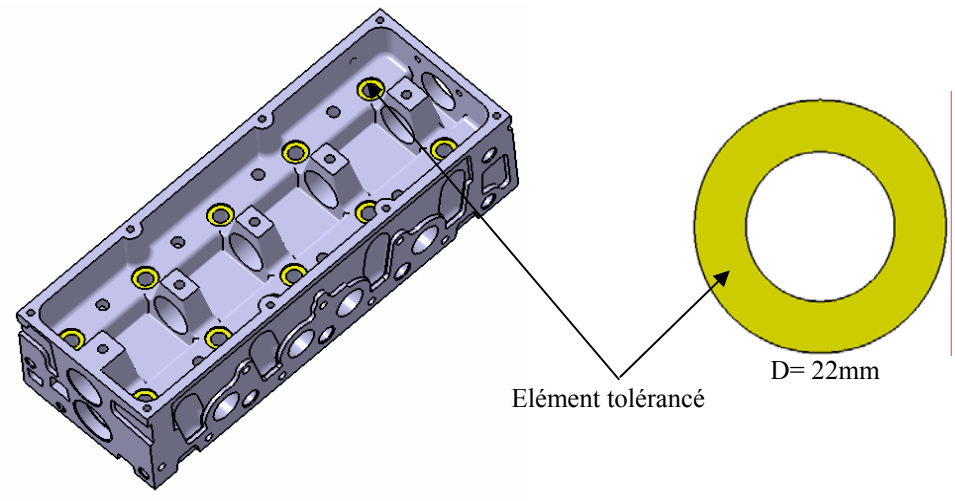


Figure 3.21. Forme de l'élément tolérancé

Dans ce cas les épures des défauts angulaires sont simples à déterminer puisque on a un seul défaut et non pas le cumul de plusieurs défauts. Par conséquence l'épure des défauts angulaires déterminés par la méthode 2D est de forme carrée et celui donnée par la méthode spatiale est de forme circulaire.

Les figures 3.22 et 3.23 représentent le défaut fabriqué de la surface tolérancée (font de chaque lamage 601→ 610) pour un balayage de θ, déterminé respectivement par la méthode 2D et la méthode spatiale pour une précision de 0.45mm.

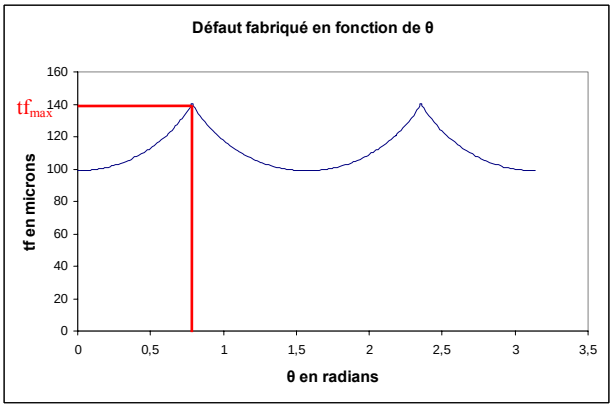


Figure 3.22. Le défaut fabriqué tf des fonds des lamages en fonction de θ (Méthode 2D)

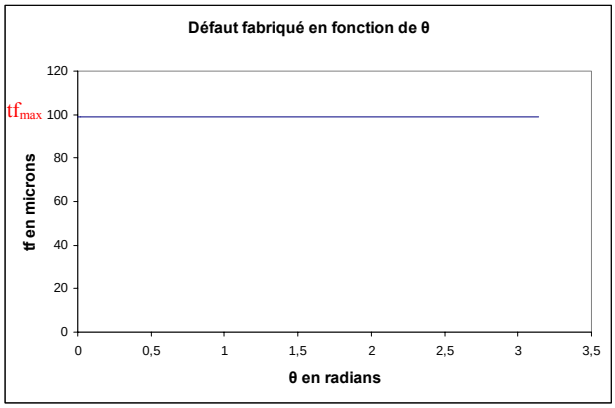


Figure 3.23. Le défaut fabriqué tf des fonds des lamages en fonction de θ (Méthode 3D)

Les résultats trouvés par la méthode spatiale indiquent que la précision choisie permet de satisfaire la condition fonctionnelle cela montre une autre fois que cette méthode permet l'optimisation des choix des machines. Comparée avec les autres conditions étudiées précédemment, la valeur de l'intervalle de tolérance de cette condition est moins sévère et les dimensions de la surface tolérancée sont plus petites ce qui explique la valeur de la précision trouvée par rapport aux autres conditions.

5.5. Condition 5 : perpendicularité de la surface G par rapport à l'axe R-S.

G	⊥	0.05	R-S

La condition de perpendicularité de G par rapport à R-S est analysée par les deux méthodes les figures 3.24 et 3.25 représentent les chaînes de cotes unidirectionnelles respectivement dans les plans H1 et V1.

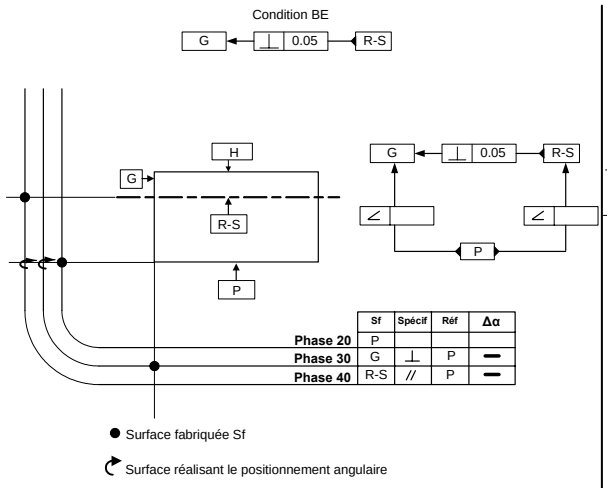


Figure 3. 24. Chaîne de cotes angulaire dans le plan H1

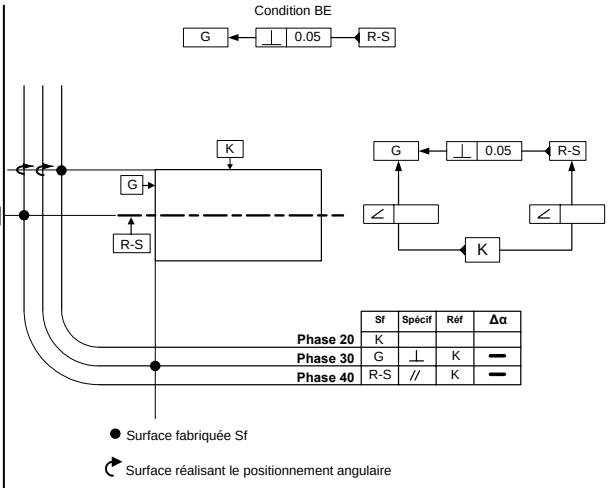


Figure 3. 25. Chaîne de cotes angulaire dans le plan V1

Pour une machine dont la précision est de 0.01mm :

Dans le plan H1 parallèle à la surface K : le défaut angulaire $\Delta\alpha = 0.2$mrd

Dans le plan V1 parallèle à la surface P : le défaut angulaire $\Delta\alpha = 0.2$mrd

Alors que si nous faisons le cumul des défauts angulaires avec la méthode spatiale, le défaut de la surface tolérancée de normale $\vec{x}$ est modélisé par un angle solide. Le défaut de l'axe R-S est aussi modélisé par un angle solide puisque R-S est de vecteur directeur parallèle à la normale de la surface tolérancée (l'axe R-S est perpendiculaire à G). Une déviation angulaire autour de $\vec{y}$ et $\vec{z}$ a une influence sur la condition à respecter.

Le tableau 3.4 résume le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication.

Tableau 3.4. Directrice des défauts angulaires

Phase	**Surface usinée**	**Lieu géométrique du défaut fabriqué**	**Directrice du défaut cumulé**
30	G	Angle solide	Cercle Ø 0,1
40	R-S	Angle plan	Cercle Ø 0,2

La forme de la surface tolérancée est donnée par la figure 3.26.

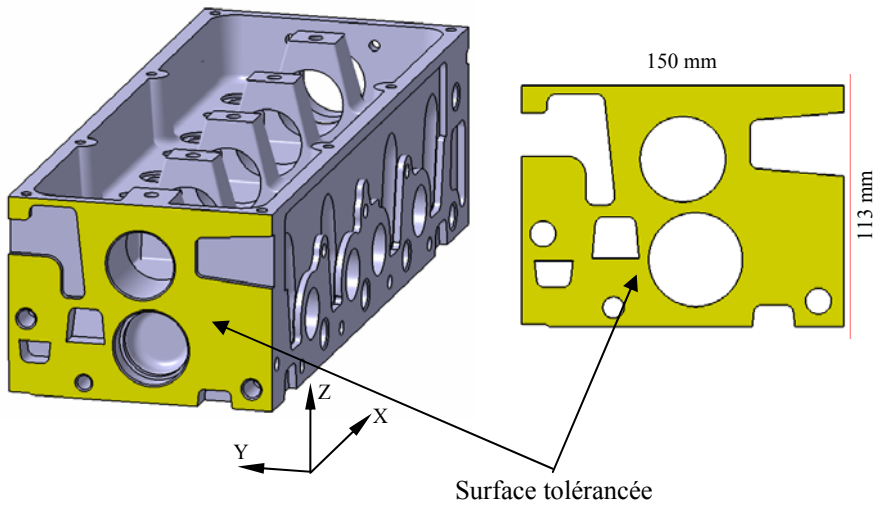


Figure 3.26. Forme de la surface tolérancée

Les résultats des figures 3.27 et 3.28 représentent le défaut fabriqué de la surface G pour un balayage de θ, déterminé respectivement par la méthode 2D et la méthode spatiale.

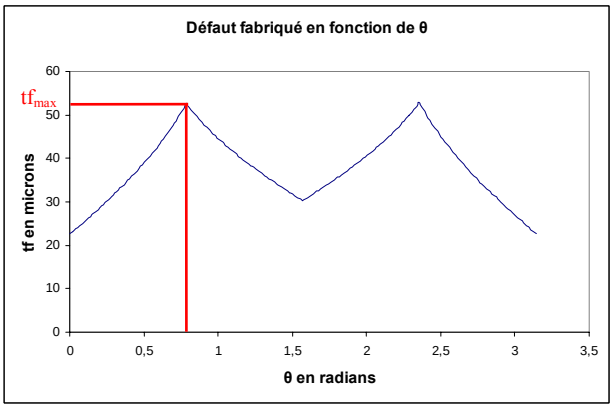


Figure 3.27. Le défaut fabriqué tf de la surface G en fonction de θ (Méthode 2D)

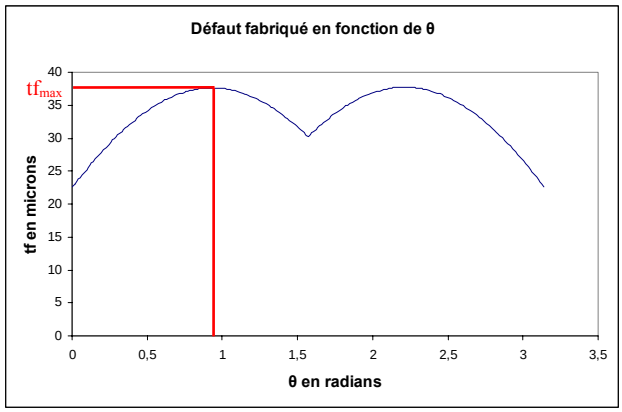


Figure 3.28. Le défaut fabriqué tf de la surface G en fonction de θ (Méthode spatiale)

- Méthode 2D : tf_{max} = 0.052mm

- Méthode spatiale : tf_{max} = 0.037mm

Le résultat trouvé par la méthode spatiale montre que la condition de perpendicularité de la surface G par rapport à R-S peut être respectée si p= 0.01mm.

Nous remarquons que les dimensions des surfaces tolérancées ont une grande influence sur le choix des machines. C'est normal puisque c'est toujours délicat de respecter des intervalles de tolérance sévères relatives à des surfaces tolérancées de grandes dimensions.

Nous rappellons les résultats trouvés pour les différentes conditions étudiées :

Condition 1 : parallélisme de la surface H par rapport à l'axe R-S

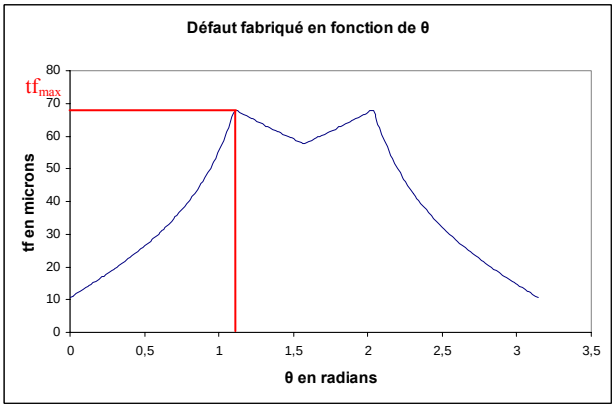


Figure 3.9. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ (Méthode 2D)

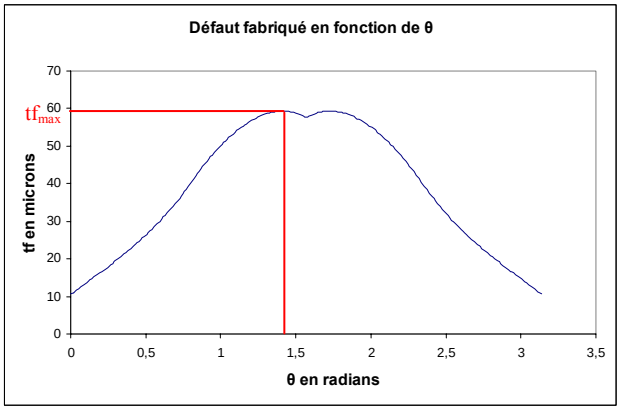


Figure 3.13. Le défaut fabriqué tf de la surface H en fonction de θ (Méthode spatiale)

Condition 3 : parallélisme de HH par rapport à l'axe de référence R-S

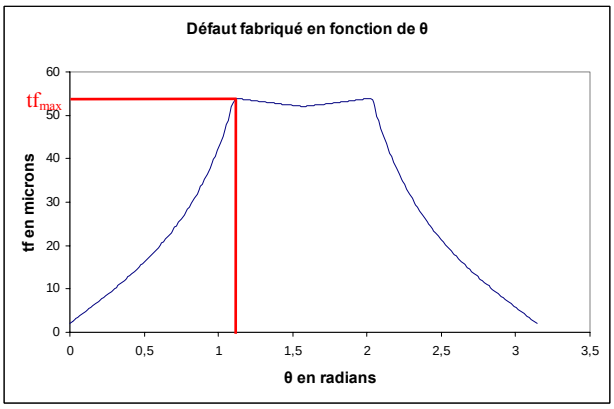


Figure 3.19. Le défaut fabriqué tf de la surface HH en fonction de θ (Méthode 2D)

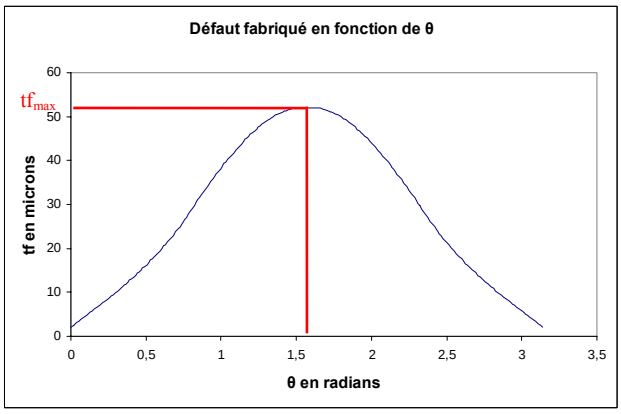


Figure 3.20. Le défaut fabriqué tf de la surface HH en fonction de θ (Méthode Spatiale)

Condition 4 : parallélisme des fonds des lamages par rapport à la surface P

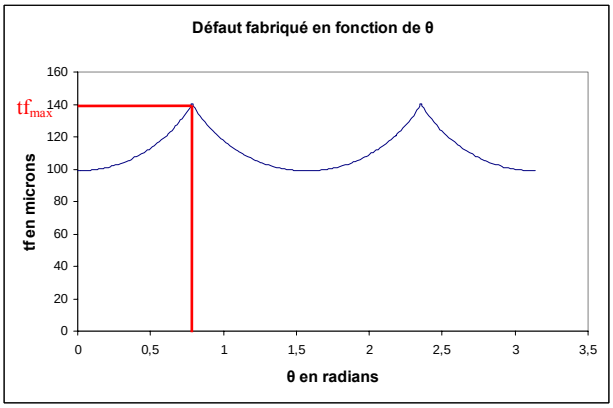


Figure 3.22. Le défaut fabriqué tf des fonds des lamages en fonction de θ (Méthode 2D)

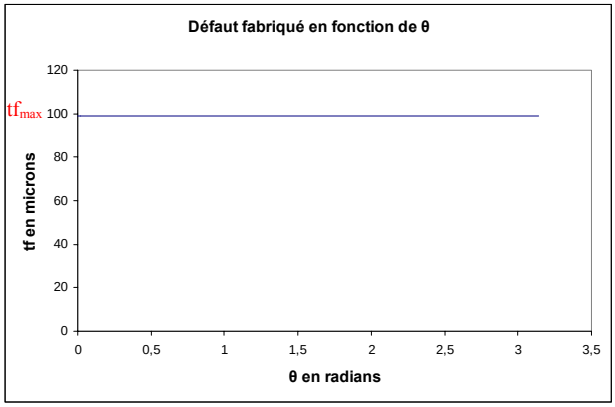


Figure 3.23. Le défaut fabriqué tf des fonds des lamages en fonction de θ (Méthode 3D)

Condition 5 : perpendicularité de la surface G par rapport à l'axe R-S.

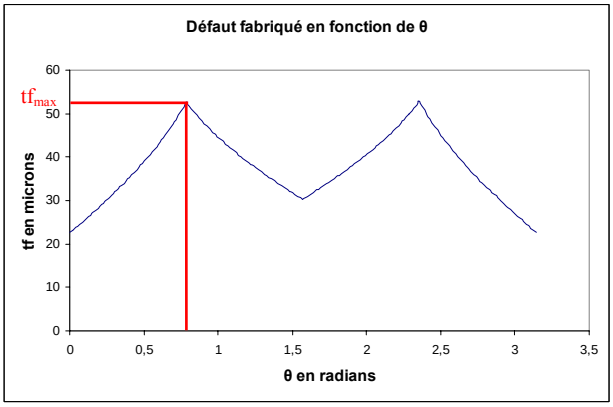


Figure 3.27. Le défaut fabriqué tf de la surface G en fonction de θ (Méthode 2D)

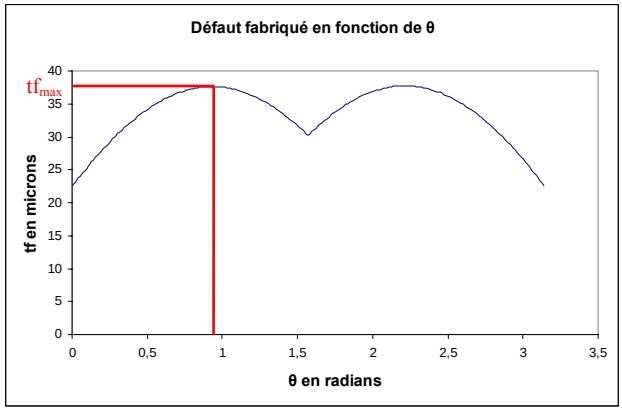


Figure 3.28. Le défaut fabriqué tf de la surface G en fonction de θ (Méthode spatiale)

Le tableau 3.5 présente les résultats trouvés pour les 5 conditions étudiées dans cette partie.

Tableau 3.5. Récapitulatif des résultats

Condition BE	**Dimension de la surface tolérancée**	**Défaut fabriqué trouvé par la méthode 3D**	**Précision machine nécessaire pour satisfaire la condition BE**
Condition 1 H | // | 0.06 | R-S	Forme rectangulaire 151×411.5	tf_{max} =0.058mm	p = 0,007mm
Condition 2 R-S | // | 0.04 | P	axe 411.5mm	tf_{max} =0.04mm	p = 0,097mm
Condition 3 Zone Commune HH | // | 0.055 | R-S	Forme rectangulaire 371.5×27mm	tf_{max} =0.054mm	p = 0,007mm
Condition 4 10 x // | 0.1 | P	Forme circulaire ∅22mm	tf_{max} =0.099mm	p = 0,45mm
Condition 5 G | ⊥ | 0.05 | R-S	Forme rectangulaire 150×113mm	tf_{max} =0.037mm	p = 0,01mm

Le choix des machines sur les quelles la culasse doit être usinée dépend de ces résultats. L'usinage des surfaces H et HH nécessite une machine plus précise comparée avec les autres surfaces de la pièce cela s'explique par le faite que la valeur de l'intervalle de tolérance de la spécification fonctionnelle est trop serrée ainsi que les dimensions de l'élément tolérancé qui sont assez importantes. En plus, dans les deux cas, les surfaces tolérancées ne sont pas usinées directement par rapport à la référence, alors le cumul des défauts générés dans chaque phase de la gamme de fabrication engendre une augmentation du défaut fabriqué.

6. Etude du deuxième exemple de culasse

L'intérêt d'étudier un deuxième exemple est de traiter un cas avec une surface tolérancée de forme particulière et non plus rectangulaire pour monter la capabilité de la méthode à traiter des exemples quelque soit la forme compliquée de la surface tolérancée

6.1. Représentation de la pièce et de la gamme

Soit à étudier un deuxième exemple industriel d'une autre culasse de moteur de voiture. Le dessin de définition de la pièce (figure 3.29) est simplifié en présentant juste la forme prismatique de la culasse et la surface à étudier vu la complexité de la pièce. Les détails non représentés n'ont aucune influence sur les résultats trouvés.

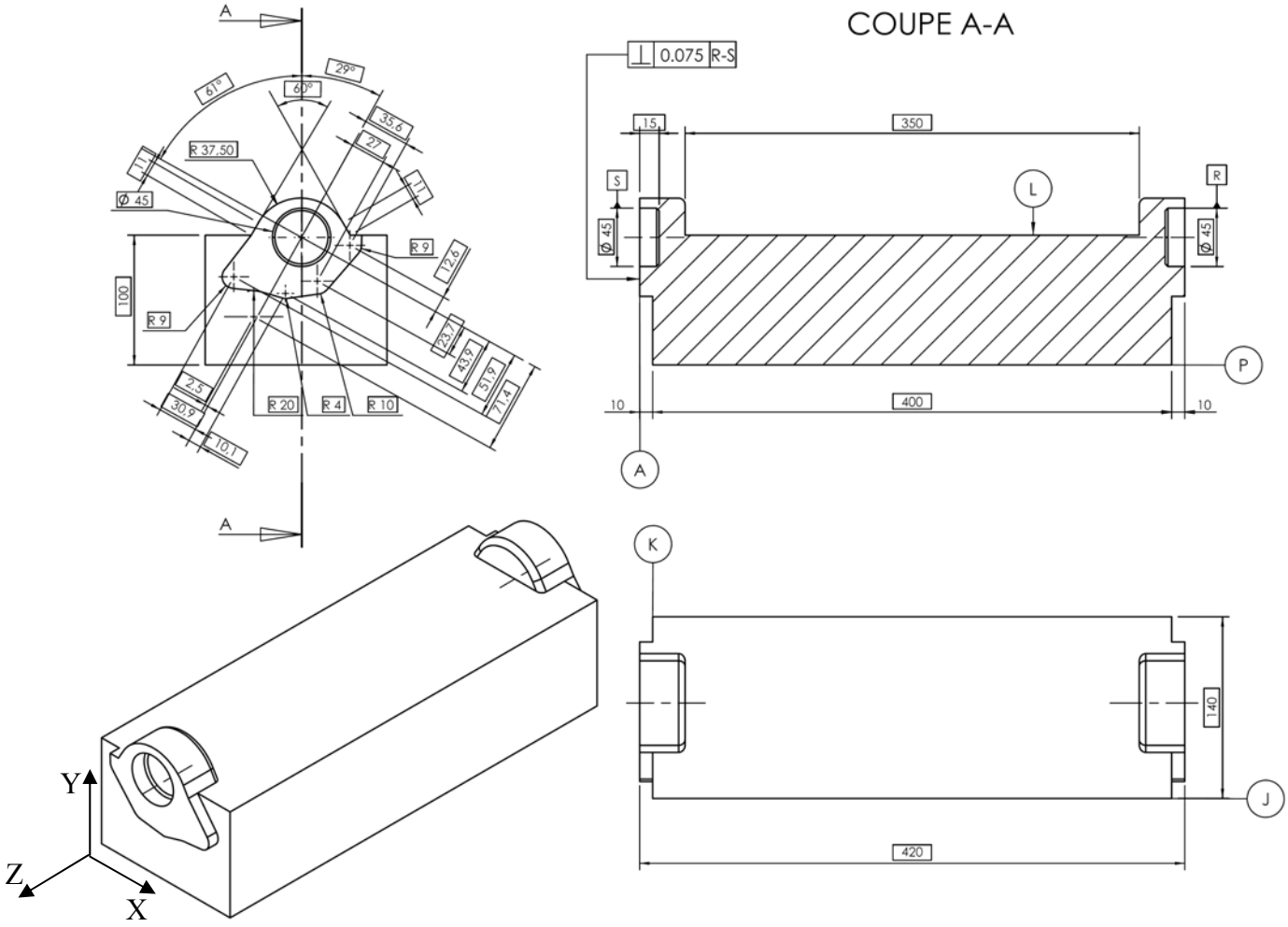


Figure 3.29. Vue isométrique et dessin de définition simplifiés.

La gamme de fabrication proposée comporte trois phases. Le tableau 3.6 résume cette gamme d'usinage. Ce tableau met en évidence les surfaces fabriquées dans chaque phase et les surfaces de référence. La précision de la machine est aussi indiquée.

Tableau 3.6. Gamme d'usinage

Phase	Surfaces de référence			Surfaces usinées	Précision de la machine
10	L	J	K	A	0,02/100 mm
20	L	J	K	P	0,02/100 mm
30	P	J	K	R-S	0,02/100 mm

6.2. Analyses des résultats

6.2.1. Pour une précision machine p=0,02/100mm

6.2.1.1. Méthode 2D

Nous allons étudier la contrainte de perpendicularité entre la surface A et la référence R-S :

Cette exigence géométrique d'orientation impose que la surface tolérancée A soit comprise entre deux plans parallèles distants de la valeur de l'intervalle de tolérance de perpendicularité, soit 0.075mm, et perpendiculaires à l'axe de référence spécifié R-S.

Sur deux plans de projection (Un plan V parallèle à J et un plan H parallèle à P), les chaînes de cotes angulaires unidirectionnelles sont tracées pour déterminer le défaut angulaire dans chaque plan.

D'après la gamme d'usinage la surface tolérancée A est usinée dans l'ordre chronologique avant l'élément de référence R-S alors un transfert un nécessaire. La figure 3.30 représente la chaîne de cotes angulaire unidirectionnelle dans le plan V parallèle à la surface J.

La figure 3.30 montre que le défaut dans ce plan est la combinaison du défaut généré lors de l'usinage de la surface A dans la phase 10 avec le défaut de la surface P usinée dans la phase 20 et le défaut de l'axe R-S usiné dans la phase 30.

Le cumul de ces trois défauts dans le plan V donne un défaut angulaire $\Delta\alpha$= 0.6mrd.

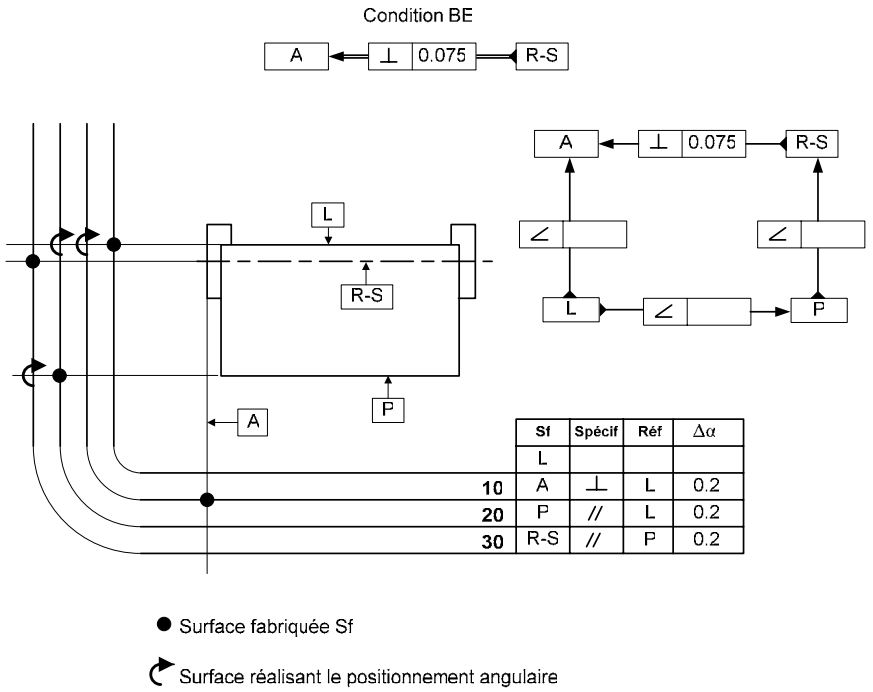


Figure 3.30. Chaîne de cotes angulaire dans le plan V

La figure 3.31 représente la chaîne de cotes angulaire unidirectionnelle dans le plan H parallèle à la surface P.

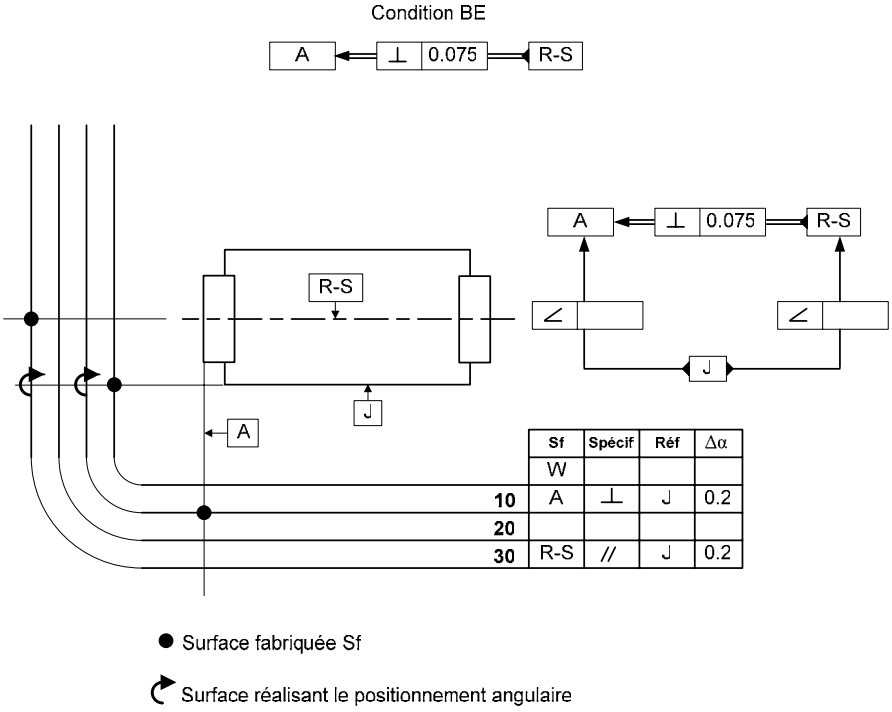


Figure 3.31. Chaîne de cotes angulaire dans le plan H

Dans le plan H le défaut angulaire et la combinaison des deux défauts générés lors de l'usinage de la surface A et de l'axe R-S respectivement dans les phase 10 et 30. Le défaut de

la surface P n'est pas comptabilisé parce que la rotation de P par rapport à la normale au plan H la laisse invariante et n'influent pas la condition de perpendicularité à respecter

Alors Nous trouvons $\Delta\alpha = 0{,}6$mrd dans le plan V et $\Delta\alpha = 0{,}4$mrd dans le plan H

La figure 3.32 représente l'épure des défauts angulaires trouvée par la méthode 2D avec Φ_1=0,6mrd et Φ_2=0,4mrd.

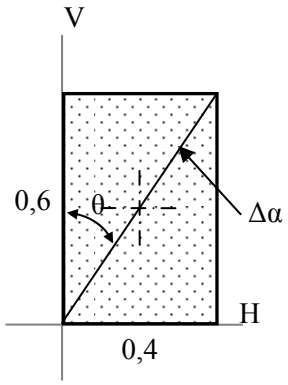


Figure 3.32. Epures des défauts angulaires
(Méthode 2D)

A partir de cette épure, le défaut angulaire $\Delta\alpha$ est mesuré pour chaque direction d'analyse θ comme le montre la figure 3.33.

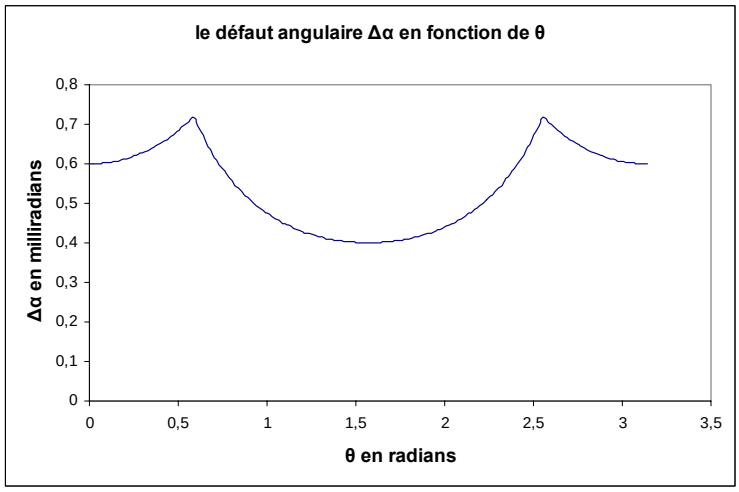


Figure 3.33. Défaut angulaire $\Delta\alpha$ de la surface A en fonction de θ
(Méthode 2D)

D'après le résultat de la figure 3.33, le défaut angulaire maximal est de 0.715mrd dans les deux directions d'analyse qui ont un angle θ=0,57rd et θ=2,56rd avec le plan V.

Dans l'exemple précédent les surfaces tolérancées étaient de formes rectangulaires ou circulaires alors que dans cet exemple la surface tolérancée est une surface de forme particulière (Figure 3.34). Il faut utiliser le logiciel CATIA pour extraire les valeurs de lg en fonction de θ.

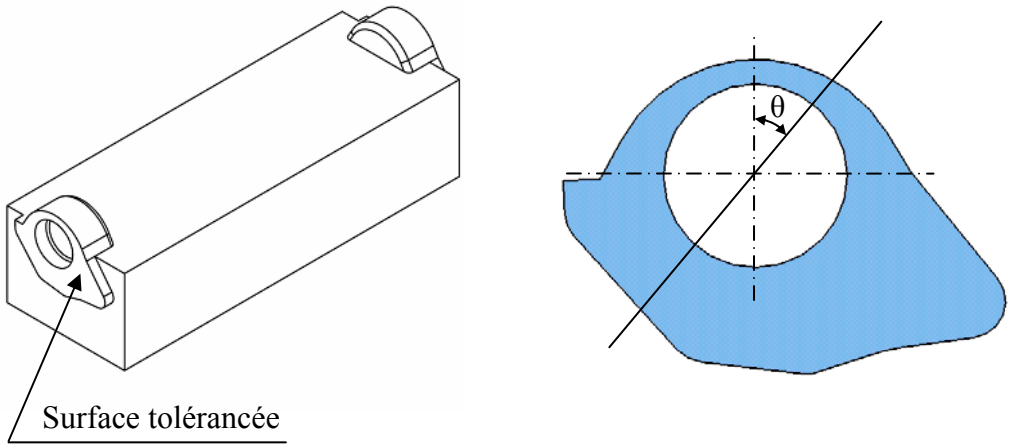


Figure 3.34. Forme de la surface tolérancée

D'après la forme de la surface tolérancée et en utilisant CATIA nous traçons la courbe lg en fonction de θ comme le montre la figure 3.35.

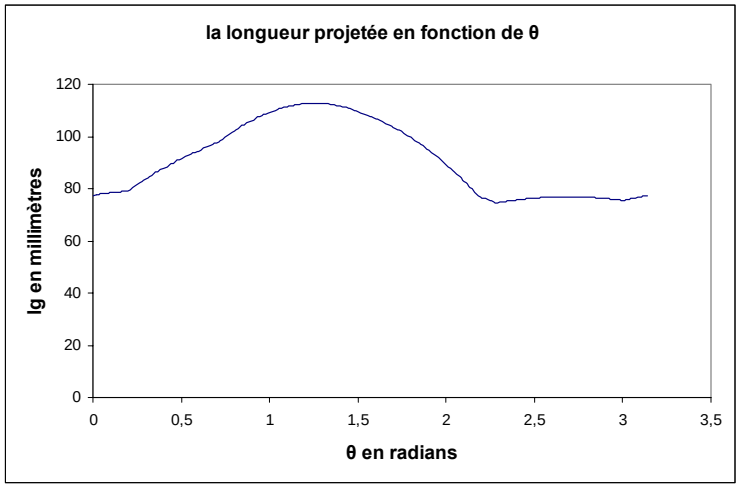


Figure 3.35. La longueur projetée lg de la surface A en fonction de θ

Les figures 3.36 représente le défaut fabriqué de la surface A pour un balayage de θ, Cette courbe est obtenue à partir des deux résultats des figures 3.33 et 3.35 puisque tf=Δα× lg.

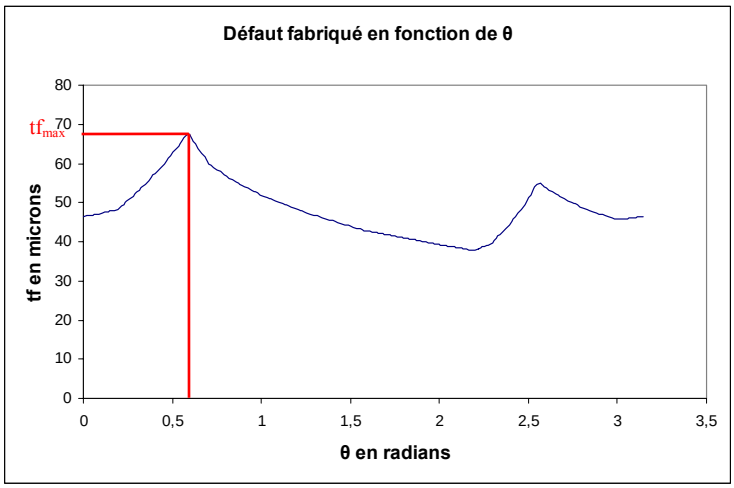


Figure 3.36. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D)

Ce résultat montre que le défaut fabriqué de la surface tolérancée ne dépasse pas les limites autorisées par l'intervalle de tolérance exigé par le bureau d'études. Avec la méthode 2D on trouve tf_{max} = 0.067 mm dans une direction d'analyse faisant un angle θ= 0.59rd (34deg) avec le plan V. La machine utilisée permet de satisfaire la condition de perpendicularité de A par rapport à la référence R-S.

Dans la partie suivante nous allons analyser la même condition avec la méthode 3D.

6.2.1.2. Méthode 3D

Nous commençons par chercher le défaut angulaire résultant en faisant la somme des angles solides et angles plans qui représentent les lieux géométriques des normales des surfaces usinées.

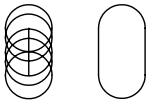
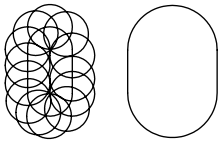
La surface tolérancée A est de forme particulière et de normale $\vec{z}$ alors le défaut angulaire de cette surface est modélisé par un angle solide de directrice circulaire de diamètre 0.2mrd puisque nous étudions le cas où on utilise une machine dont la précision est de 0.02mm/100mm.

La surface P est perpendiculaire à la surface tolérancée et de normale $\vec{y}$ alors seul le défaut de rotation suivant $\vec{x}$ doit être tenu en compte puisque les défauts de rotation suivant $\vec{y}$ et $\vec{z}$ n'influent pas sur la condition de perpendicularité. Alors le défaut généré par la surface P est modélisé par un angle plan.

L'axe R-S est pependiculaire à la surface A et de vecteur directeur $\vec{z}$, alors les rotations par rapport à $\vec{x}$ et $\vec{y}$ sont considérées alors le lieu géométrique du défaut angulaire de l'axe R-S est un angle solide de directrice circulaire de diamètre 0.2mrd

Le tableau 3.7 résume la méthode de détermination de l'épure des défauts angulaires.

Tableau 3.7. Directrice des défauts angulaires

Phase	**Surface usinée**	**Lieu géométrique du défaut fabriqué**	**Directrice du défaut cumulé**
110	F100	Angle solide	Cercle Ø 0,1 
120	FF	Angle plan (dans le plan W)	Oblong 0,1×0,2 
130	A-B	Angle solide	Oblong 0,2×0,3 

Alors il suffit de faire le cumule de ces 3 défauts pour trouver l'épure des défauts angulaires. A partir de cette épure, le défaut angulaire Δα est déterminé pour chaque direction d'analyse θ. la figure 3.37 représente l'épure des défauts angulaire trouvée par la méthode 3D

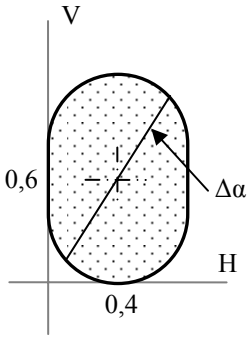


Figure 3.37. Epures des défauts angulaires

(Méthode 3D)

La courbe Δα en fonction de θ est déterminée à partir de cette épure comme le montre la figure 3.38.

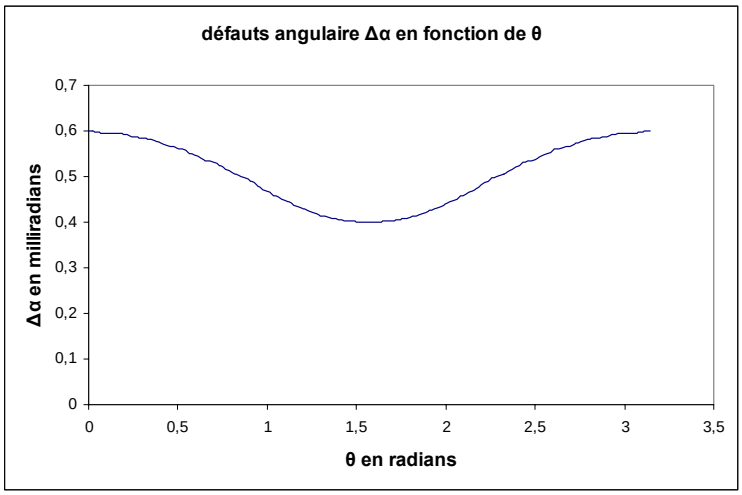


Figure 3.38. Défaut angulaire Δα de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D)

La longueur projetée est donnée par la figure 3.35. A partir de Δα et lg nous pouvons déterminer le défaut fabriqué. La figure 3.39 représente le défaut fabriqué de la surface F100 pour un balayage de θ.

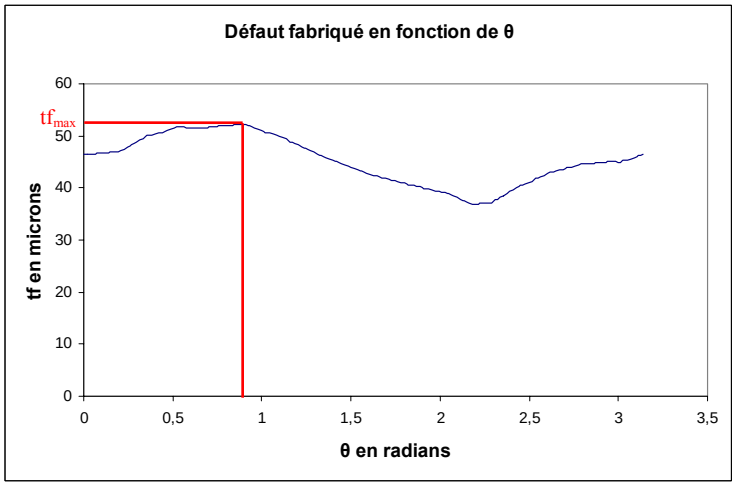


Figure 3.39. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 3D)

Ces résultats montrent que le défaut fabriqué de la surface tolérancée ne dépasse pas les limites autorisées par l'intervalle de tolérance exigé par le bureau d'études. On trouve avec la méthode spatiale tf_{max}= 0.052 mm dans une direction d'analyse d'angle θ = 0.89 rd (51deg).

Les deux valeurs trouvées par les deux méthodes sont inférieures à 0.075 mm. Alors la capabilité du processus est vérifiée par les deux méthodes

La machine utilisée pour usiner cette pièce permet de respecter largement la condition de perpendicularité de la surface A par rapport à la référence R-S. Pour cela nous allons essayer de choisir une machine moins précise et vérifier si la condition de perpendicularité est toujours respectée.

6.2.2. Pour une précision machine p=0,025/100mm

Pour une machine capable d'usiner des surfaces dans une zone de tolérance qui ne dépasse pas 0,025mm pour une longueur de 100mm (soit p = 0.025/100mm) :

-Dans le plan V le cumule des défauts angulaires est $\Delta\alpha$ = 0,75mrd.

-Dans le plan H le cumule des défauts angulaires est $\Delta\alpha$ = 0,5mrd.

Les figures 3.40 et 3.41 représentent le défaut fabriqué de la surface tolérancée A pour un balayage de θ, déterminée respectivement par la méthode 2D et la méthode spatiale pour une précision de 0.025/100mm.

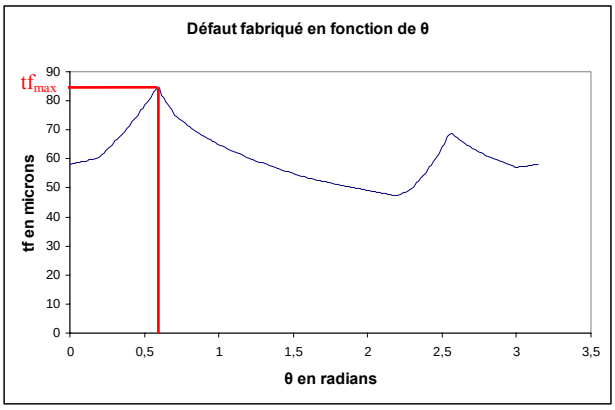


Figure 3.40. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D)

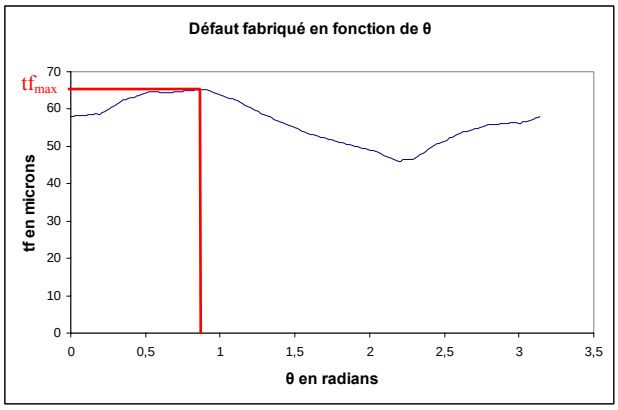


Figure 3.41. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 3D)

On trouve les résultats suivants :

- avec la méthode 2D : tf_{max}= 0.085mm dans une direction qui fait un angle θ=0.59rd=34deg avec le plan V (plan YZ)

-avec la méthode 3D : tf_{max}= 0.068mm dans une direction qui fait un angle θ=0.90rd=52deg avec le plan V (plan YZ)

La méthode 3D montre que le processus est capable. Alors en utilisant une machine dont p=0.025/100mm la condition de perpendicularité est bien satisfaite.

6.2.3. Pour une précision machine p=0,03/100mm

Passant maintenant à une machine dont la précision est de 0.03/100mm.

-Dans le plan V le cumule des défauts angulaires est $\Delta\alpha = 0{,}9$mrd.

-Dans le plan H le cumule des défauts angulaires est $\Delta\alpha = 0{,}6$mrd.

Les figures 3.42 et 3.43 représentent le défaut fabriqué de la surface tolérancée A pour un balayage de θ, déterminée respectivement par la méthode 2D et la méthode spatiale pour une précision de 0.03/100mm.

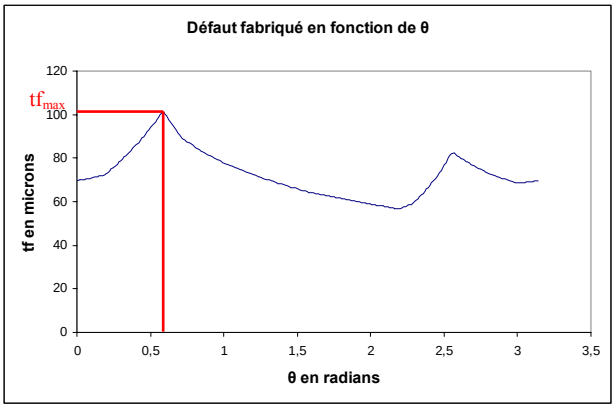


Figure 3.42. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D)

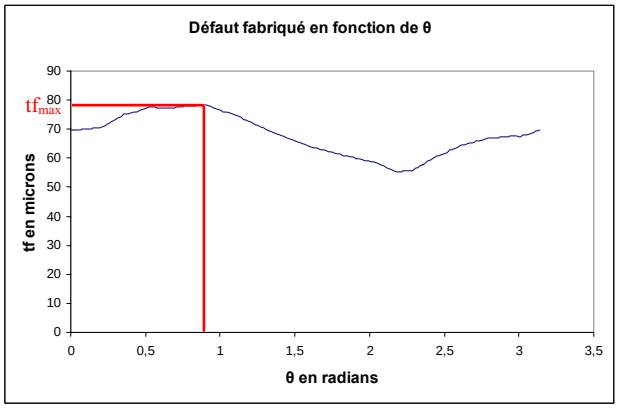


Figure 3.43. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D)

D'après ce résultat le défaut fabriqué maximale tf_{max} déterminé par les deux méthodes est supérieur à la valeur de l'intervalle de tolérance de la spécification fonctionnelle. Donc l'utilisation d'une machine dont la précision est de 0.03/100mm ne permet pas de respecter la condition de perpendicularité de la surface A par rapport à la référence R-S.

Donc pour cet exemple il faut usiner la pièce sur une machine capable d'usiner des surfaces dans une zone de tolérance qui ne dépasse pas 0.025 mm pour une longueur de 100mm.

Nous rappelons les résultats trouvés par les deux méthodes et pour différentes précisions machine.

Pour une précision machine p=0,02/100mm

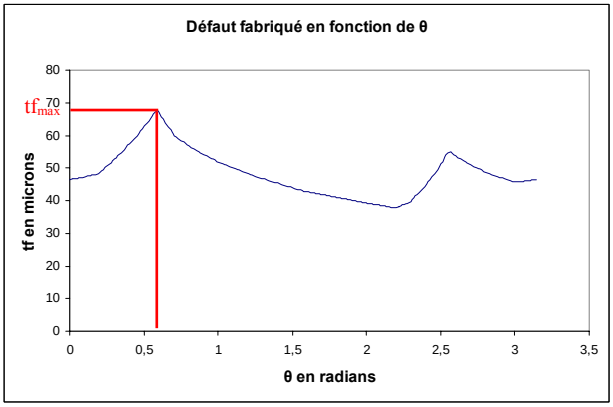


Figure 3.36. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D) p=0,02/100mm

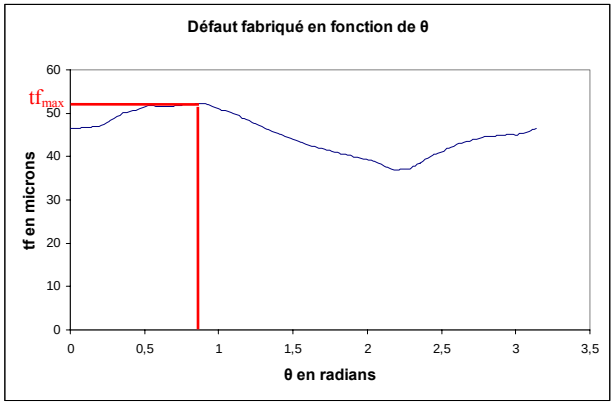


Figure 3.39. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 3D) p=0,02/100mm

Pour une précision machine p=0,025/100mm

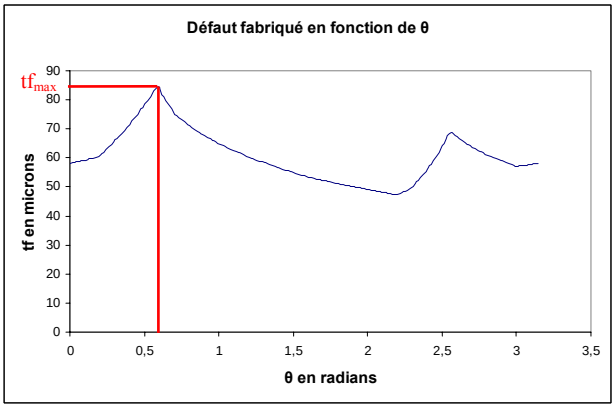


Figure 3.40. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D) p=0,025/100mm

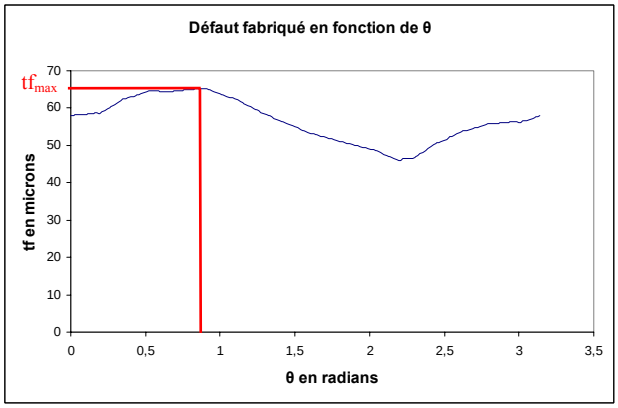


Figure 3.41. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 3D) p=0,025/100mm

Pour une précision machine p=0,03/100mm

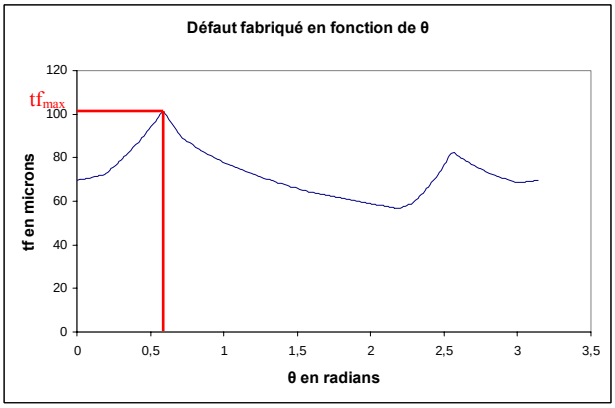


Figure 3.42. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D) p=0,03/100mm

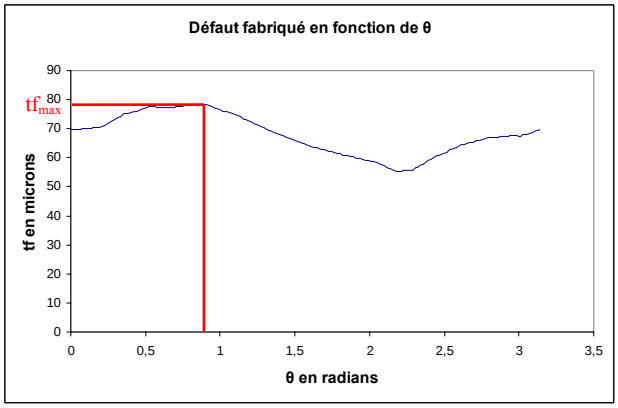


Figure 3.43. Le défaut fabriqué tf de la surface A en fonction de θ (Méthode 2D) p=0,03/100mm

Le tableau 3.8 résume les résultats trouvés pour différentes valeurs de la précision de la machine.

Tableau 3.8. Récapitulatif des résultats trouvés pour différentes précisions de machine.

Précision (mm/100mm)	Méthode utilisée	Valeurs du défaut fabriqué (mm)	Respect de la condition BE (0.075mm)
0.02	Méthode 2D	0.067	Oui
	Méthode 3D	0.052	Oui
0.025	Méthode 2D	0.085	Non
	Méthode 3D	0.068	Oui
0.03	Méthode 2D	0.101	Non
	Méthode 3D	0.078	Non

La méthode 3D donne toujours des valeurs d'intervalles de tolérances de fabrication optimisés par rapport à la méthode 2D pour la même machine. Si on prend en considération les résultats de la méthode 2D on se trouve obligé d'utiliser une machine plus précise que le nécessaire. Cela entraîne un coût de production plus élevé.

7. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une application traitant de l'analyse de tolérancement sur un cas industriel concret. Une étude a permis de détailler sur cet exemple l'utilisation de la méthode des chaînes de cotes tridimensionnelles développée au cours de cette thèse.

Des conditions géométriques d'orientation (parallélisme et perpendicularité) ont été étudiées sur la culasse afin de vérifier la validité de la gamme d'usinage proposée et la capabilité du processus en fonction de la précision de la machine.

Chapitre 4

Validation expérimentale et démarche de la méthode développée (Application pour un cas industriel)

Chapitre 4

Validation expérimentale et démarche de la méthode développée (Application pour un cas industriel)

1. Introduction

Aujourd'hui la société BIGOT (société de fabrication de pièces mécaniques) comme l'ensemble des PME/PMI de son secteur, utilise une méthode de simulation unidirectionnelle pour simuler des problèmes de tolérancement géométrique qui sont en trois dimensions.

Dans la majorité des cas, pour compenser l'imprécision de la méthode de simulation 1D les techniciens diminuent la valeur le l'intervalle de tolérance ce qui majore le coût de fabrication et entraîne le rejet en cours de fabrication de pièces qui était aptes de poursuivre leurs processus d'usinage.

Ce type de non qualité est bien connu dans l'entreprise Bigot. Aujourd'hui sans outil de simulation 3D il faut faire avec.

Notre objectif était donc de fournir à cette société une méthode de simulation 3D, de la valider sur des exemples industriels et de l'adapter aux besoins spécifiques de l'entreprise.

Ce projet a était mené en 2 phases successives: Une première phase expérimentale, puis une deuxième phase de calcul consacrée à l'application de la méthode des chaîne de cote angulaires tridimensionnelle semi automatique.

2. Expérimentation et première analyse

Durant cette première phase, nous avons choisi une spécification 3D de tolérancement géométrique (parallélisme de la surface A par rapport à W) sur une production devant être réalisée sous peu (pièce Annexe 1).

Cette spécification finale ainsi que toutes les spécifications résultantes devant être controlées à l'issue de chaque sous-phase de la gamme d'usinage ont été mesurées pour toutes les pièces fabriquées. Cette phase a donc été très consommatrice d'heurs de métrologie dimensionnelle : pour cela, les moyens de mesure de la société Bigot ainsi que ceux du laboratoire de Supméca ont été mobilisés.

A l'issue de toutes ces mesures nous disposions donc d'une quantité importante de résultats de mesure que nous avons pu comparer aux résultats des simulations 1D et 3D.

Le fait que les techniciens diminuent la valeur de l'intervalle de tolérance pour compenser les imprécisions de la méthode 1D entraîne :

- Un coût de production majoré,

- le rejet en cours de fabrication de pièces qui étaient aptes de poursuivre leurs processus d'usinage,

alors que l'utilisation de la méthode 3D donne directement la valeur de l'intervalle de tolérance à respecter et la précision de la machine adéquate.

Cela explique que l'utilisation des résultats de la simulation 1D entraîne une surqualité manifeste, jusqu'à 15% des pièces usinées étaient mises au rebut alors que la simulation 3D permettant un It plus large les déclarait aptes de poursuivre le processus de fabrication.

3. Mise en place de la méthode de simulation 3D et expérimentation

Cette seconde phase a commencé par une mise à plat complète de la méthode de simulation 3D. Cela a consisté à rédiger un document guidé qui détaille toutes les opérations nécessaires et suffisantes au bon déroulement de la méthode.

En s'appuyant sur se document il a été possible de former à cette nouvelle méthode de calcul un technicien de la société Bigot puis de lui demander d'appliquer celle-ci pour différents autres exemples.

Les résultats ont été positifs puisque sans modifier la gamme retenue certains intervalles de tolérance ont pu être élargis et, au final, 100% des pièces complètement usinées ont été mesurées et déclarées bonnes.

3.1. Déroulement de la méthode de simulation 3D

Pour avoir le résultat final qui représente le défaut fabriqué maximum deux paramètres sont à déterminer : la longueur projetée et le défaut angulaire. Alors deux parties indépendantes automatisées sous CATIA servent à déterminer ces deux paramètres. Les différentes étapes de chaque partie sont détaillées pour le cas d'un exemple de pièce industriel simple (figure 4.1).

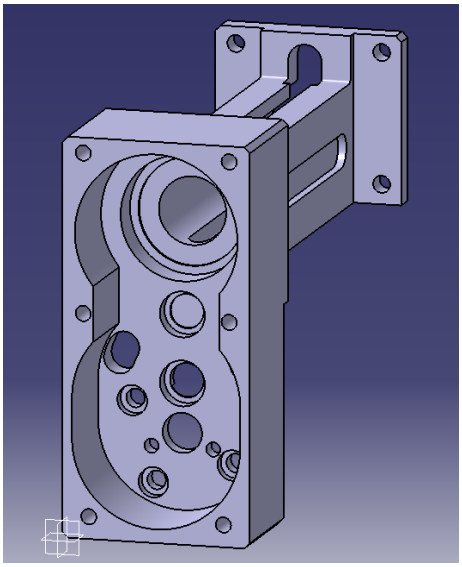


Figure 4.1. Vue isométrique de la pièce à étudier

3.1.1. Partie 1 : procédure d'obtention de la courbe de la longueur projetée lg en fonction de θ

Pour commencer il faut disposer de la maquette numérique de la pièce à usiner. Deux macros sont indispensables pour déterminer le premier paramètre (lg (θ)) : une macro appelée « courbe lg.CATScript » permet d'extraire la surface à étudier et de créer les variables lg et θ. Une deuxième macro appelée « M1excel.CATScript » permet de faire le transfert des variables de CATIA vers Excel et de tracer la courbe lg en fonction de θ.

3.1.1.1. Modification et exécution de la première Macro.

Dans la barre de menus, outil macro, sélectionner la macro courbe lg.CATScript et cliquer sur éditer.

La partie du programme suivante sert à définir une nouvelle esquisse. Cette forme permet de préciser les coordonnées de l'origine de l'esquisse et l'orientation des axes de l'esquisse H et V.

```
Set sketch1 = sketches1.Add(reference3)
Dim arrayOfVariantOfDouble1(8)
arrayOfVariantOfDouble1(0) = 0
arrayOfVariantOfDouble1(1) = 0
arrayOfVariantOfDouble1(2) = 0
arrayOfVariantOfDouble1(3) = 1.000000
arrayOfVariantOfDouble1(4) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(5) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(6) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(7) = 1.000000
arrayOfVariantOfDouble1(8) = 0.000000
sketch1.SetAbsoluteAxisData arrayOfVariantOfDouble1
```

----(0) Coordonnée de l'origine suivant x

----(1) Coordonnée de l'origine suivant y

----(2) Coordonnée de l'origine suivant z

----(3) Coordonnée axe horizontal suivant x

----(4) Coordonnée axe horizontal suivant y

----(5) Coordonnée axe horizontal suivant z

----(6) Coordonnée axe vertical suivant x

----(7) Coordonnée axe vertical suivant y

----(8) Coordonnée axe vertical suivant z

On commence par mesurer les cordonnées du point choisi comme origine de la nouvelle esquisse en utilisant l'outil mesure absolu . Une fenêtre s'ouvre et affiche les coordonnées du point choisi suivant x, y et z (figure 4.2).

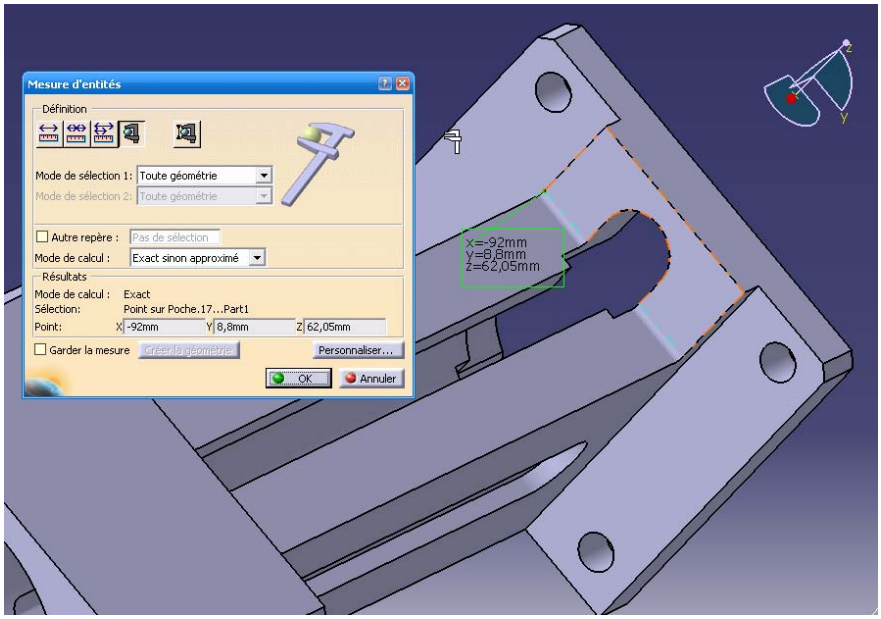


Figure 4.2. Mesure des cordonnées de l'origine de l'esquisse.

Ces cordonnées doivent être saisis dans le programme dans les trois premières lignes qui servent à définir l'esquisse.

```
arrayOfVariantOfDouble1(0) = -92
arrayOfVariantOfDouble1(1) = 8.8
arrayOfVariantOfDouble1(2) = 62.05
```

Suivant l'orientation du repère global du modèle CAO, les coordonnées de l'axe vertical et et de l'axe horizontal du repère de l'esquisse peuvent être déterminées.

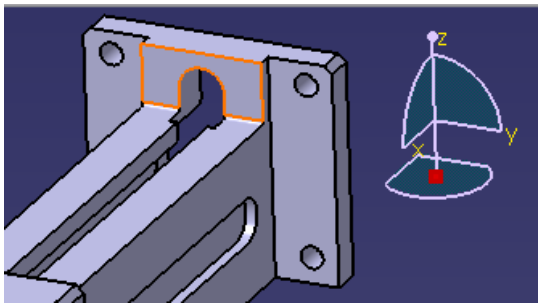


Figure 4.3. Repère global du modèle CAO et surface à étudier

Pour cet exemple si on veut définir l'orientation du repère de telle sorte que l'axe horizontal soit parallèle à y et l'axe vertical parallèle à z, les six dernières lignes qui servent à définir l'esquisse sont modifiées comme suit :

```
arrayOfVariantOfDouble1(3) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(4) = 1.000000
arrayOfVariantOfDouble1(5) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(6) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(7) = 0.000000
arrayOfVariantOfDouble1(8) = 1.000000
```

Il faut enregistrer les modifications apportées à la macro puis l'exécuter.

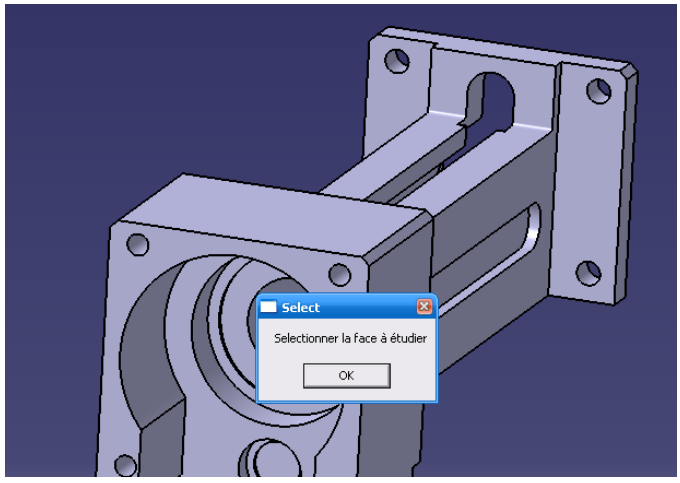


Figure 4.4. Choix de la surface tolérancée

Une fenêtre s'ouvre et demande de sélectionner la face à étudier comme le montre la figure4.4.

Cliquer sur OK et sélectionner la surface tolérancée.

Le reste de la macro sera exécuté.

La partie de la figure 4.5 s'ajoute automatiquement à l'arborescence



Figure 4.5. Partie ajoutée dans l'arborescence

L'exécution de la macro permet d'extraire la surface sélectionnée, de tracer la frontière de cette surface et de construire une première esquisse (esquisse définie précédemment) sur cette esquisse une droite qui a un angle θ avec le plan V est tracée.

Puis deux plans sont générés : le premier est perpendiculaire à la surface sélectionnée et contient la droite. Ce plan représente le plan d'analyse. Le deuxième est perpendiculaire à la même droite il va servir pour définir la direction des deux extremums de la frontière de la surface.

En fin une deuxième esquisse est construite sur le premier plan, cette esquisse sert à mesure la distance entre la projection des deux extremums sur le plan de l'esquisse. Cette mesure représente la longueur projetée de la surface sélectionnée.

Quelques modifications sont nécessaires pour pouvoir exécuter une deuxième macro qui permet de mesurer les longueurs projetées et les transférer vers Excel.

Tout d'abord il faut ouvrir la première esquisse ajoutée (voir figure 4). Puis sélectionner l'angle entre la droite et l'axe vertical V de l'esquisse et cliquer sur l'icône formule . Une

fenêtre formule s'ouvre. Dans la case ″éditer le nom ou la valeur du paramètre sélectionné″ écrire Angle0 (figure 4.6).

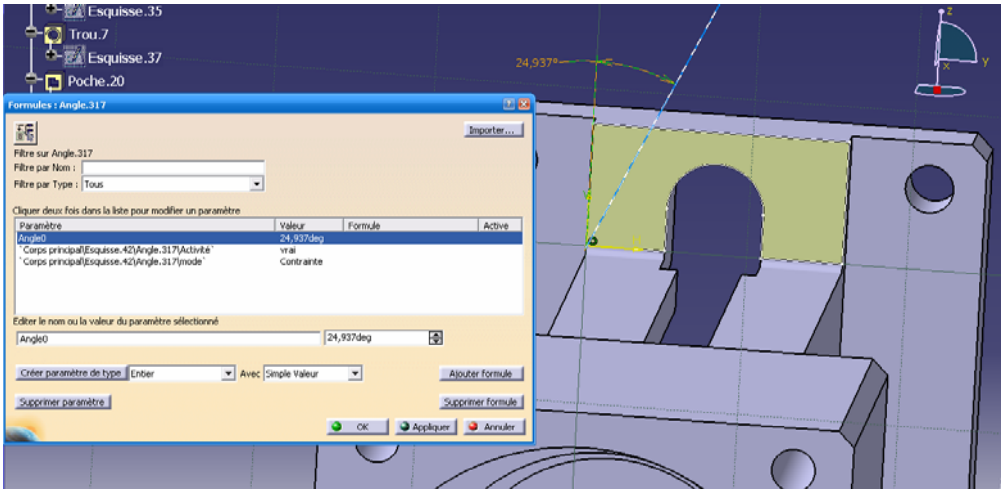


Figure 4.6. Définition du paramètre Angle0

Ok puis fermer

Quitter l'esquisse avec l'icône 

De même ouvrir la deuxième esquisse ajoutée (voir figure 4). Puis sélectionner la longueur mesurée entre les deux extremums et cliquer sur l'icône formule . Une fenêtre formule s'ouvre. Dans la case ″éditer le nom ou la valeur du paramètre sélectionné″ écrire L0 (figure4.7).

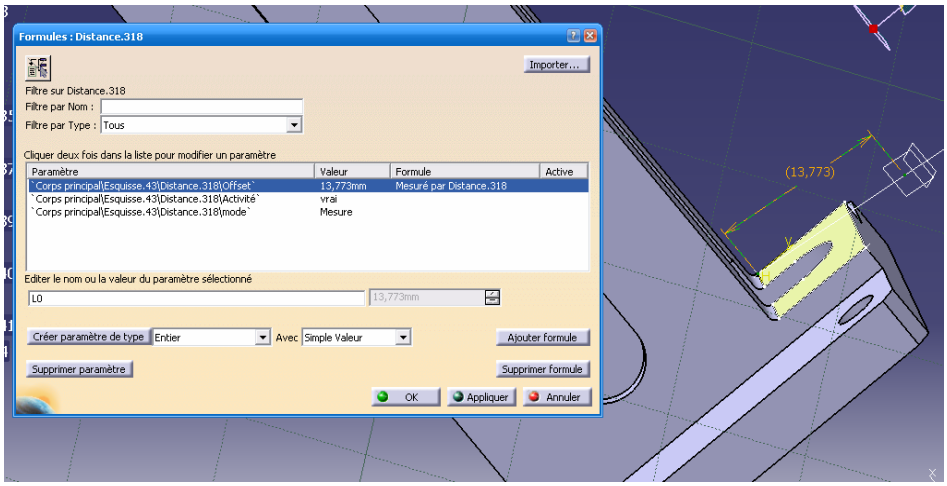


Figure 4.7. Définition du paramètre L0

Ok puis fermer

Quitter l'esquisse avec l'icône 

3.1.1.2. Modification et exécution de la deuxième Macro.

Avant d'exécuter la macro M1excel.CATScript pour déterminer les valeurs de lg pour différentes valeurs de θ il faut créer un fichier Excel et l'appeler par exemple classeur1. La première feuille du fichier Excel est nommée Catia. Dans la première colonne on va mettre les valeurs de θ avec un incrément de 1 degré, on aura alors des valeurs de 1 à 180 degrés. La deuxième colonne est consacrée aux valeurs de θ en radian puisque la courbe de lg est tracée en fonction de θ en radian. La troisième colonne doit rester vide elle va recevoir, après l'exécution de la macro, les valeurs de lg.

Aller dans outil → macro choisir la macro M1excel.CATScript est cliquer sur éditer

Dans la partie de la macro qui sert à définir le fichier Excel et à l'appeler pour s'ouvrir il faut bien indiquer l'emplacement du fichier Excel (par exemple "**F:\classeur1.xls**") et le nom de la feuille Excel qui est dans notre cas "**Catia**". Il faut faire attention aux lettres majuscules et aux lettres minuscules.

```
Dim ExcelApp As Excel.Application
Set ExcelApp = CreateObject("Excel.Application")
ExcelApp.Visible = True
FileName = "F:\classeur1.xls"
ExcelApp.Workbooks.Open FileName
With ExcelApp.ActiveWorkbook.Sheets("Catia")
```

Il faut enregistrer les modifications apportées à la macro puis l'exécuter.

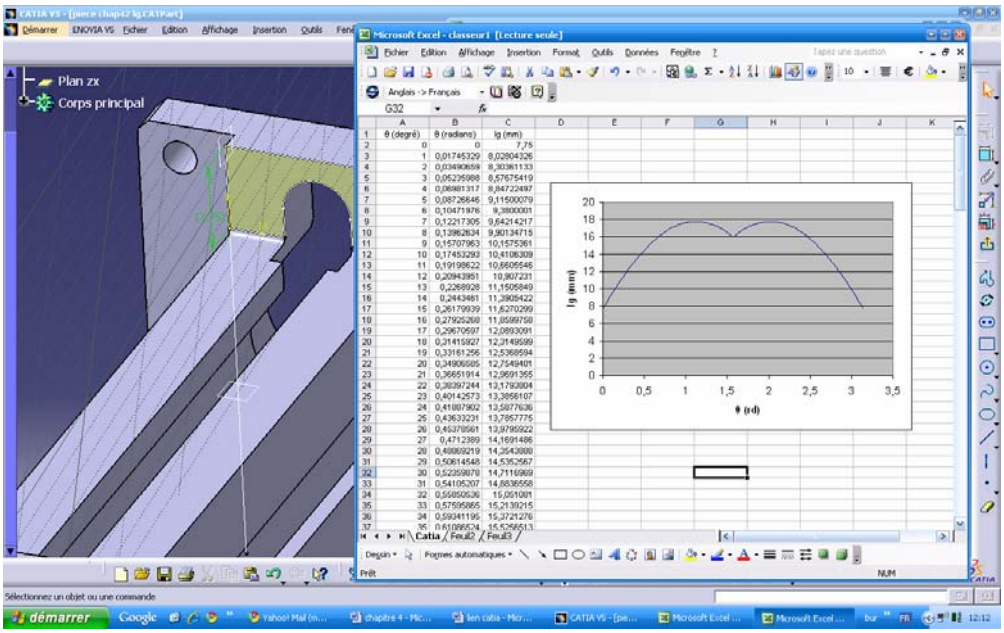


Figure 4.8. Transfert des valeurs de lg de CATIA vers Excel

Alors le fichier Excel s'ouvre, CATIA va lire les valeurs de θ à partir de ce fichier, puis pour chaque valeur de θ, comme le montre la figure 4.8. La longueur projetée de la surface est mesurée puis transférée automatiquement de CATIA vers Excel d'où la courbe lg en fonction de θ.

C'est le premier résultat obtenu qui représente la courbe de lg en fonction de θ. Passant maintenant au deuxième résultat qui représente la courbe du défaut angulaire Δα en fonction de θ, les deux parties sont totalement indépendantes l'une de l'autre.

3.1.2. Partie 2: procédure d'obtention de la courbe du défaut angulaire en fonction de θ

3.1.2.1. Analyse de la gamme d'usinage

Avant de passer au logiciel CATIA il faut analyser la gamme d'usinage de la pièce et déterminer les paramètres nécessaires pour construire l'épure des défauts angulaires.

Ces paramètres dépendent de la gamme d'usinage, la précision de la machine à utiliser et de l'orientation des surfaces de posage. La recherche des paramètres est développée dans le paragraphe 5.2.1.1. Paramétrage de l'épure des défauts angulaire du chapitre 2.

Pour assurer le parallélisme de la surface A par rapport à W, La surface A est usinée en premier en ce référant à la surface Y puis la surface W est usinée en se référant aussi à la surface Y.

La figure 4.9 représente la chaîne de cotes relative à la condition étudiée.

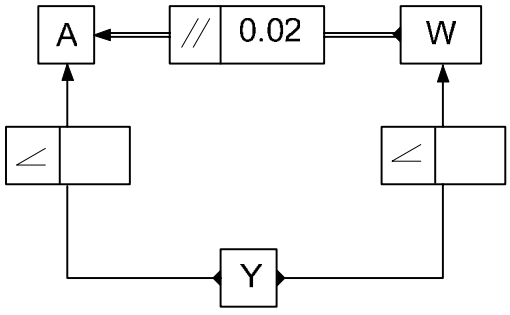


Figure 4.9. Chaîne de cote relative à la condition étudiée

Le défaut angulaire de la surface tolérancée de normale $\vec{x}$ est modélisé par un angle solide. Il faut lui additionner le défaut généré lors de l'usinage de la surface W. Cette surface est parallèle à la surface tolérancée, alors les déviations angulaires suivant $\vec{y}$ et $\vec{z}$ influent sur la condition de parallélisme entre A et W. Le défaut angulaire de la surface W est modélisé par un angle solide.

Le défaut généré par le processus de fabrication est la somme des deux angles solides. L'épure des défauts angulaires est la somme des deux directrices des angles solides. Alors l'épure des défauts angulaires est de forme circulaire de rayon égal à la somme des deux rayons composants.

3.1.2.2. Edition des paramètres de l'épure des défauts angulaires

Passant maintenant au logiciel CATIA, il faut ouvrir le fichier CATPart contenant l'épure des défauts angulaires paramétrée.

Cliquer deux fois sur ″table de paramétrage″ dans l'arborescence. Une fenêtre table de paramétrage 1 s'ouvre.

Cliquer sur modifier la table. La table s'ouvre sous format Excel (figure 4.10). Il suffit maintenant d'introduire les paramètres du problème.

Pour le cas de la pièce étudier en va essayer de voir si la précision de 0,05/100mm permet de satisfaire la condition de parallélisme de A par rapport à W.

Le défaut angulaire $\Delta\alpha$ qui correspond à la précision p= 0,05/100mm est $\Delta\alpha$= 0.5mrd.

Alors les paramètres de l'épure sont les suivantes :

$R = n \times \Delta\alpha/2 = 0.5$

L1 = 0 ; *Angle 1*= 90°

L2 = 0 ; *Angle 2*= 0°

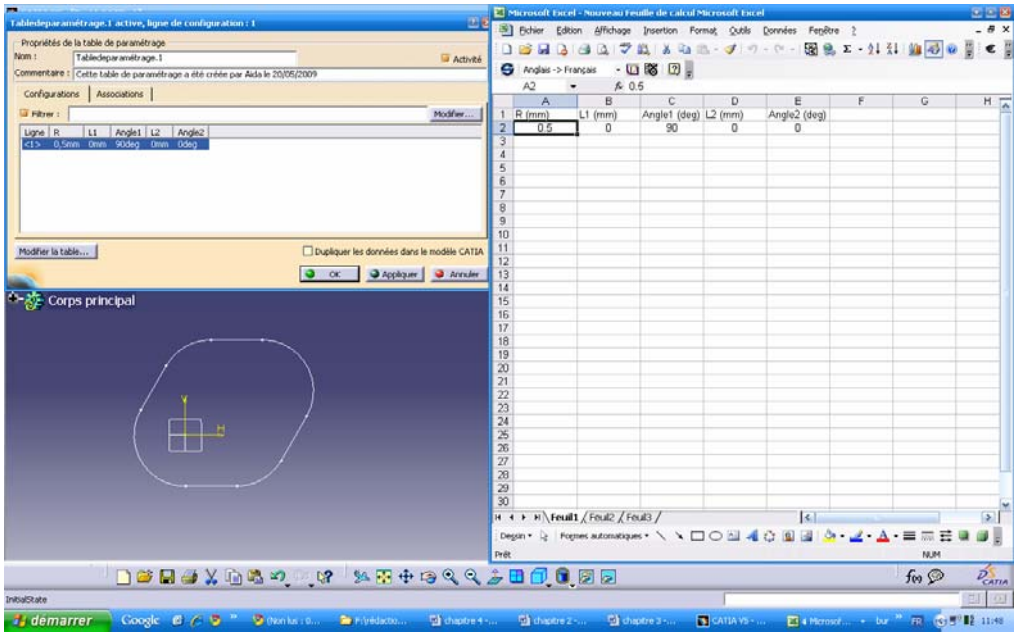


Figure 4.10. Edition de la table de paramétrage

Enregistrer les modifications sur le fichier Excel et fermer le.

Cliquer sur OK dans la fenêtre table de paramétrage 1. L'épure change de forme suivant les paramètre données.

3.1.2.3. Transfert CATIA-Excel des valeurs de Δα

Avant d'exécuter la macro « epure defauts 3D.CATScript » pour déterminer les valeurs de Δα pour différentes valeurs de θ il faut créer un deuxième fichier Excel et l'appeler classeur2. La première feuille du fichier Excel est nommée Feuil1. Dans la première colonne on va mettre les valeurs de θ avec un incrément de 1 degrés en aura alors des valeurs de 1 à 180 degrés. La deuxième colonne est consacrée aux valeurs de θ en radian puisque la courbe de Δα est tracée en fonction de θ en radian. La troisième colonne doit rester vide elle va recevoir, après l'exécution de la macro, les valeurs de Δα.

Dans outil → macro choisir la macro epure defauts 3D.CATScript et cliquer sur éditer.

Dans partie de la macro qui sert à définir le fichier Excel et à l'appeler pour s'ouvrir il faut bien indiquer l'emplacement du fichier Excel (par exemple "**F:\classeur2.xls")** et le nom de la feuille Excel "**Feuil1**".

```
Dim ExcelApp As Excel.Application
Set ExcelApp = CreateObject("Excel.Application")
ExcelApp.Visible = True
FileName = "F:\classeur2.xls"
ExcelApp.Workbooks.Open FileName
With ExcelApp.ActiveWorkbook.Sheets("Feuil1")
```

Il faut enregistrer les modifications apportées à la macro puis l'exécuter.

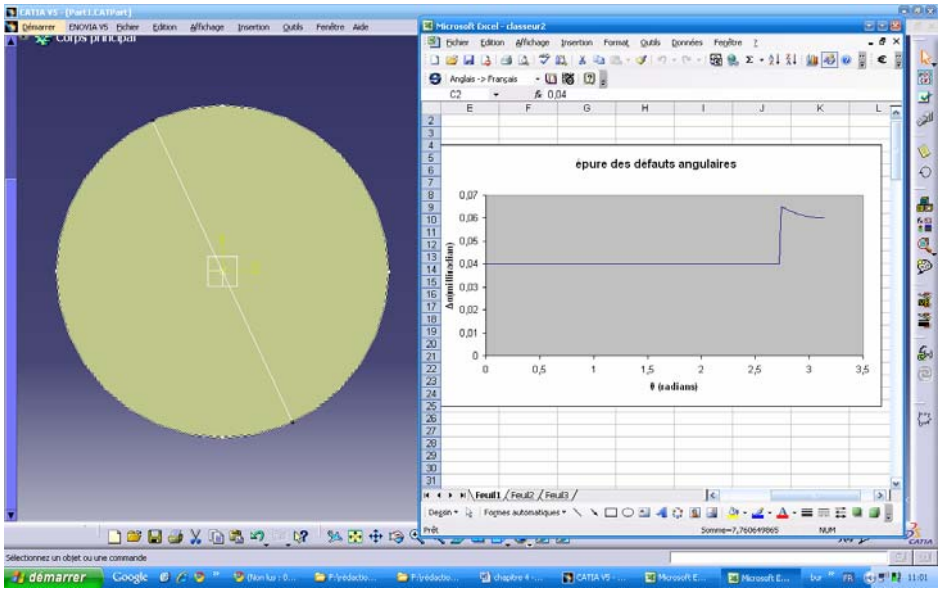


Figure 4.11. Transfert des valeurs de Δα de CATIA vers Excel

L'exécution de cette dernière macro permet de remplir le contour de l'épure et de créer la frontière de la surface obtenue puis de tracer une ligne qui passe par le centre de gravité de l'épure et qui a des contraintes de coïncidence entre ses deux extrémités et la frontière de la surface qui représente l'épure.

Ensuite le fichier Excel s'ouvre, CATIA va lire les valeurs de θ à partir de ce fichier, puis pour chaque valeur de θ (figure 4.11). La Longueur du segment de droite qui représente le défaut angulaire est mesurée puis transférée automatiquement de CATIA vers Excel d'où la courbe Δα en fonction de θ.

3.1.3. Les résultats trouvés par l'application de la méthode

L'application de la partie 1 donne la courbe de la figure 2.12 qui représente la longueur projetée en fonction de θ.

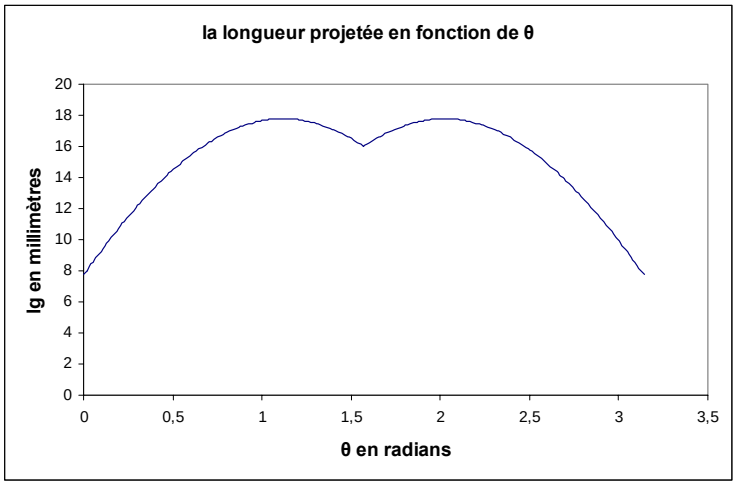


Figure 4.12. La longueur projetée lg de la surface tolérancée en fonction de θ

L'application de la partie 2 donne la courbe de la figure 4.13 qui représente le défaut angulaire en fonction de θ. Ce résultat est trouvé pour une machine dont la précision est p=0,05/100mm

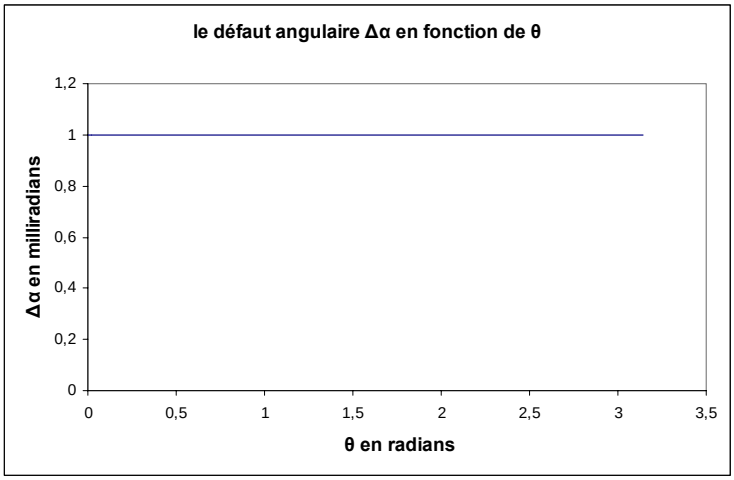


Figure 4.13. Défaut angulaire Δα de la surface tolérancée en fonction de θ

À partir des deux résultats des figures 4.12 et 4.13 le défaut fabriqué peut être déterminé puisque tf=Δα× lg.

La figure 4.14 représente le défaut fabriqué en fonction en fonction de θ.

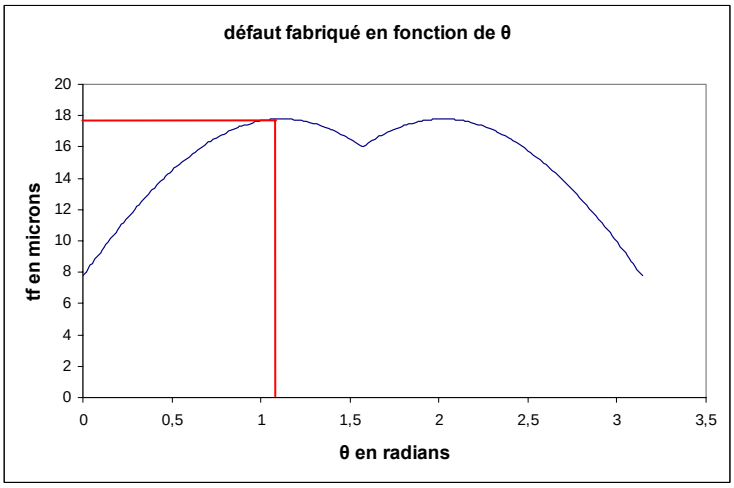


Figure 4.14. Le défaut fabriqué tf de la surface tolérancée en fonction de θ

Le défaut fabriqué maximum trouvé par la méthode 3D est tf_{max} = 0.018mm. Alors en utilisant une machine dont la précision est p=0.05/100mm, la condition fonctionnelle de parallélisme de 0.02mm est respectée.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale et perspectives

Dans l'industrie manufacturière, nous cherchons toujours à minimiser le coût de production tout en assurant une meilleure qualité. Dans ce contexte le contenu de ma thèse présentée dans ce rapport traite un problème qui joue un rôle très important pour le succès des programmes de fabrication : le tolérancement tridimensionnel, essentiel pour définir la géométrie d'une pièce mécanique assurant sa meilleur fonctionnalité dans un assemblage avec une précision optimale.

Nous avons donc développé une méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles. Cette méthode permet d'une part l'optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles et d'autre part de valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des tolérances imposées par le bureau d'études en tenant compte des précisions des procédés utilisés.

Cette étude est basée sur l'analyse de deux fonctions paramétrées qui sont étudiées pour déterminer le défaut fabriqué :

- d'une part le défaut angulaire ($\Delta\alpha$) qui représente le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication de la pièce. Les défauts angulaires sont déterminés en fonction de la précision des machines outils.

- d'autre part la longueur projetée de la surface tolérancée (lg) qui est une caractéristique qui dépend uniquement de la forme de la surface. Elle représente la projection de la surface sur un plan perpendiculaire. Cette longueur est fonction de l'angle que fait le plan de projection avec un plan de référence.

Ensuite, à partir de ces deux fonctions paramétrées, le défaut fabriqué est déterminé puis comparé avec la condition fonctionnelle afin de vérifier si la gamme choisie permet en fin du processus de fabrication de donner une pièce conforme.

La chaîne de cote angulaire était analysée de deux manières : en utilisant une méthode 2D puis une méthode spatiale ou 3D, afin de comparer les résultats trouvés par ces deux méthodes.

La méthode 2D suppose qu'il y'a indépendance entre les défauts angulaires générés dans deux plans de projection. Elle autorise la combinaison de ces défauts bien que réellement ces défauts ne soient pas indépendants. Malgré cette contradiction, la méthode 2D reste très utilisée dans l'industrie parce que c'est une méthode simple qui ne nécessite pas des outils mathématiques compliqués. C'est une méthode sécuritaire c'est-à-dire qu'en utilisant la méthode 2D on n'est pas à la frontière de la validité des usinages réalisés puisque elle maximise les défauts en additionnant les défauts au pire des cas.

Cette méthode reste limitée par le fait de donner des tolérances de fabrication surestimées ce qui correspond à un coût de fabrication plus élevé. La possibilité de rejet, en cours de fabrication, de pièces bonnes est aussi l'un des inconvénients de cette méthode.

Pour remédier à ces inconvénients nous avons proposé une nouvelle approche spatiale.

Basée sur les mêmes principes que la méthode 2D, la méthode spatiale permet aussi de vérifier la capabilité du processus de fabrication en tenant compte des précisions des procédés. De même le défaut fabriqué dépend de deux fonctions paramétrées : le défaut angulaire $\Delta\alpha$ et la longueur projetée lg de la surface tolérancée. Sauf que le défaut angulaire est déterminé sans passer par la combinaison de deux défauts déterminés par la méthode unidirectionnelle mais dans ce cas en modélisant les défauts angulaires par des angles solides.

La méthode nécessite des données géométriques relatives à la surface tolérancée, ces données sont déterminées à partir du modèle CAO de la pièce à étudier construite sur CATIA. Il faut extraire la surface tolérancée pour exécuter une macro qui permet de construire un plan d'analyse dont la position et pilotée par l'angle θ et de mesurer la distance entre deux points qui représentent la projection des deux points extremums sur ce plan, puis de transférer ces données vers un fichier Excel.

Cette méthode spatiale permet alors d'optimiser les intervalles de tolérances fabriqués et de vérifier la faisabilité des pièces en fonction de la précision de la machine. Elle permet aussi de choisir des machines moins précises pour la réalisation des pièces et de réduire le coût de production.

Afin d'illustrer l'objectif principal de ce travail de recherche et de vérifier la validité de la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles développée nous avons traité des exemples de pièces industrielles. Deux types de culasses pour moteur de voiture sont traités. A travers ces exemples, nous avons vérifié les conditions géométriques fonctionnelles d'orientation et nous avons pu montrer que la méthode 3D permet d'optimiser les intervalles de tolérances fabriquées.

Une expérimentation dans l'industrie sur un exemple industriel a été effectuée pour valider la méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles. Un guide détaillé de l'utilisation de CATIA et Excel pour appliquer la méthode était développé.

Comme perspectives de ce travail:

- la méthode 3D pourrait être considérée à terme pour le développement d'un outil de tolérancement assisté par ordinateur utilisable dans l'industrie, si nous arrivons à automatiser toutes ses étapes et à faire la liaison automatique entre toutes ses étapes.

- La méthode 3D traite uniquement les spécifications géométriques d'orientation alors une extension de cette méthode à toutes les spécifications ISO est à prévoir.

Références bibliographiques

[Anselemetti 1994] Anselmetti B. : "Génération automatique de gamme de tournage et contribution à la gestion de cellule de production", Habilitation à diriger des recherches, 1994, Université de Nancy1.

[Anselmetti, 2003,a] : Anselmetti B. Tolérancement Volume 2 "Méthode de cotation fonctionnelle " Edition Hermès sciences, 2003.

[Anselmetti, 2003,b] : Anselmetti B. : Tolérancement Volume 3 "Cotation de fabrication et métrologie" Edition Hermès sciences, 2003.

[Anselmetti, 2005] Anselmetti, B. : "Génération de la cotation de fabrication en normes ISO" le 4ème congrès internationale de conception et production intégrées CPI'2005– Casablanca, Morocco, 2005

[Anselmetti, 2006] Anselmetti, B. "Generation of functional tolerancing based on positioning features" Computer-Aided Design 38 (2006) .p. 902–919.

[Anwer et al, 2005] : Anwer N., Raulin T., Mathieu L. "Méthodologie pour la spécification géométrique des états intermédiaires des pièces fabriquées". le 4ème congrès internationale de conception et production intégrées CPI'2005– Casablanca, Morocco, 2005

[Armillotta et al, 2001] Armillotta T, Carrino C., Morini, Polini, Semeraro, An analytical approach to machining deviation due fixturing, 2001, 7th CIRP International Seminar on CAT, ENS de Cachan, pages 173-182.

[Ballot, 1995] Ballot, E. Lois de comportement géométrique des mécanismes pour le tolérancement, Thèse, Laboratoire Universitaire de Recherche en Production Automatisée, École Normale Supérieure de Cachan, France 1995.

[Ballu et al, 2001] Ballu A., Mathieu L., Dantan J.Y., “Global View of Geometrical Specifications” 7th CIRP International seminar on computer-Aided Tolerancing, p19-30, France, 2001.

[Bellacicco et al, 2005] Bellacicco A., Sellakh R., Arotcarena P., Rivière A. “Méthode Rationnelle de Tolérablement 3D du process”. The 9th CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing, Phoenix (Arizona USA). (2005)

[Bénéa, 2001] BENEA R. "Contribution à l’analyse tridimensionnelle de tolérances en design et fabrication" Mémoire de maîtrise ès science appliquées à l’école polytechnique de Montréal.

[Bhide et al, 2003] Bhide, S.; Davidson, J. K. and Shah, J. J. : "Areal coordinate: The basis of mathematical model for geometric tolerances " of the 8th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Charlotte (US) 2003

[Bhide et al, 2005] Bhide, S.; Ameta, G.; Davidson, J. K.; Shah, J. J. "Tolerance-Maps Applied to the Straightness and Orientation of an Axis" of the 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Tempe (US), 10-11 April 2005

[Bourdet, 1973] Bourdet P. "Les chaînes de cotes de fabrication ", Revue de l’ingénieur et du technicien de l’enseignement technique, n°191, Mai – juin 1973, pp. 15-23.

[Charpantier et al. 1999] Charpantier A., Delobel J.P., Leroux B., Muret C. et Taraud D. "Exploitation du concept G.P.S. et de la normalisation pour la Spécification Géométrique des Produits" Centre d'Etudes et de Recherche Pédagogique de l'Enseignement Technique, 1999.

[Clément et al, 1991] Clément A., Desrochers A., Rivière A., "Theory and Practice of 3D Tolerancing for Assembly", 2nd CIRP International Seminar on CAT, Pennstate University, 1991.

[Clément et al, 1994] Clément A., Rivière A., Desrochers A., "Cotation tridimensionnelle des systèmes mécaniques : théorie et pratique" PYC EDITION-ISBN 2-85330-132-X. 1994.

[Dantan et al, 2001] Dantan J.Y., Ballu A., Mathieu L., « expression des spécifications géométriques des produits – classification des éléments géométriques » journée thématique PRIMECA, p69-78, ENSAM Aix-en-Provence, France, Octobre 2001

[Desrochers, 1991] Desrochers A. "Modèle conceptuel du dimensionnement et du tolérancement des mécanismes. Présentation dans des systèmes CFAO" Mémoire de thèse de L' Ecole Centrale de Paris, 1991.

[Desrochers et al, 2003] Desrochers A., Ghie W., Laperrière L. "Application of a Unified Jacobian-Torsor Model for Tolerance Analysis": Journal of Computing and Information Science in Engineering, 2003, Volume 3, Issue 1, 2 (13 pages).

[Fukuda, 2004] Fukuda, K. ; " Form the Zonetope Construction to the Minkowski Addition of Convex Polytopes". Journal of Symbolic Computation, 38(4):1261-1272 (2004).

[Gaunet, 1994] Gaunet D. "Modèle formel de tolérancement de position. Contributions à l'aide dau tolérancement des mécanismes en CFAO". Mémoire de thèse à l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, 1994.

[Ghie et al, 2002]: Ghie W., Laperriere L., Desrochers A., "Unified Jacobian-Torsor Model for Analysis in Computer Aided Tolerancing", CD-rom Proceedings,IDMME, Clermont-Ferrand, France, May 14-16, 2002

[Giordano et al, 2001] Giordano, M., Kataya, B., and Pairel, E. "Tolerance analysis and synthesis by means of clearance and deviation spaces ". *In Geometric Product Specification and Verification*, Proceddings of 7th CIRP International Seminar on CAT, Ecole Norm. Superieure, Cachan, France, April 24-25, (eds. P. Bourdet and L. Mathieu), pp. 145-154, Kluwer.

[Jian et al, 2005]: Jian, A. D.; Ameta, G.; Davidson, J. K.; Shah, J. J. "Tolerance Analysis and Allocation using Tolerance-Maps for a Power Saw Assembly" of the 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Tempe (US), 10-11 April 2005

[Laperrière et al, 2002]: Laperriere L., Ghie W., Desrochers A., "Statistical and Deterministic Tolerance Analysis and Synthesis Using a Unified Jacobian Torsor Model ", Annals of CIRP, Vol. 51, No. 1, pp 417-420, 2002

[Legrais 2005] Legrais G. : "Intégration d'un outil d'aide au tolérancement dans un logiciel de C.F.A.O.", Mémoire de thèse de Université de Savoie, 2005

[Le Pivert, 1998] : Le Pivert P. : "Contribution à la modélisation et à la simulation réaliste des processus d'usinage" Mémoire de thèse de l'ÉCOLE CENTRALE PARIS,1998.

[Mathieu et al, 2003] Mathieu L., Ballu A., "GeoSpelling: a common language for Specification and Verification to express Method Uncertainty" Proc. of 8th CIRP Seminar on computer-Aided Tolerancing, North Carolina, Avril 2003.

[Mejbri, 2004] Mejbri , H. " contribution au développement d'une méthode de cotation fonctionnelle des mécanismes complexes ". Mémoire de thèse de l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2004.

[Morenton, 2008] : MORENTON P. «CAO : logiciel CATIA » Techniques de l'Ingénieur. AG 2 535. pp: 1-8.

[NF EN ISO 1101] NF EN ISO 1101 E 04-552 : "Spécification géométrique des produits (GPS) - Tolérancement géométrique - tolérancement de forme, orientation, position et battement) " Janvier 2006.

[NF ISO 8015] NF ISO 8015 E 04-561 : " Dessins techniques - Principe de tolérancement de base " Février 2006.

[Pauliac et al., 2007] Pauliac R., Bellacicco A., Cours chaîne de cotes Process Angulaire Lycée Dorian Paris, 2007

[Petit et al, 2003] Petit J. P.: Samper S., Giordano M.; "Minimum clearance for tolerance analysis of a vacuum pump"; In: Proceedings of the 8th CIRP seminar on computer aided design; Chalrotte (US), 2003.

[Petit, 2004] Petit J. P. :"Spécification géométrique des produits : méthode d'analyse de tolérances. Application en conception assistée par ordinateur", thèse de l'Université de Savoie, 2004.

[Pillet 2001] Pillet M., Bernard F., Avrillon L, "Le tolérancement inertiel, une autre façon d'intégrer l'aspect combinatoire dans les processus assemblés" – Congrès CPI 2001 – Fès Maroc

[Pillet 2004] Pillet M., "Inertial Tolerancing" - The Total Quality Magazine - Emerald Editor - Vol 16 – Issue 3 – May 2004

[Pillet 2005] Pillet M., Adragna P. A., Pillet D., Samper S., Formosa F., "Une approche du contrôle réception avec le tolérancement inertiel" - Congrès CPI 2005 – Casablanca Maroc

[Raghu et al, 2004] Raghu A., Melkote S.N., "Analysis of the effects of fixture clamping sequence on part location errors", International Journal of Machine Tools and manufacture, Vol. 44, pages 373-382, 2004.

[Rivest et al, 1994] Rivest L., Fortin C., Morel C., "Tolerancing a solid model with a kinematic formulation", Computer Aided Design, Vol. 26, n°6, pp. 465-476, 1994.

[Rivière, 1993] Rivière A. "La géométrie du groupe des déplacements appliquée à la modélisation du tolérancement", Mémoire de thèse à l'institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique, École Centrale de Paris, France, 1993.

[Rong et al, 2001] Rong Y., Hu W., Kang Y., Zhang Y., David W., "Locating error analysis and tolerance assignment for computer-aided fixture design", International Journal of Production Research, Vol. 39, N°15, pages 3529-3545, 2001

[Van Zeir 1998] Van Zeir G., Kruth J.P., Detand J.: "A Conceptual Framework for Interactive and Blackboard Based CAPP", 1998 International Journal of Production Research, N°36 Vol. 6, pages 1453-1473.

[Vignat, 2005] Vignat F :"Contribution à l'élaboration d'un modèle 3D de simulation de fabrication pour l'analyse et la synthèse des tolérances, le modèle MMP" Mémoire de thèse de L' Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.

[Villeneuve et al, 2000] Villeneuve F., Legoff O., Geiskopf F. "Quantification tridimensionnelle des défauts de fabrication pour l'analyse et la synthèse de tolérances", 3ème Conférence Internationale IDMME, Montréal, Canada. 2000.

[Villeneuve et al, 2005]: Villeneuve, F; Vignat, F. "Simulation of the manufacturing process (1) Generic resolution of the positioning problem Proceedings" of the 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Tempe (US), 10-11 April 2005

[Taguchi 1987] Taguchi G., System of experimental Design - Vol I & II - Kraus - 1987

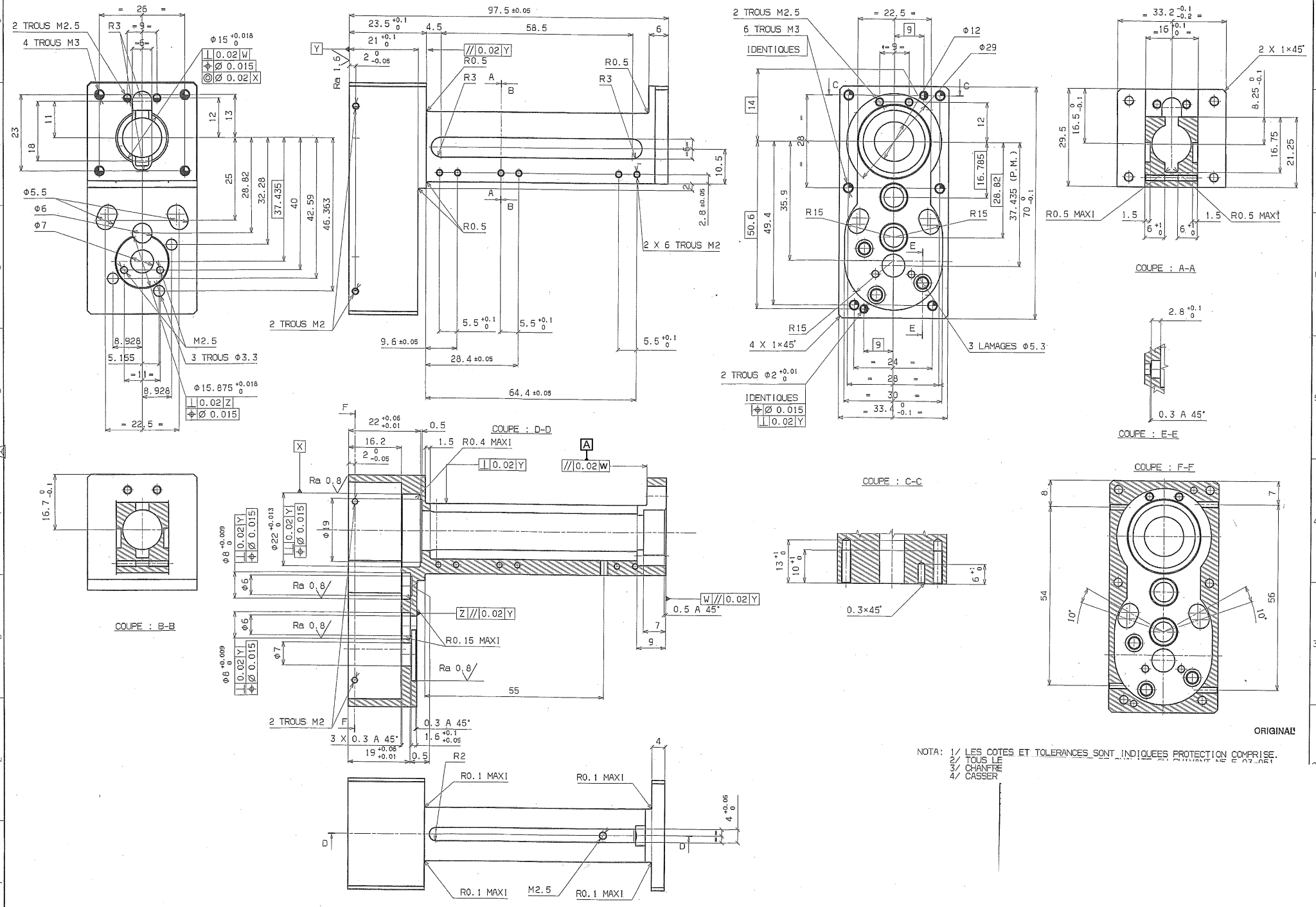
[Taraud et Glemarec, 2008] : Dominique Taraud, Gilles Glemarec : « Le guide de la CAO » Edition Dunod, Paris, 2008. ISBN 978-2-10-049841-3.

[Tichadou, 2005] Tichadou S.: "Modélisation et quantification tridimensionnelle des écarts de fabrication pour la simulation d'usinage"; Mémoire de thèse de l'école centrale de Nantes, 2005

[Wirtz 1991]: Wirtz A., Vectorial tolerancing for quality control and functional analysis in design, 1991, 2th CIRP International Seminar on CAT, pages 77-84.

[Zhou et al, 2003] : Zhou S., Huang Q., and Shi J. "State Space Modelling of Dimensional Variation Propagation in Multistage Machining Process Using Differential Motion Vectors" IEEE Transaction on robotics and automation ,VOL. 19,N°2,April 2000

Annexe 1



NOTA: 1/ LES COTES ET TOLERANCES SONT INDIQUEES PROTECTION COMPRISE.
2/ TOUS LE
3/ CHANFRE
4/ CASSER

Résumé :

Ce travail de recherche traite un problème qui joue un rôle très important pour le succès des programmes de fabrication : le tolérancement tridimensionnel, essentiel pour définir la géométrie d'une pièce mécanique assurant sa meilleure fonctionnalité dans un assemblage avec une précision optimale.

Une méthode des chaînes de cotes angulaires tridimensionnelles a été développée. Cette méthode permet d'une part l'optimisation du calcul des dispersions angulaires tridimensionnelles et d'autre part de valider la gamme de fabrication par la vérification du respect des tolérances imposées par le bureau d'études en tenant compte des précisions des procédés utilisés.

Cette étude est basée sur l'analyse de deux fonctions paramétrées qui sont étudiées pour déterminer le défaut fabriqué : le défaut angulaire et la longueur projetée. Le défaut angulaire représente le cumul des défauts angulaires générés par le processus de fabrication de la pièce. Les défauts angulaires sont déterminés en fonction de la précision des machines outils. La longueur projetée de la surface tolérancée est une caractéristique qui dépend uniquement de la forme de la surface.

Ensuite, à partir de ces deux fonctions paramétrées, le défaut fabriqué est déterminé puis comparé avec la condition fonctionnelle afin de vérifier si la gamme choisie permet en fin du processus de fabrication de donner une pièce conforme.

Mots clés : *Tolérancement tridimensionnel, processus de fabrication, gamme d'usinage, tolérance fonctionnelle, tolérances géométriques d'orientation, défaut angulaire.*

Abstract :

To verify the capacity of a manufacturing process to make the corresponding parts it is necessary to simulate the defects that it generates and to analyze the correspondence of produced parts with the functional tolerances. In order to check the capability of a manufacturing process to carry out suitable parts, it is necessary to analyze each functional tolerance.

The main objective of our work is to define a methodology of tolerancing analysis. The developed method allows to determine the manufacturing tolerances in the case of angular chains of dimensions and to check its correspondence with the functional tolerances.

The objective of this work is to analyze two parameterized functions: the angular defect and the projected length of the toleranced surface. The angular defect represents the angular defect generated by the manufacturing process. It is determined according to the machine tools precision. We consider only the geometrical defects, making the assumption that the form defects are negligible. The projected length of toleranced surface is a characteristic which depends only on the form of surface.

The manufactured defect is determined from these two parameterized functions. Then it will be compared with the functional condition in order to check if the selected machining range allows, at end of the manufacturing process, to give a suitable part.

Keywords: *Three-dimensional tolerancing, manufacturing process, machining range, functional tolerancing, manufacturing tolerancing, angular defect.*