

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur
Et de la recherche scientifique

UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI OUZOU

FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MEMOIRE

De fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de

Master professionnel en fabrication mécanique et productive

THEME

ETUDE DES DEFAUTS DE FABRICATION LIES AUX FORCES DE SERRAGE

Proposé et dirigé par : **H. BOUCHENITFA**

Réalisé par : **A. FERNANE**

Promotion 2013

Remerciements

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon promoteur

M.H. Bouchnitfa pour son aide inestimable et son soutien tout au long du travail qu'il m'a confié comme projet de fin d'études.

Comme je profite de cette occasion pour remercier tous les enseignants qui se sont relayés tout au long de ma formation.

Je souhaite que toutes les personnes qui m'ont aidé et soutenu, trouvent ici l'expression de ma gratitude. En particulier, mes amis et parents qui ont été compréhensifs et patients avec moi.

Et remercie également le président et les membres du jury, qui me font l'honneur d'évaluer mon travail.

Sommaire

INTRODUCTION

| | |
|---|----|
| I.1 Introduction..... | 10 |
| I.2 Modélisation et compensation des erreurs affectant la précision d'usinage..... | 11 |
| I.2.1 Erreurs volumétrique et cinématique | 12 |
| I.2.2 Erreurs thermiques..... | 14 |
| I.2.3 Erreurs causées par les charges de coupe..... | 15 |
| I.2.4 Erreurs dynamiques..... | 15 |
| I.2.5 Erreurs statiques | 17 |
| I.2.6 Fléchissement de l'outil..... | 18 |
| I.2.7 Fléchissement de la pièce..... | 19 |
| I.2.8 Erreurs de mesure sur machine-outil..... | 20 |
| I.3 Déformation des pièces due au serrage..... | 20 |
| I.3.1 Serrage par bride..... | 20 |
| I.3.1.1 Déformation de la bride | 22 |
| I.3.2 Serrage par étau | 23 |
| I.4 Amélioration de la précision par l'usinage, l'inspection et la compensation en boucle fermée | 24 |
| I.4.1 Stratégies de compensation..... | 24 |
| Bibliographie..... | 26 |
| II.1 Introduction..... | 27 |
| II.2 Les degrés de liberté | 28 |
| II.2.1 Les 6 degrés de liberté | 28 |
| II.2.2 Matrice des degrés de liberté | 29 |
| II.2.2.1 Matrice des degrés de liberté :..... | 29 |
| II.3 Symbolisation de l'élimination des degrés de liberté | 30 |
| II.3.1 Introduction..... | 30 |
| II.3.2 Symbole de base..... | 30 |
| II.3.3 Principes d'utilisation | 31 |
| II.4 Liaison pièce-machine pour un usinage..... | 33 |
| II.4.1 Table d'usinage..... | 34 |
| II.5 La technologie monolithe de MILL TEC | 34 |
| II.5.1 La morphologie quadrangulaire en échiquier | 34 |
| II.5.2 La technologie monolithique..... | 35 |

| | |
|--|----|
| II.5.3 Une surface unique impénétrable..... | 36 |
| II.5.4 Longues durabilités sans pollution | 36 |
| II.6 Le serrage des pièces règles générales | 36 |
| II.6.1 Le serrage des pièces..... | 36 |
| II.6.1.1 Généralités | 36 |
| II.6.1.2 Règles générales de conception..... | 36 |
| II.6.1.3 Montage entre pointes et appuis de soutien..... | 39 |
| II.6.1.4 Les appuis de soutien | 41 |
| II.7 Modèle pour une géométrie quelconque | 42 |
| II.8 Serrage dans un étau | 43 |
| II.8.1 Référence contre le mors fixe | 44 |
| II.8.2 Référence contre le fond..... | 45 |
| II.9 Système de fixation intelligent IFS (Intelligent fixturing system)..... | 45 |
| II.9.1 Définition du terme IFS | 46 |
| II.9.1.1 Stabilité de la fixation..... | 46 |
| II.9.1.2 Force de serrage optimale..... | 47 |
| II.9.1.3 Contrôle du serrage..... | 47 |
| II.9.1.4 Echantillon de points de la trajectoire d'outil..... | 47 |
| II.9.1.5 Conception d'un prototype | 47 |
| II.9.2 Type d'IFS | 48 |
| II.9.2.1 En boucle fermée IFS..... | 48 |
| II.9.2.2 Boucle ouverte IFS..... | 48 |
| II.9.3 Les exigences de conception | 49 |
| II.9.3.1 Capteur | 49 |
| II.9.3.2 Serrage de contrôle | 50 |
| II.9.3.3 Programmation | 50 |
| II.9.4 Système de contrôle de l'IFS | 50 |
| II.9.5 Modèle d'optimisation pour IFS..... | 52 |
| II.9.5.1 fonction objectif | 52 |
| II.9.5.2 les Contraintes..... | 53 |
| II.9.5.3 Contrainte pour la stabilité de la pièce | 53 |
| II.9.5.4 Contrainte pour l'immobilité de la pièce | 53 |
| II.9.5.5 Contrainte de rigidité | 54 |
| II.9.5.6 Condition de fixation | 54 |

| | |
|---|----|
| II.10 Calcul des efforts de serrage | 55 |
| II.10.3 L'algorithme utilisé | 55 |
| II.10.3.1 Optimisation des forces de serrage..... | 55 |
| II.10.3.2 Les contraintes de friction et l'équilibre statique | 55 |
| II.10.3.3 Les limites supérieure et inférieure | 56 |
| II.10.3.4 Modèle d'optimisation | 56 |
| II.10.3.5 Structure de l'algorithme | 57 |
| Bibliographie..... | 59 |
| III.1 Aperçu sur la méthode des éléments finis | 60 |
| III.2 Utilisation d'un logiciel éléments finis..... | 63 |
| III.2.1 Déroulement d'une étude | 64 |
| III.2.2 Organigramme d'un logiciel éléments finis..... | 64 |
| III.2.4 Le module Simulation de SolidWorks..... | 66 |
| III.2.4.1 A propos de SolidWorks Simulation | 66 |
| III.2.4.2 Calculs..... | 66 |
| III.2.4.2.1 Le module Simulation..... | 67 |
| Bibliographie..... | 74 |
| IV.1 Introduction | 75 |
| IV.4 les Paramètres utilisés : | 76 |
| IV.2 Evaluation des systèmes | 77 |
| IV.2.1 Création du modèle de la pièce | 77 |
| IV.2.2 Le module simulation..... | 78 |
| IV.2.3 Choix du matériau | 78 |
| IV.2.4 Les déplacements imposés | 79 |
| IV.2.5 Les chargements externes | 80 |
| IV.2.6 Exécution de l'étude | 82 |
| IV.3 Discussion et comparaison des résultats | 86 |
| Conclusion générale | |

Table des figures

Chapitre I

| | |
|---|----|
| <i>Figure I. 1 Erreurs de mouvement d'une articulation prismatique de machine</i> | 12 |
| <i>Figure I. 2 Défaut de perpendicularité entre deux axes et son effet sur la pose d'outil</i> | 12 |
| <i>Figure I. 3 Illustration des catégories des erreurs pour une machine biaxes</i> | 13 |
| <i>Figure I. 4 Influence d'un paramètre d'erreur angulaire de machine-outil sur la précision de la pièce finie</i> | 14 |
| <i>Figure I. 5 Modélisation du comportement dynamique de l'outil-pièce</i> | 16 |
| <i>Figure I. 6 Allure générale des lobes de stabilité</i> | 16 |
| <i>Figure I. 7 Discrétisation de l'outil en disques pour calculer l'effort total</i> | 17 |
| <i>Figure I. 8 Répartition uniforme de l'effort de coupe sur la zone de contact pour prédire approximativement la déformation</i> | 19 |
| <i>Figure I. 9 Serrage par bride</i> | 20 |
| <i>Figure I. 10 Résultat d'une simulation de bridage sous SolidWorks</i> | 21 |
| <i>Figure I. 11 Serrage avec bride</i> | 22 |
| <i>Figure I. 12 Déformation de la bride</i> | 22 |
| <i>Figure I. 13 Résultat d'une simulation sur SolidWorks</i> | 23 |
| <i>Figure I. 14 Compensation par la technique du miroir</i> | 25 |

Chapitre II

| | |
|---|----|
| <i>Figure II. 1, 1 : Le symbole de base, 2 : Placement des symboles de base, 3 : Placement des symboles sur une pièce</i> | 30 |
| <i>Figure II. 2 Symbolisation de l'élimination des degrés de liberté</i> | 31 |
| <i>Figure II. 3 L'élimination des degrés de liberté sur une surface plane et cylindrique</i> | 31 |
| <i>Figure II. 4 L'élimination directe d'un degré de liberté en rotation</i> | 32 |
| <i>Figure II. 5 Indication de la précision des repères</i> | 33 |
| <i>Figure II. 6 La morphologie quadrangulaire en échiquier</i> | 35 |
| <i>Figure II. 7 Sollicitation de compression préférable</i> | 37 |
| <i>Figure II. 8 Aménagements de formes</i> | 38 |
| <i>Figure II. 9 Réduction du nombre des éléments de serrage</i> | 39 |
| <i>Figure II. 10 Pointe tournante</i> | 40 |
| <i>Figure II. 11 La localisation axiale de la pièce</i> | 40 |
| <i>Figure II. 12 Entraînement ou fixation de la pièce qui reste libre de rotation autour</i> | 42 |
| <i>Figure II. 13 Evaluation de l'interférence d'un solide pour obtenir un contact et une surface normaux</i> | 43 |
| <i>Figure II. 14 Serrage dans un étau avec face de référence contre le mors fixe</i> | 44 |
| <i>Figure II. 15 Serrage dans un étau avec face de référence contre le fond</i> | 45 |
| <i>Figure II. 16 Assemblage de localisateur cylindrique avec capteur intégré de force piézo-électrique</i> | 50 |
| <i>Figure II. 17 Système de contrôle pour la fixation intelligente</i> | 51 |
| <i>Figure II. 18 Application les forces de serrage optimales</i> | 52 |
| <i>Figure II.19 le glissement se produit pendant l'équilibre</i> | 54 |
| <i>Figure II. 21 Algorithme d'optimisation des forces de serrage</i> | 58 |

Chapitre III

| | |
|---|----|
| <i>Figure III. 1 Maillage d'un domaine quelconque</i> | 62 |
| <i>Figure III. 2 Rectangle avec un cercle au milieu</i> | 67 |
| <i>Figure III. 3 Pièce</i> | 68 |
| <i>Figure III. 4 Proprety Manager</i> | 68 |
| <i>Figure III. 5 Nommer l'étude</i> | 69 |
| <i>Figure III. 6 Choix du matériau</i> | 70 |
| <i>Figure III. 7 Les déplacements imposés</i> | 71 |
| <i>Figure III. 8 Blocage des degrés de liberté</i> | 71 |
| <i>Figure III. 9 Les chargements</i> | 72 |
| <i>Figure III. 10 Maillage</i> | 72 |
| <i>Figure III. 11 Résultat de la distribution des contraintes</i> | 73 |

Chapitre IV

| | |
|--|----|
| <i>Figure IV. 1 La pièce utilisée</i> | 76 |
| <i>Figure IV. 2 La pièce sous SolidWorks</i> | 77 |
| <i>Figure IV. 3 L'étude Simulation</i> | 78 |
| <i>Figure IV. 4 Edite matériau</i> | 79 |
| <i>Figure IV. 5 La pièce soumise a toutes les forces de contact</i> | 81 |
| <i>Figure IV. 6 La pièce maillée</i> | 81 |
| <i>Figure IV. 7 Les déplacements de la pièce Cas 1</i> | 82 |
| <i>Figure IV. 8 Contrainte sur le point C3 dans le cas1</i> | 82 |
| <i>Figure IV. 9 Déformation sur le point C3 dans le cas 1</i> | 83 |
| <i>Figure IV. 10 Les déplacements de la pièce cas 2</i> | 83 |
| <i>Figure IV. 11 Contrainte sur le point C3 dans le cas 2</i> | 84 |
| <i>Figure IV. 12 Déformation sur le point C3 dans le cas 2</i> | 84 |
| <i>Figure IV. 13 Position des forces de contacts dans le cas 3</i> | 85 |
| <i>Figure IV. 14 Les déplacements de la pièce soumise à un positionnement modifiée</i> | 86 |

INTRODUCTION

L'usinage est une opération de base utilisant les machines-outils pour la production des pièces mécaniques. À partir des dimensions imposées par la conception, la machine est programmée pour effectuer l'enlèvement de la matière nécessaire pour l'obtention de la surface finale désirée. Ceci passe par le calcul de la trajectoire de l'outil avec une précision contrôlée. Après usinage, la pièce produite doit répondre à un critère de conformité dimensionnelle pour pouvoir assurer sa fonction dans le mécanisme pour lequel elle est fabriquée.

L'imprécision des pièces fabriquées sur machines-outils est causée par une multitude d'erreurs. Certaines erreurs sont liées aux performances volumétriques de la machine-outil qui sont dues principalement aux déviations systématiques de position de l'outil par rapport à la pièce et ne sont pas détectable par palpé embarqué sur la machine-outil.

Une machine usée ou mal ajustée affecte, par ses imprécisions de mouvement et son comportement vibratoire, la qualité dimensionnelle et d'état de surface de la pièce usinée. D'autres erreurs sont détectables par palpé sur machines-outils après usinage.

Ces erreurs sont liées au processus d'usinage et sont dues principalement au phénomène de la déflexion sous l'effort de coupe et à l'usure et l'imprécision de la géométrie de l'outil de coupe.

Il existe néanmoins une multitude de méthodes pour palier aux erreurs d'usinage dans celle qui s'intéresse notamment au serrage des pièces. Plusieurs travaux mettent en avant le potentiel de cette partie de l'usinage qui pourrait bien améliorer grandement la précision des pièces usinées.

Dans ce qui suit nous proposons de présenter ce travail sous 4 chapitres, le premier chapitre traite des erreurs de fabrication qui peuvent altérer la précision de la pièce usinée et la rendre inutilisable.

Le chapitre 2 traite les différents dispositifs de serrage allant des serrages magnétique au serrage plus conventionnel en passant par les serrages spéciaux.

Le chapitre 3 parle de la méthode des éléments finis une méthode mathématique qui est très utilisée pour simuler des phénomènes physiques diverses, dans notre cas on va

l'utiliser pour visualiser les phénomènes qui peuvent intervenir lors d'un serrage de pièce à usiner.

Et le dernier chapitre et l'application qui vise à démontrer que l'on peut avoir un serrage suffisamment rigide sans altérer la forme de la pièce.

Chapitre I

Erreurs de fabrication

I.1 Introduction

L'imprécision des pièces fabriquées sur machines-outils est causée par une multitude d'erreurs. Certaines erreurs sont liées aux performances volumétriques de la machine-outil qui sont dues principalement aux déviations systématiques de position de l'outil par rapport à la pièce et ne sont pas détectable par palpé embarqué sur la machine-outil. Une machine usée ou mal ajustée affecte, par ses imprécisions de mouvement et son comportement vibratoire, la qualité dimensionnelle et d'état de surface de la pièce usinée. Mais il y a aussi les erreurs dues au serrage de la pièce soit dues à un serrage trop important qui déforme la pièce ou un serrage insuffisant qui libère la pièce causant ainsi des vibrations altérant fortement la qualité de l'usinage, dans le chapitre on va voir plus en précision tout ses cas de figures.

Lors d'une opération d'usinage, la trajectoire d'outil est calculée avec grande précision pour enlever la matière nécessaire afin de rendre la pièce aux dimensions nominales dictées par le Design. Après usinage, la géométrie obtenue dévie par rapport à celle désirée. La pièce est rejetée (non conforme) si l'amplitude de la déviation dépasse celle tolérée. Les forces générées par la coupe, l'imprécision cinématique et géométrique de la machine, les défauts de la géométrie et du montage de l'outil de coupe ainsi que d'autres sources d'erreurs affectent la précision du positionnement relatif de l'outil par rapport à la pièce, ce qui est à l'origine des défauts de fabrication.

I.2 Modélisation et compensation des erreurs affectant la précision d'usinage

Les dimensions finales des pièces usinées sur machines-outils doivent répondre aux critères de conformité exigés par la conception. D'un côté l'évolution technologique de la conception nécessite de plus en plus des tolérances assez sévères pour des raisons de montage et de rôle des pièces durant leurs cycles de vie. De l'autre côté, la modernisation des machines-outils, pour répondre aux exigences du produit fini, reste insuffisante. Pour ces raisons, de multiples recherches sont menées pour étudier les erreurs affectant la précision d'usinage ainsi que les méthodes d'élimination de leurs effets. La précision des pièces fabriquées sur machines-outils se trouve affectée par une variété d'erreurs que l'on peut classer grossièrement comme suit: la fixation de la pièce; erreurs géométriques : causées par les défauts de la structure et des composants de la machine-outil; erreurs cinématiques : causées par l'imprécision du mouvement relatif des composants de la machine; erreur causée par la dilatation thermique des composants de la machine; erreur causée par l'effort de coupe; erreur résultant de l'usure de l'outil de coupe; autres erreurs causées par : la rotation de la broche et la variation de l'effort de coupe (dynamique); le fléchissement par force d'inertie des composants de la machine; l'algorithme d'interpolation; l'encodeur de position. Les erreurs géométriques, cinématiques et thermiques constituent les erreurs quasi-statiques associées au comportement à basse vitesse et varient peu à court terme. D'autres erreurs affectant la qualité de la surface sont les erreurs dynamiques qui sont causées principalement par la variation avec le temps de l'effort de coupe et le comportement dynamique de la machine-outil. Ces erreurs se combinent pour constituer une erreur résultante affectant directement la précision dimensionnelle de la pièce. Impliquer toutes ces erreurs répertoriées dans un modèle pour améliorer la précision est une procédure complexe. Les principales erreurs étudiées dans la littérature sont : les erreurs géométriques, cinématiques, thermiques, et celles causées par l'effort de coupe [2].

I.2.1 Erreurs volumétrique et cinématique

L'erreur volumétrique d'une machine-outil se définit comme l'erreur de mouvement relatif entre l'outil et la pièce. Une cause importante de l'erreur volumétrique provient du mouvement de chaque axe de la machine qui peut être décrit par six degrés de liberté: trois translations et trois rotations, alors qu'idéalement un seul degré de liberté est présent suivant l'axe du mouvement souhaité qu'il soit linéaire ou de rotation.

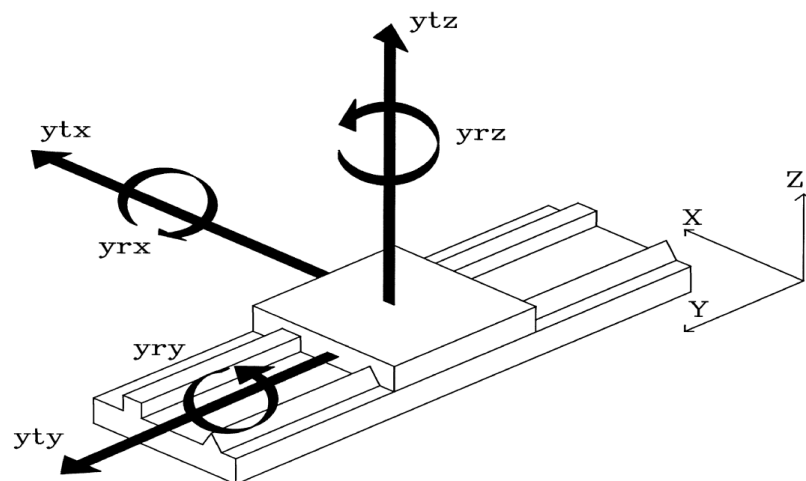


Figure I. 1 Erreurs de mouvement d'une articulation prismatique de machine

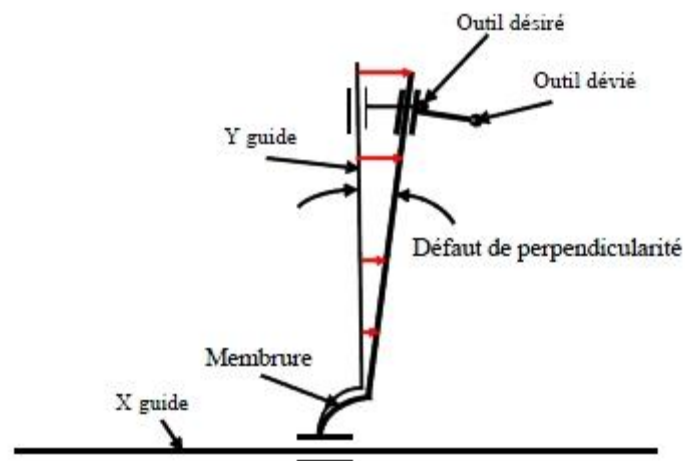


Figure I. 2 Défaut de perpendicularité entre deux axes et son effet sur la pose d'outil

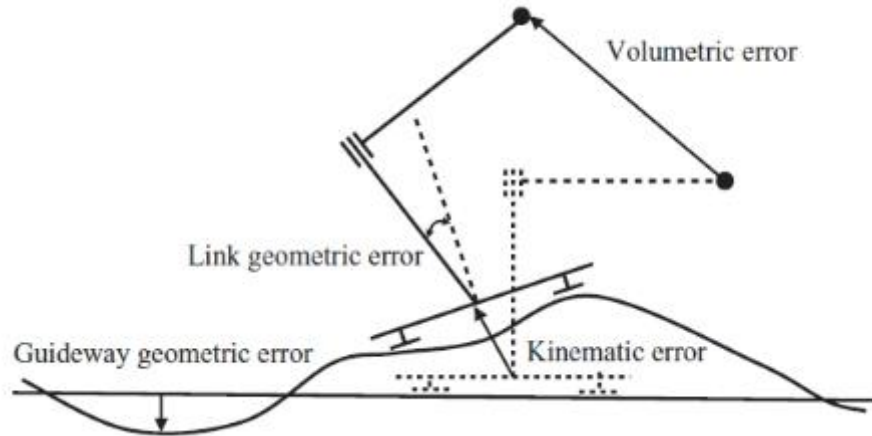


Figure I. 3 Illustration des catégories des erreurs pour une machine bi-axes

Selon la norme ISO 230-1, les six erreurs d'une articulation prismatique suivant l'axe Y illustrées à la Figure I.1 sont énumérées au Tableau:

Comme montré à la Figure I.4, une relation entre défaut de fabrication et erreur de machine-outil peut être établie. Pour une machine bi-axes, plusieurs catégories d'erreurs peuvent contribuer à l'erreur volumétrique causant un mauvais positionnement de l'outil comme l'illustre la Figure I.3.

| Erreur | Description |
|--------|---|
| yty | erreur de positionnement selon l'axe de mouvement y (écart d'échelle) |
| ytx | erreur de positionnement selon l'axe x (erreur de rectitude) |
| ytz | erreur de positionnement selon l'axe z (erreur de rectitude) |
| yry | erreur de rotation suivant l'axe du mouvement (roulis) |
| yrz | erreur de rotation suivant l'axe z (lacet) |
| yrx | erreur de rotation suivant l'axe x (tangage) |

Tableau des erreurs liées à l'articulation prismatique Y

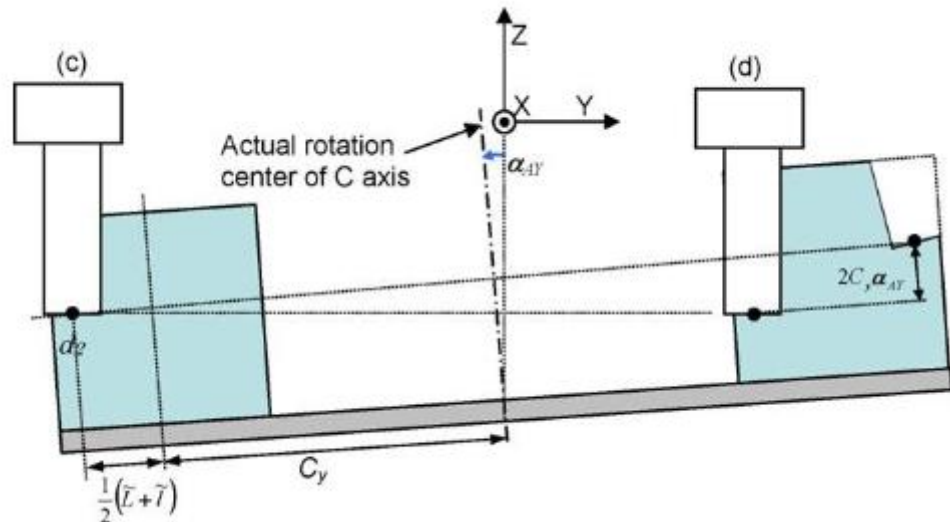


Figure I. 4 Influence d'un paramètre d'erreur angulaire de machine-outil sur la précision de la pièce finie

L'erreur résultant de la déformation des guides peut être significative produisant une erreur cinématique articulaire.

I.2.2 Erreurs thermiques

La variation de la température des éléments de la machine-outil provoque des déformations qui affectent la précision de positionnement de l'outil par rapport à la pièce. Plusieurs sources de chaleur peuvent être citées : roulements, huile hydraulique, pompes, moteurs, glissières, action de coupe et de copeaux, autres sources de chaleur (environnement extérieur).

Les erreurs thermiques peuvent être divisées en deux catégories. La première inclut les erreurs qui varient en fonction de la température mais pas en fonction des coordonnées absolues. La deuxième inclut les erreurs qui changent aussi avec les coordonnées machine. La théorie thermo-élastique des structures est souvent utilisée pour modéliser l'effet du comportement thermique de la structure de la machine sur sa précision. Généralement, l'erreur thermique se base sur des modèles empiriques et s'appuie sur la collecte des données sous des conditions spécifiques. Zhu, J. Ni [4] a proposé une analyse modale utilisant la théorie thermo-élastique et l'analyse par éléments finis. Les chercheurs accordent beaucoup d'importance à la collecte des données (température), au choix de l'emplacement des capteurs et de leur nombre. Plusieurs méthodes sont utilisées

pour la prédiction de l'erreur thermique. Certains auteurs introduisent les erreurs thermiques avec les erreurs géométriques et cinématiques dans le même modèle. . Chen et al [5] proposent un modèle avec 32 paramètres d'erreur au lieu de 21 pour une machine 3-axes incluant 11 paramètres supplémentaires pour représenter l'erreur thermique.

I.2.3 Erreurs causées par les charges de coupe

Les charges de coupe sont une source d'erreurs causant une déviation de l'outil par rapport à la pièce affectant la géométrie désirée de la surface usinée. Elles provoquent des déformations élastiques de la pièce, de l'outil et de la machine. La géométrie de l'outil et le processus de coupe (enlèvement de matière et vitesse de coupe) provoquent un comportement vibratoire par l'excitation périodique de la structure (machine-outil-pièce). L'effort de coupe est à l'origine de deux types d'erreurs : l'erreur dynamique et l'erreur statique.

I.2.4 Erreurs dynamiques

L'erreur dynamique est causée principalement par les vibrations résultantes du processus de coupe. L'amplitude et la fréquence des vibrations des deux branches de la structure, liée à l'outil et à la pièce, provoquent une irrégularité de la coupe. Les vibrations causées par l'effort de coupe dépendent des paramètres d'usinage (profondeur de coupe et vitesse de rotation de la broche).

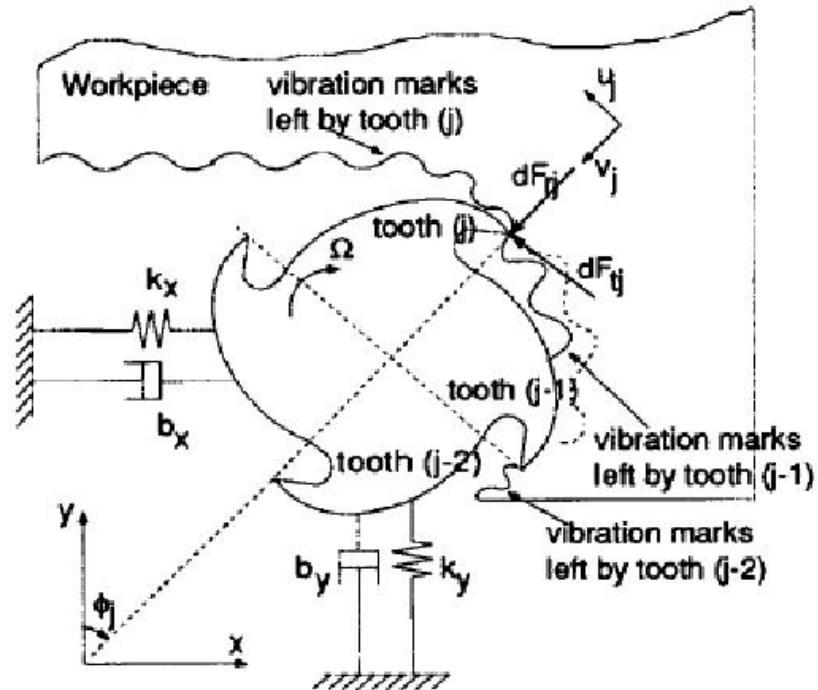


Figure I. 5 Modélisation du comportement dynamique de l'outil-pièce

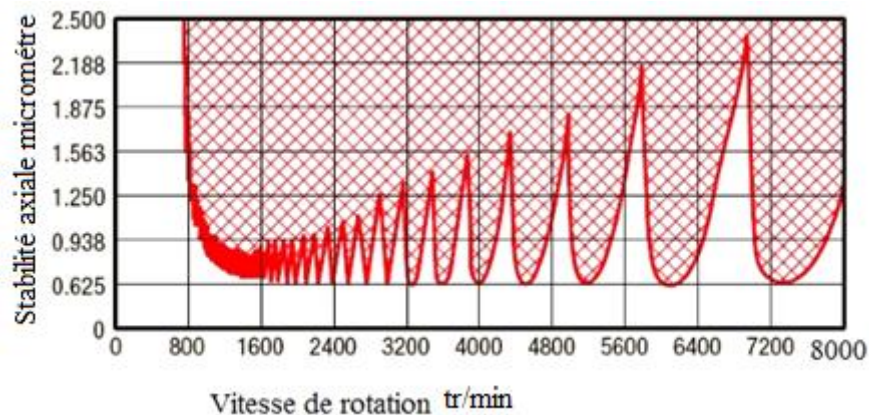


Figure I. 6 Allure générale des lobes de stabilité

Ce comportement dynamique affecte principalement la qualité de surface usinée mais aussi sa position. Pour réduire ces vibrations, Altintas et Budak [6] proposent une modélisation de la réponse à l'excitation périodique de l'outil de coupe, illustré sur la Figure I.5. L'objectif est de définir une zone de stabilité (lobes de stabilité) illustrée sur la Figure I.6. Pour une vitesse de rotation donnée, la profondeur de coupe maximale

permise pour que le système soit stable peut être déduite. La procédure expérimentale pour définir ces lobes de stabilité est basée sur l'analyse modale et l'identification de la fonction de transfert en utilisant un instrument source d'une force excitant la structure. Les vibrations résultant sont mesurées par un accéléromètre fixé sur la broche et analysées pour calculer la profondeur de passe critique.

I.2.5 Erreurs statiques

Le processus de l'enlèvement de la matière par un outil de coupe, comme en fraisage hélicoïdal, nécessite des efforts de coupe. Ce procédé provoque des déformations élastiques pour l'ensemble (outil, pièce et machine). La déviation résultante affecte la précision des surfaces usinées où la déviation de chaque élément dépend de sa rigidité. La prédiction avec précision du défaut d'usinage, résultant de ces déformations, est une opération compliquée. Généralement, pour pouvoir modéliser ces erreurs, les chercheurs les traitent séparément.

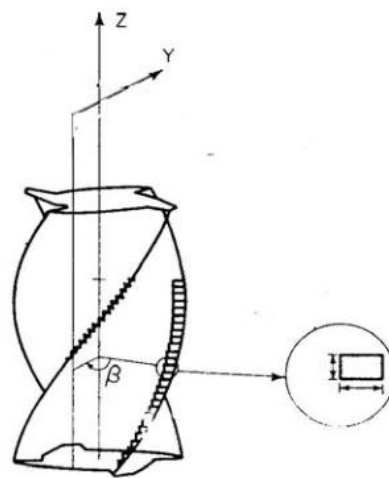


Figure I. 7 Discretisation de l'outil en disques pour calculer l'effort total

I.2.6 Fléchissement de l'outil

En fraisage périphérique, l'outil fléchit sous l'effort de coupe. Donc, il ne peut pas couper la totalité de la quantité de matière prévue pour la coupe. Pour surmonter ce problème, des approches de prédiction et de compensation peuvent être envisagées. Le bon choix des conditions de coupe, à savoir la vitesse d'avance et la profondeur radiale et axiale de coupe peut réduire la déflexion de l'outil. Ces approches sont d'une efficacité limitée et peuvent affecter le choix des conditions de coupe optimisant la production.

Comme la géométrie de l'outil de coupe peut être hélicoïdale compliquant la modélisation de l'effort de coupe, Kline et al. [7] discrétisent l'outil de coupe en plusieurs outils élémentaires, tel qu'illustré à la Figure 1-7. Ainsi, une fraise cylindrique avec un angle d'hélice non nul se décompose suivant son axe comme un empilement d'outils sous forme de disques minces avec des arêtes de coupe très petites. Le but de cette subdivision est de considérer l'angle d'hélice nul pour chaque arête élémentaire sur le disque pour pouvoir appliquer les lois de coupe simplifiées du fraisage orthogonal. L'effort est la somme de tous les efforts élémentaires appliqués aux disques. Le modèle de calcul de la déformation de l'outil est basé sur le calcul du fléchissement d'une poutre cylindrique encastrée soumise à un effort de flexion. La variation de la déformation avec l'avance est généralement négligée comme dans l'équation du modèle proposé par Kline et al.

$$d_y(z) = \frac{F_y}{6EI_y} [(CFY - Z)^3 - (L - Z)^3 - 3(L - Z)^2(L - CFY)] \quad (1-2)$$

avec

$d_y(z)$: déformation correspondant à la position Z sur l'axe de l'outil;

F_y : effort dans la direction radiale de l'outil;

CFY : localise le point d'application de la force;

L, I_y : longueur et moment d'inertie de l'outil respectivement.

I.2.7 Fléchissement de la pièce

Si la pièce présente une faible rigidité, sa déformation sous l'effort de coupe peut être significative ce qui conduit à empêcher l'outil d'enlever la quantité de matière prévue, produisant ainsi une imprécision sur la surface finie. Une large gamme de pièces mécaniques de faible rigidité sont utilisées dans différentes industries, comme l'aérospatial et l'automobile, et nécessitent une optimisation du processus de fabrication sous contraintes de précisions.

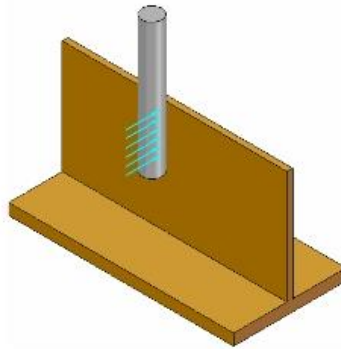


Figure I. 8 Répartition uniforme de l'effort de coupe sur la zone de contact pour prédire approximativement la déformation

La prédiction de la déformation sous l'effort de coupe nécessite des approximations pour pouvoir établir des modèles de calcul. Comme illustrée à la Figure I.8, une répartition uniforme de la force est supposée. La déformation prédite sera compensée par la modification de trajectoire. Mais le phénomène de couplage entre effort et déflexion nécessite d'autres approches plus complexes et lourdes comme celle proposée par Ratchev et al [8]. Qui est basée sur: la prédiction de l'effort de coupe par un modèle dit 'flexible'; la prédiction de la déformation de la pièce utilisant les outils de calcul par éléments finis et l'effort prédit; la correction de la trajectoire pour compenser l'erreur prédite résultant du fléchissement de la pièce [1].

I.2.8 Erreurs de mesure sur machine-outil

La comparaison des données d'inspection obtenues par mesure sur machine-outil avec les données prévues nominalement ne donne pas seulement les défauts de fabrication de la pièce, mais se trouve aussi affectée par une erreur de mesure qui fait l'objet de plusieurs recherches. Les principaux facteurs de l'erreur de palpement sont: l'environnement (température); la structure du palpeur : rigidité et longueur du stylet et le rayon de la touche du stylet; le mouvement de palpement : vitesse et direction d'approche et l'impact de l'effort de contact; la pièce à palper incluant la forme et le matériau; le nombre et la répartition des points de mesures.

Par exemple, si la vitesse d'approche est grande, il en résulte un grand effort transmis et donc peut produire une déflexion importante du stylet. Par conséquent, la précision de l'acquisition de la position peut être affectée.

I.3 Déformation des pièces due au serrage

I.3.1 Serrage par bride

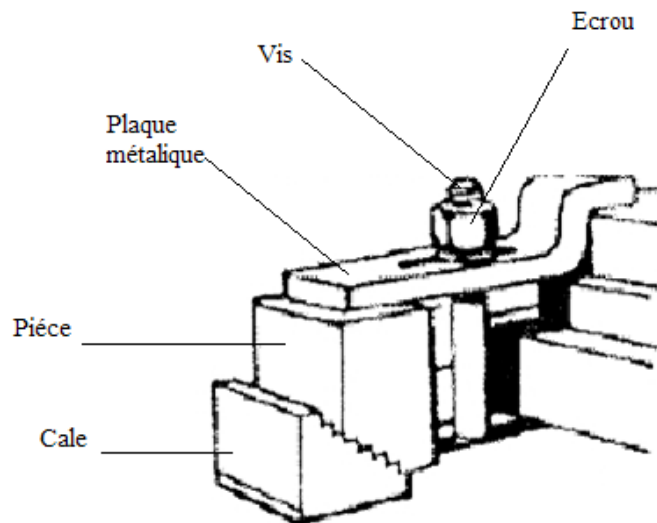


Figure I. 9 Serrage par bride

Le serrage par bride est une fixation utilisant un boulon comme le montre la figure ci-dessus, lors du serrage on doit garder la bride parallèle à la table de la machine, le boulon de fixation doit être placé le plus près possible du point de serrage de la pièce et non des cales.

Afin d'éviter un glissement de la pièce sur la table de la machine, il faut dans tous les cas prévoir deux serrages par brides [2].

On peut constater des déformations sur la pièce dus a ce serrage et elle se présente sous la forme d'enfoncement au niveau du contact bride pièce, comme le montre la figure I.10 de manière exagérée.

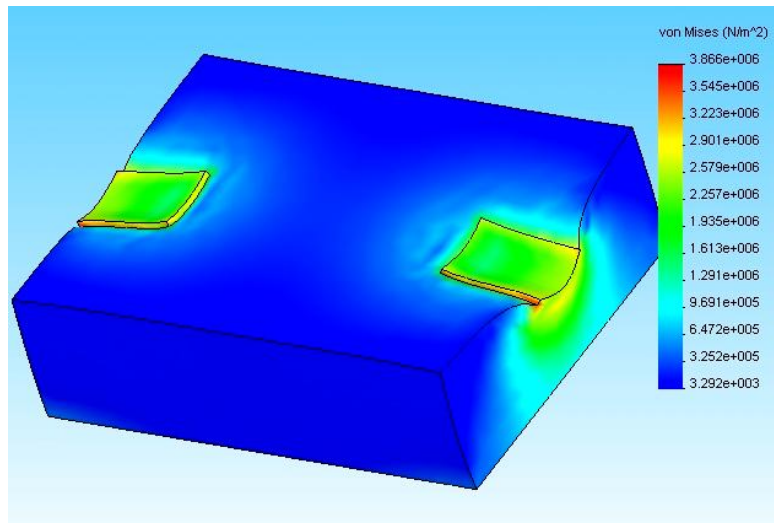


Figure I. 10 Résultat d'une simulation de bridage sous SolidWorks

I.3.1.1 Déformation de la bride

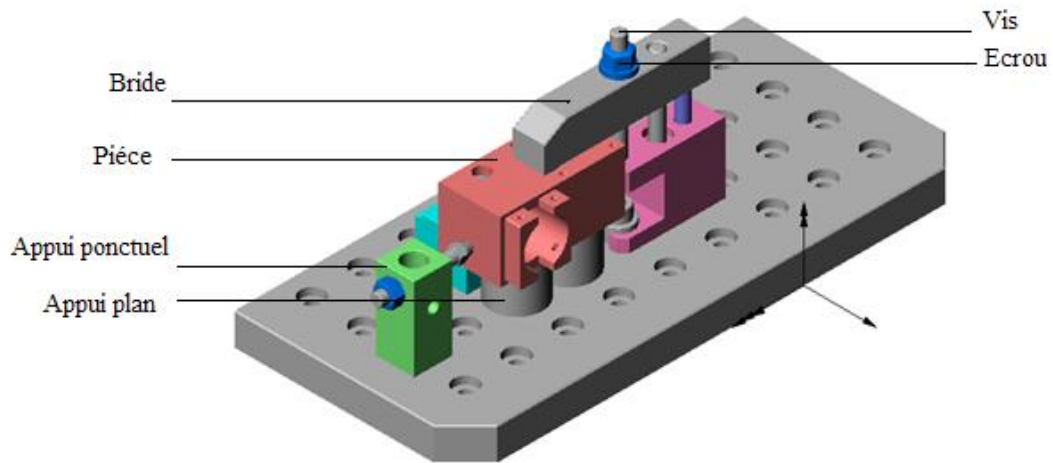


Figure I. 11 Serrage avec bride

La figure ci-dessus montre le montage utilisé pour pouvoir voir la déformation qui peut survenir sur la bride lors d'un serrage trop important.

Dans la figure I.12 on voit bien la déformation de la bride qui peut engendrer soit une déformation sur le flanc de la pièce usinée ou bien un relâchement de la pression sur cette dernière qui risque d'être au pire dramatique [3].

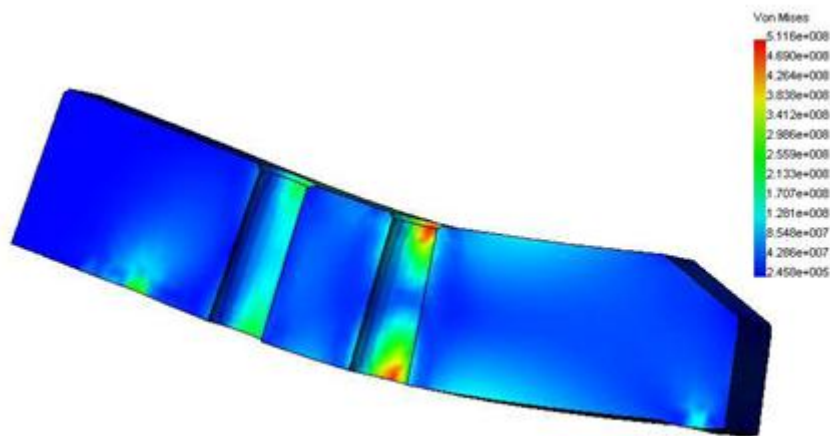


Figure I. 12 Déformation de la bride

I.3.2 Serrage par étau

Le serrage par étau est un moyen souvent utilisé en usinage par enlèvement de matière, il consiste à bloquer la pièce dans un système de pinces dit mors fixe et mors mobile.

Le mors fixe sert de support à la pièce alors que le mobile se charge de comprimer la pièce contre le mors fixe fin de réaliser le serrage.

Dans notre exemple c'est le mors mobile qui est à l'origine de la déformation, on remarque que la déformation au niveau du mors mobile est un enfoncement vers l'intérieur, mais que cette force engendre aussi une déformation sur les cotés de la pièce, ce qui donne la forme de la figure I.13.

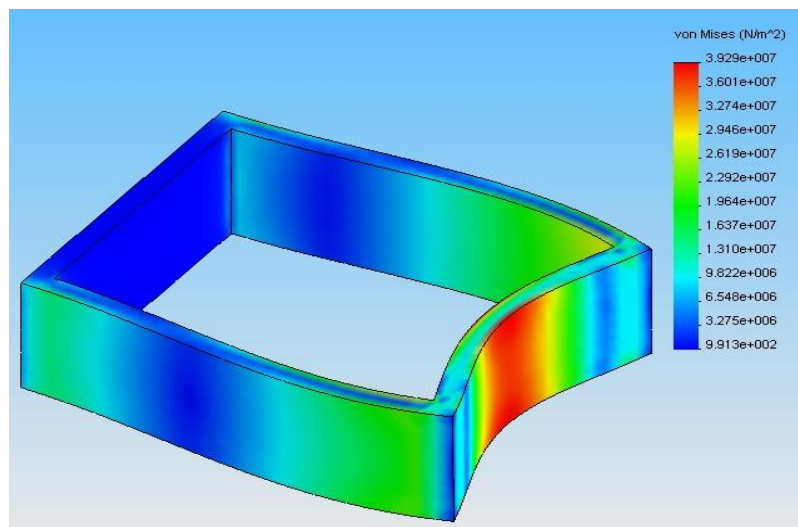


Figure I. 13 Résultat d'une simulation sur SolidWorks

I.4 Amélioration de la précision par l'usinage, l'inspection et la compensation en boucle fermée

I.4.1 Stratégies de compensation

La technique de compensation des erreurs en exploitant les résultats d'inspection et de contrôle de la pièce semi-finie ou finie est une stratégie visant la réduction des défauts de fabrication en ajustant la trajectoire de l'outil de coupe. L'amplitude et la direction de la correction dépendent essentiellement des défauts mesurés précédemment sur la pièce. Le recours à l'annulation du défaut de fabrication de la pièce en utilisant le défaut mesuré précédemment est dû à la complexité d'agir sur la source de l'erreur. Le défaut sur la pièce résulte de la combinaison de plusieurs erreurs élémentaires.

Lo et Hsiao [9] proposent une procédure de compensation basée sur l'inspection de la pièce finie sur une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT). L'erreur ou le défaut de fabrication est la différence entre le profil nominal et celui mesuré. La compensation s'effectue, pour la prochaine pièce, par le décalage symétrique du profil actuel par rapport au profil nominal pour calculer le profil compensé permettant de générer la trajectoire compensée. Ce processus, illustré à la Figure I-14, est basé sur la technique dite '*de miroir*' et se répète jusqu'à l'obtention d'une précision acceptable. Cette méthode s'applique efficacement dans le cas de la production en série et sous l'hypothèse de la respectabilité de l'erreur. Le démontage de la pièce de la machine-outil, le transport, l'inspection sur MMT dans des conditions différentes à celles d'usinage et la perte des références pièce compliquent l'identification de l'erreur réelle d'usinage.

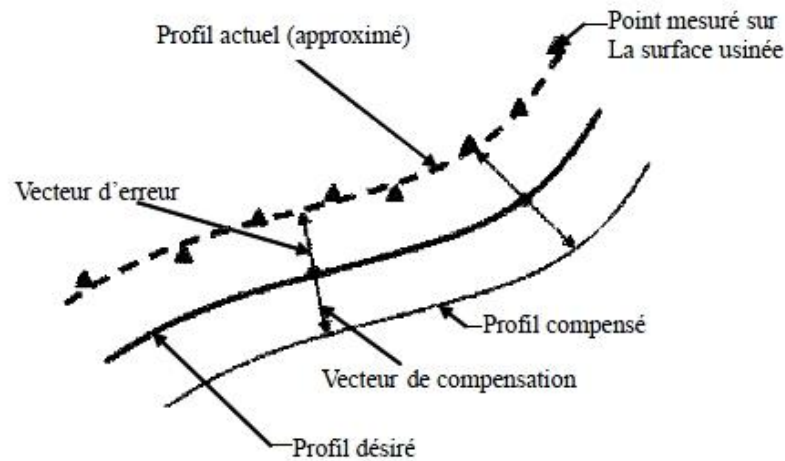


Figure I. 14 Compensation par la technique du miroir

Il est possible d'appliquer la compensation d'erreur pour la pièce inspectée elle-même. En utilisant la mesure sur machine-outil (MMO), le palpeur vient remplacer l'outil de coupe pour inspecter immédiatement la surface produite par l'opération de coupe effectuée précédemment. Cette inspection peut être effectuée après les phases de semi-finition. Le résultat d'inspection sert à calculer la correction de la trajectoire en finition. Cette alternative de compensation s'appelle la compensation par le processus intermittent d'inspection. L'inspection et l'usinage s'effectue en alternance. L'avantage est que la pièce reste sous le même montage et l'inspection ne demande pas de procédures supplémentaires de préparation avant la mesure. Cette technique de mesure peut réduire considérablement le coût d'inspection. Pfeifer [10] a implémenté la mesure sur machines-outils en 1980. Il mesure, sur tailleuse d'engrenage, de grandes roues dentées directement après usinage. Pfeifer mentionne que la mesure sur machines-outils mérite plus d'attention en recherche. Compte tenu de la diversité des sources d'erreurs affectant la précision de la pièce citées précédemment, l'inspection sur machine-outil, en utilisant un palpeur remplaçant l'outil de coupe, peut détecter seulement les erreurs produites au cours de l'usinage et ne peut pas détecter les erreurs présentes à vide car l'outil de coupe et le palpeur suivent alors le même trajet erroné. Les erreurs de la machine doivent être étudiées et compensées séparément. L'erreur mesurée directement après la coupe par la machine-outil est due principalement à la déformation sous l'effort de coupe et à un biais [1].

Bibliographie

- [1] Rachid Guiassa, Méthodes de compensation des erreurs d'usinage utilisant la mesure sur machines-outils, Département de génie mécanique école Polytechnique de Montréal, 2012.
- [2] S.Morau, Les serrages en bride, Centre de formation VAUDOIS de l'industrie, 2009.
- [3] Lycée technique de le MANS, Exploitations de logiciels de calcul par Eléments Finis section de T. S. productique étude d'outillage, 2010.
- [4] J. Zhu, J. Ni, and A. J. Shih, "Robust machine tool thermal error modeling through thermal mode concept, « Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME », 2008.
- [5] X. B. Chen, A. Geddam, and Z. U. Yuan, "Accuracy Improvement of Three-Axis CNC Machining Centers by Quasi-Static Error Compensation," Journal of Manufacturing Systems, 1997.
- [6] Y. Altintas and E. Budak, "Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling," CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1995.
- [7] Kline W. A., R. E. Devor, and I. A. Shareef, "Prediction of surface accuracy in end milling," J ENG IND TRANS ASME,1982.
- [8] S. Ratchev, S. Liu, and A. A. Becker, "Error compensation strategy in milling flexible thin-wall parts," Journal of Materials Processing Technology, 2005.
- [9] C.-C. Lo and C.-Y. Hsiao, "Method of tool path compensation for repeated machining process," International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 38, pp. 205-213, 1998.
- [10] T. Pfeifer, "Process-Intermittent Workpiece Measurement on NC (CNC) Machine Tools," *Technology of Machine Tools*, vol. 5, pp. 9-15, 1980.

Chapitre II

Dispositif de serrage

II.1 Introduction

Dans le domaine de l'usinage on recherche toujours la plus grande précision possible et pour cela on utilise différents moyens, l'un d'entre eux vise à optimiser le serrage des pièces à usiner. On verra dans ce chapitre quelques montages d'usinage et une méthode de calcul pour optimiser les forces de serrages.

Un montage d'usinage est un outillage utilisé pour fixer la pièce solidement à la bonne position dans l'espace de travail de la machine-outil. La conception du montage d'usinage joue un rôle important pour obtenir une pièce usinée de bonne qualité. Elle s'inscrit au sein d'un processus plus global de fabrication industrielle. Les contraintes que doit respecter un montage d'usinage sont les suivantes :

- Garantir un libre accès des outils de coupe aux surfaces à usiner,
- Garantir la qualité de la pièce à usiner,
- Garantir la stabilité de la pièce sous les sollicitations dues aux efforts de coupe,
- Garantir un montage et un démontage aisé de la pièce,
- Permettre l'évacuation des copeaux et du fluide de coupe,
- Garantir la sécurité de l'opérateur pour la mise en œuvre du montage.

II.2 Les degrés de liberté

II.2.1 Les 6 degrés de liberté

Les 6 mouvements considérés sont trois translations et trois rotations de directions indépendantes (constituant une base vectorielle).

Si on s'oriente dans l'espace à l'aide d'un repère orthonormé (O,x,y,z) les six degrés de liberté s'expriment ainsi :

| Degré | Axe sur machine outil | Mouvement pour un véhicule |
|-------|-----------------------|----------------------------|
| Tx | Longitudinal | avance |
| Ty | transversal | dérive |
| Tz | vertical | ascension |
| Rx | - | roulis |
| Ry | - | tangage |
| Rz | - | lacet |

Dans le cas des machines-outils, l'orientation des axes est définie par convention. Les noms des déplacements d'un avion ou d'un bateau correspondent si on considère un repère orienté, c'est-à-dire X dans la direction de progression, et Z à la verticale.

II.2.2 Matrice des degrés de liberté

La présentation des degrés de liberté prend souvent la forme d'un tableau (ou matrice) donnant par colonne un type de mouvement (translation ou rotation) et par ligne la direction considérée (x, y ou z). Cette notation autorise des comparaisons rapides avec les torseurs d'action mécanique transmissible dans une liaison, ou le torseur cinématique de la même liaison. Cependant, l'absence de point de référence ne permet pas d'inter changer l'un et l'autre.

Cette matrice est plus souvent associée à une liaison mécanique qu'à un solide, c'est-à-dire à un solide vu par un autre solide référant. Et ce n'est que dans ce contexte que le rapprochement avec les torseurs pourra être fait sans trop d'erreurs.

$$\begin{pmatrix} Tx & Rx \\ Ty & Ry \\ Tz & Rz \end{pmatrix}$$

II.2.2.1 Matrice des degrés de liberté :

Lorsqu'un degré de liberté est supprimé, on remplace son mnémonique par O (zéro).

Dans l'exemple d'une liaison ponctuelle, on définit le repère local associé à la liaison:

le point de contact A est centre du repère; le vecteur \vec{X} étant normal au plan tangent, les deux autres directions \vec{Y} et \vec{Z} peuvent être prises quelconques dans le plan normal à \vec{X}
Liaison ponctuelle en A suivant X [5].

$$\begin{pmatrix} O & Rx \\ Ty & Ry \\ Tz & Rz \end{pmatrix}$$

II.3 Symbolisation de l'élimination des degrés de liberté

II.3.1 Introduction

La première partie concerne la définition de la mise en position géométrique d'une pièce, dans une phase de transition, de contrôle ou de manutention, en liaison avec la cotation de fabrication. Elle est à appliquer lors de l'établissement des documents techniques au niveau des avant-projets et projets d'études de fabrication.

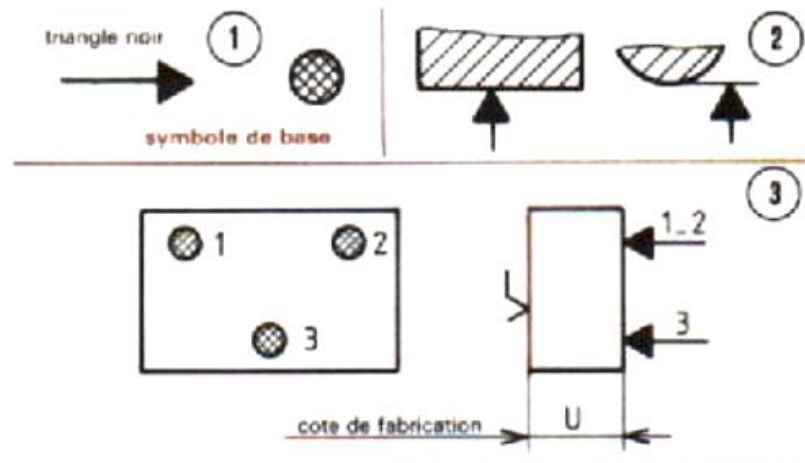


Figure II. 1 , 1 : Le symbole de base, 2 : Placement des symboles de base, 3 : Placement des symboles sur une pièce

II.3.2 Symbole de base

Le symbole de base est représenté figure II.1,2 (il est noirci pour être mieux visualisé). Le symbole est placé sur la surface référentielle choisie ou sur une ligne d'attache du côté libre de la matière (fig II.1: 3). Le segment de droite est normal à la surface considérée.

Si nécessaire, le symbole peut être projeté sous forme d'une surface quadrillée délimitée par un trait fin (cercle) voir figure II.1.

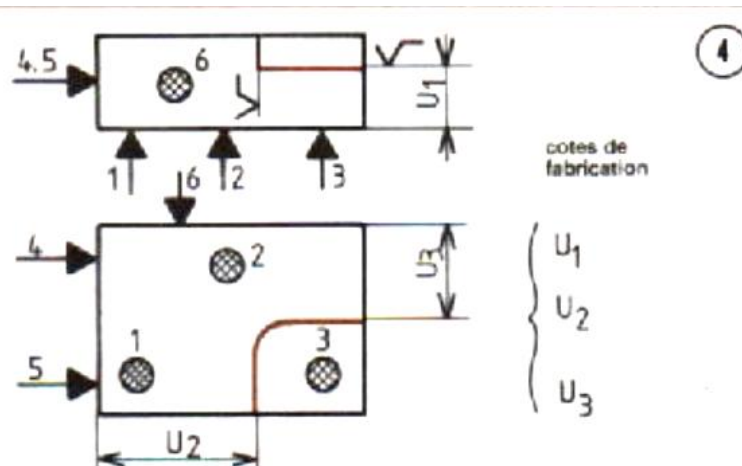


Figure II. 2 Symbolisation de l'élimination des degrés de liberté

II.3.3 Principes d'utilisation

Le symbole de base indique l'élimination d'un degré de liberté. Chaque surface référentielle choisie reçoit autant de symbole qu'elle doit éliminer de degrés de liberté (figure II.2). Chaque pièce reçoit un maximum de six symboles de base dont la disposition doit satisfaire aux règles de l'iso-statisme (figure II.2). Il est recommandé de les affecter d'un numéro repère de 1 a 6 disposé à coté du symbole.

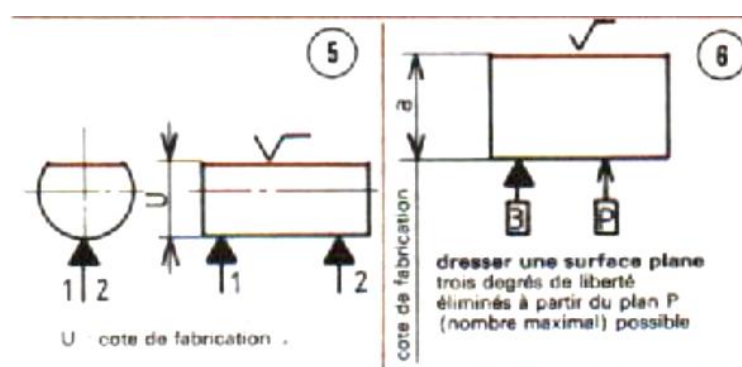


Figure II. 3 L'élimination des degrés de liberté sur une surface plane et cylindrique

Il est recommandé :

- De limiter le nombre de symbole en fonction des cotes de fabrication à réaliser dans la phase (fig II.3).
- D'indiquer la précision que l'on va imposer au repère (ex : tolérance de parallélisme, (fig.II.5).
- De simplifier la représentation en inscrivant dans un carré le nombre de degrés de liberté s'il n'y a pas plusieurs interprétations possibles comme le montre la figure II.3.
- En aucun cas, les deux types de symboles (flèche seule ou flèche avec carré) ne doivent être utilisés simultanément sur le même document.
- Dans le cas de l'élimination directe d'un degré de liberté en rotation, il faut utiliser le symbole représenté figure II.4, rotation figurée par un arc orienté sur le symbole. La figure II.5 montre un exemple d'application.



Figure II. 4 L'élimination directe d'un degré de liberté en rotation

Les croquis de phase des avant-projets d'étude de fabrication ne doivent pas comporter de symbole de serrage. Une mise en position géométrique peut être concrétisée par diverses combinaisons d'éléments technologiques. Les symboles de base peuvent être associés à un système d'axes de coordonnées. La position du symbole sur la surface choisie n'est pas nécessairement celle de l'élément technologique qui élimine le degré de liberté.

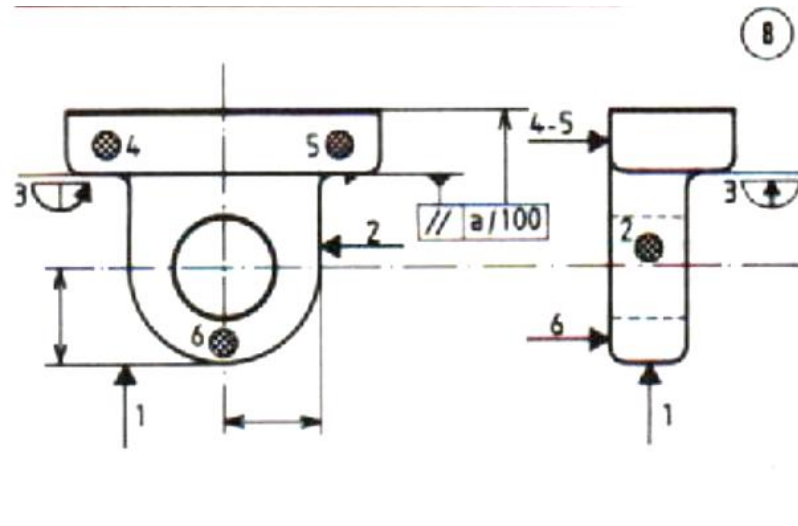


Figure II. 5 Indication de la précision des repères

II.4 Liaison pièce-machine pour un usinage

Lorsque l'on usine une pièce, le résultat doit être conforme au plan, et en particulier les tolérances géométriques. Le placement de la pièce doit être précis sur le chariot de la machine-outil, la pièce doit donc être mise en place de manière isostatique, et maintenue de manière à respecter si possible cet iso-statisme.

Dans la pratique, le maintien de la pièce est souvent hyperstatique, notamment pour que la pièce ne bouge pas sous les efforts engendrés par l'usinage, il faut donc gérer cet hyper-statisme. On commence donc par une mise en position isostatique, puis on ajoute des éléments de maintien supplémentaires en essayant de ne pas déformer la pièce.

La qualité du positionnement conditionne la qualité de l'usinage, et notamment la reproductibilité dans le cas des fabrications en série, que ce soit en usinage conventionnel ou en commande numérique.

II.4.1 Table d'usinage

Le premier élément de la mise en position et du maintien est la table d'usinage. Les tables d'usinage sont en général magnétiques, soit avec un aimant permanent, soit avec un électroaimant. Cela permet un premier maintien des pièces ferreuses (fer, acier, fonte) ayant une face plane. Il s'agit d'un maintien par frottement (adhérence). Certaines tables sont refroidies pour assurer un maintien par gel de l'humidité ambiante.

Lorsque les efforts générés sont peu importants, la table seule peut suffire au maintien : si l'on n'a pas besoin d'une grande précision, on peut tenir la pièce à la main, par exemple dans le cas d'un perçage à une position approximative ; la fixation magnétique ou par le froid peut suffire au maintien ; la pression exercée par l'outil contribue à l'adhérence [2].

II.5 La technologie monolithe de MILL TEC

La technologie Quad System brevetée par TECNOMAGNETE développe le système du magnétisme électro permanent appliqué aux systèmes de bridage rapide sur machines-outils, presses à injecter et à emboutir, et aux systèmes de manutention de charges ferreuses, avec d'énormes avantages opérationnels constatés à travers des tests pratiques. Puissance, sécurité, performances constantes et prévisibles, absence de magnétisme résiduel et flux maîtrisé sont les points forts de cette technologie.

II.5.1 La morphologie quadrangulaire en échiquier

Le circuit magnétique bidirectionnel dont tous les pôles N/S sont excités par un système à double aimant (Alnico + néodyme), peut générer le plus haut niveau d'induction admissible par l'acier et garantir une force magnéto motive élevée (MMF) pour opérer en toute sécurité même dans des conditions d'entrefer critiques. La morphologie quadrangulaire en échiquier permet au circuit d'assurer une circulation horizontale et aplatie du flux magnétique à une très faible profondeur, entièrement concentré dans la zone polaire, autrement dit dans la pièce à serrer. Les pôles N/S de dimensions parfaitement égales, assurent un parfait équilibrage du circuit en évitant ainsi tout phénomène de dispersion de flux, en absence de toute interférence, et en garantissant des prestations sûres et constantes. Un circuit magnétique électro permanent est

intrinsèquement sûr. En effet, après que le système ait été activé par une impulsion électrique de quelques secondes, la pièce reste serrée pour un temps indéterminé avec une force constante même en absence d'alimentation électrique, maintenue uniquement par les aimants permanents à haute énergie. Une impulsion électrique successive permettra la désactivation du système. Aucun échauffement, aucune consommation

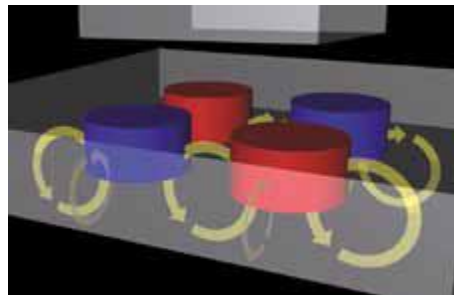
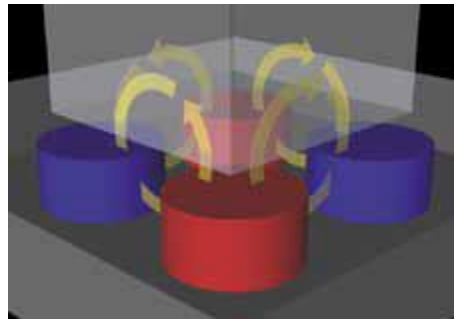


Figure II. 6 La morphologie quadrangulaire en échiquier

II.5.2 La technologie monolithique

La construction en nid d'abeilles permet de réaliser des systèmes de serrage extrêmement robustes avec des épaisseurs et des poids particulièrement contenus de façon à obtenir les meilleures performances des machines [1].

II.5.3 Une surface unique impénétrable

La surface métallique uniforme, entièrement en acier et sans aucun insert, devient un bouclier mécanique impénétrable qui assure une protection optimale du circuit électrique et des aimants permanents logés dans la partie interne.

II.5.4 Longues durabilités sans pollution

Les plateaux ne requièrent aucune maintenance préventive spécifique en raison de l'absence de parties assemblées et/ou mobiles et de la surface métallique, conférant ainsi au plateau une durée de vie plus longue. Les composants sont recyclables à 95%.

II.6 Le serrage des pièces règles générales

II.6.1 Le serrage des pièces

II.6.1.1 Généralités

Les éléments de localisation définissent la position correcte de la pièce sur la machine et par rapport aux outils.

Les éléments de fixation doivent maintenir la pièce en contact avec le système de mise en position indépendamment des efforts qui la sollicitent (pesanteur, efforts de coupe). Deux termes sont utilisés :

- Serrage ; rappelant la notion d'efforts exercés sur la pièce.
- Bridage ; rappelant le rôle des brides dans la fixation.

II.6.1.2 Règles générales de conception

Les efforts de serrage doivent plaquer la pièce contre ses appuis et s'opposer à tout déplacement de celle-ci en cours d'usinage. Il convient donc de déterminer leurs sens et directions et de calculer les valeurs minimales nécessaires.

Les efforts de serrage doivent être disposés de manière à éviter de créer des sollicitations de flexions et de torsion et dans les pièces. Il faut donc les appliquer en face des appuis et les transmettre sans discontinuité de matière (sollicitation de compression préférable).

Voir figure II.7

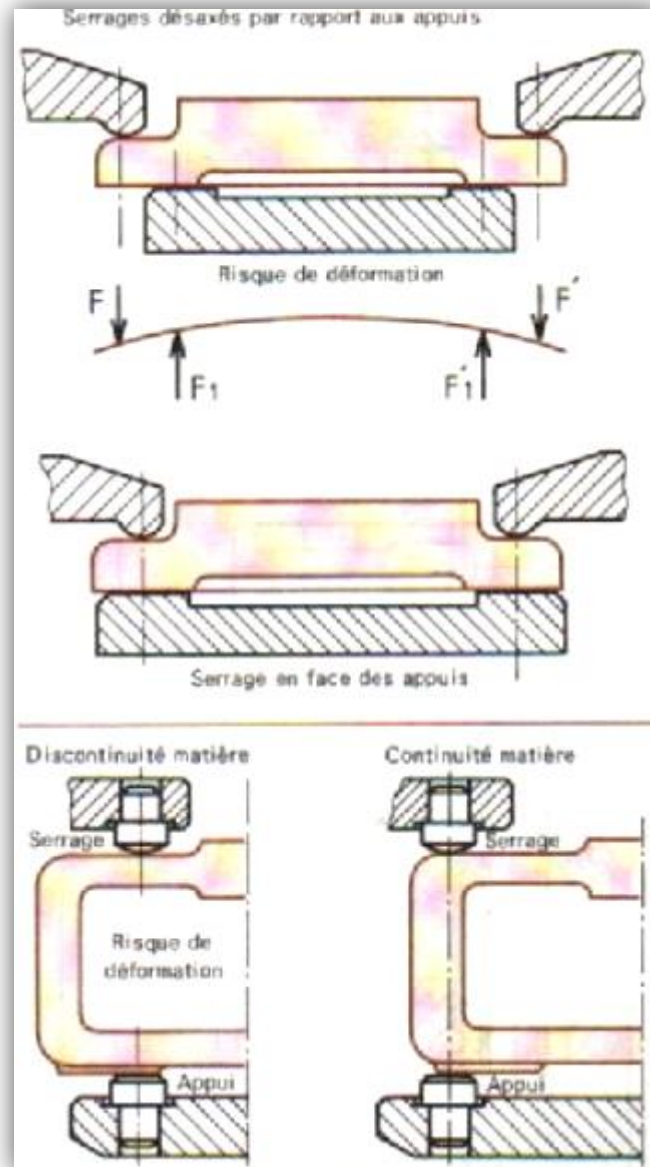


Figure II. 7 Sollicitation de compression préférable

Les zones de serrage de la pièce doivent avoir une résistance mécanique suffisante. Des aménagements de formes peuvent être prévus. Voir la figure II.8.

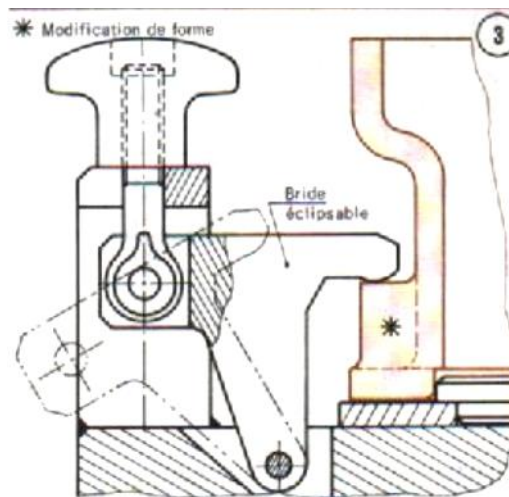


Figure II. 8 Aménagements de formes

La déformation engendrée par les efforts de serrage, lorsqu'elles ne peuvent être évitées. Doivent toujours rester inférieure aux valeurs des IT sur les cotes et spécifications à réaliser sur la pièce.

Des déformations, si nécessaire, sont maîtrisées par la limitation des efforts de serrage. Divers systèmes sont utilisés :

- Commandes pneumatiques ou hydrauliques,
- Visseuses électriques ou pneumatiques
- Clés dynamométriques tarées,
- Serrages indirects.
- La commande de serrage doit être adaptée à la cadence de fabrication, ce qui conduit à :
 - Prévoir des organes de manœuvre faciles à manipuler (volants, poignées, écrous, etc.),
 - Réduire le nombre d'éléments de serrage en choisissant, par exemple, des serrages dont les directions permettent des décompositions d'efforts sur chacun des appuis, voir figure II.9.
 - Grouper les commandes de plusieurs serrages sur un seul organe de manœuvre,
 - Automatiser les systèmes de commande (par énergie pneumatique ou hydraulique).

Il faut éviter les contacts directs entre les éléments de commande et la pièce (prévoir des pièces d'usure, interchangeables entre les deux).

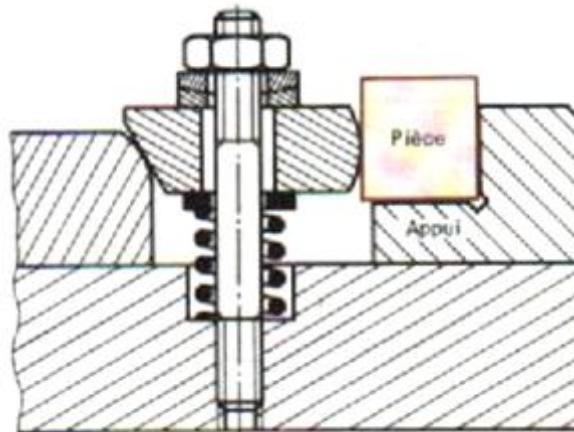


Figure II. 9 Réduction du nombre des éléments de serrage

II.6.1.3 Montage entre pointes et appuis de soutien

Localisations entre pointes

Elles permettent de situer un axe de la pièce et sa position sur cet axe. Les systèmes mécaniques qui les réalisent sont constitués de deux pointes coniques alignées et opposées, l'une étant fixe axialement (3 degrés de liberté éliminés par cône court), l'autre étant mobile axialement (2 degrés de liberté par centrage court) La figure II.10 montre une pointe tournante et quelques types d'embouts utilisés.

La localisation axiale de la pièce (départ de cotes) est réalisée par rapport à un plan de jauge déterminé, du cône fixe axialement, lorsque celui-ci est remplacé par une pointe à ressort, la localisation axiale de la pièce se fait par rapport à la surface d'appui (Voir fig. II.11).

Un système supplémentaire intervient pour entrainer ou fixer la pièce qui reste libre en rotation autour de l'axe des pointes (voir fig.II.12).

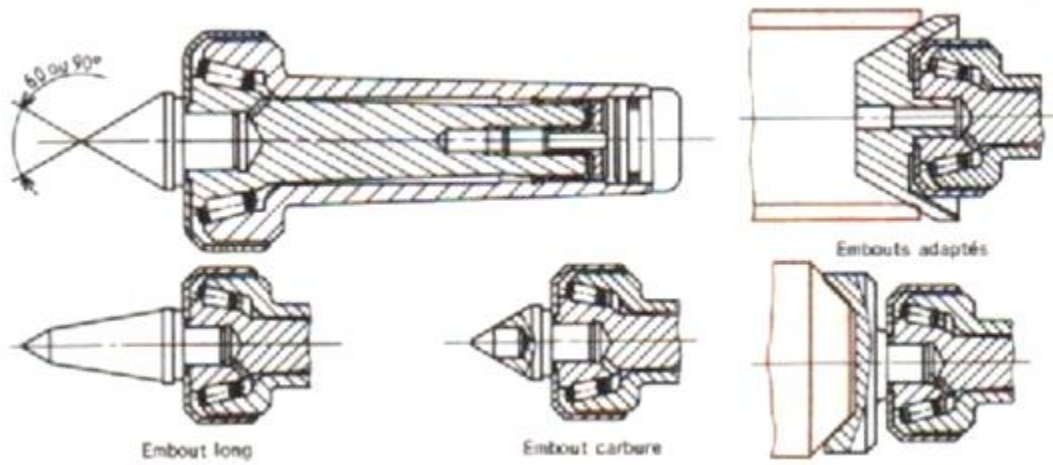


Figure II. 10 Pointe tournante

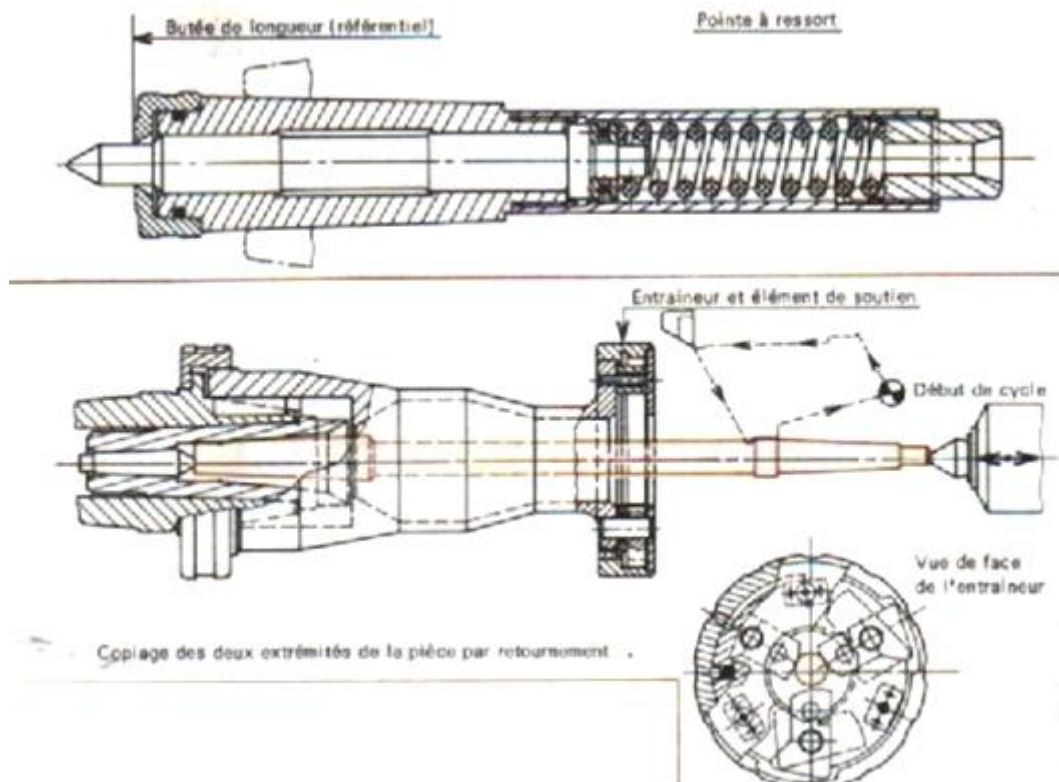


Figure II. 11 La localisation axiale de la pièce

II.6.1.4 Les appuis de soutien

Les appuis de soutien (dits anti divisibles) sont des systèmes mécaniques qui ne participent pas à la localisation de la pièce. Ils interviennent, après localisation, pour éviter les déformations de la pièce sous l'effet des efforts de coupe (ou de serrage), ou pour éliminer les vibrations occasionnées par le travail des outils.

Ils sont utilisés :

- Sur les éléments de pièce en porte à faux, figure II.11.
- Sur des surfaces de grandes dimensions en appuis plan sur des bornes de section réduite, figures II.12.
- Sur des surfaces cylindriques longues, figures II.11, II.12.
- Ce sont des bornes, mobiles axialement, venant en contact avec la pièce lorsque celle-ci est mise en position, et immobilisées ensuite de manière irréversible (voir fig. II.12).
- Pour les pièces cylindriques, les appareils sont du genre lunette fixes ou à suivre, à touches carbure ou à galets (fig. II.12). Des appareillages peuvent aussi être conçus spécialement (Voir fig.II.11) [2].

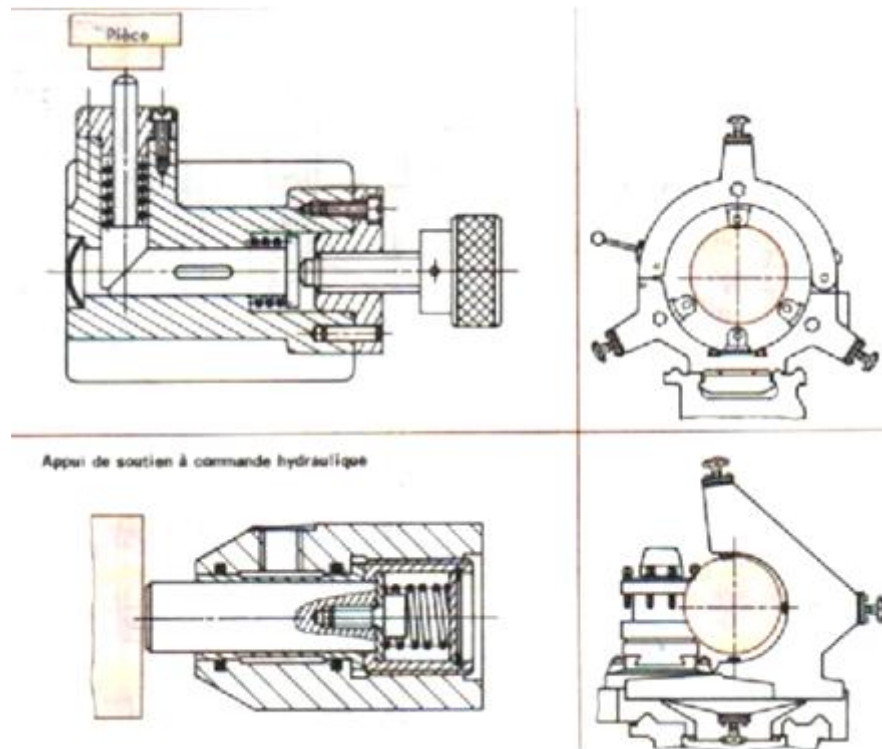


Figure II. 12 Entraînement ou fixation de la pièce qui reste libre de rotation

II.7 Modèle pour une géométrie quelconque

La forme géométrie quelconque peut être conçue en utilisant diverses formulations géométriques. Un modèle de cadre peut être créé en utilisant une équation de surface tels que B-Spline ou NURBS ou d'une combinaison entre la surface et fonctionnalités de modélisation de base.

Le modèle de contact entre la broche et la surface de la pièce est définie par trois vecteurs, l'un vecteur normal et deux vecteurs tangentiels. Le vecteur normal est obtenu en interférant le fonctionnement entre la broche et la pièce. Le vecteur est déterminé par la direction du point de contact et le centre de la broche.

La Figure II.13 montre la simulation CAO pour obtenir le contact vecteur normal. Un vecteur tangent représente le modèle de ressort pour retenir la pièce de glissement. Le premier vecteur est défini comme étant le vecteur parallèle à l'axe x du système de coordonnées. Un autre vecteur est le produit vectoriel des vecteurs tangentiels et normaux [3].

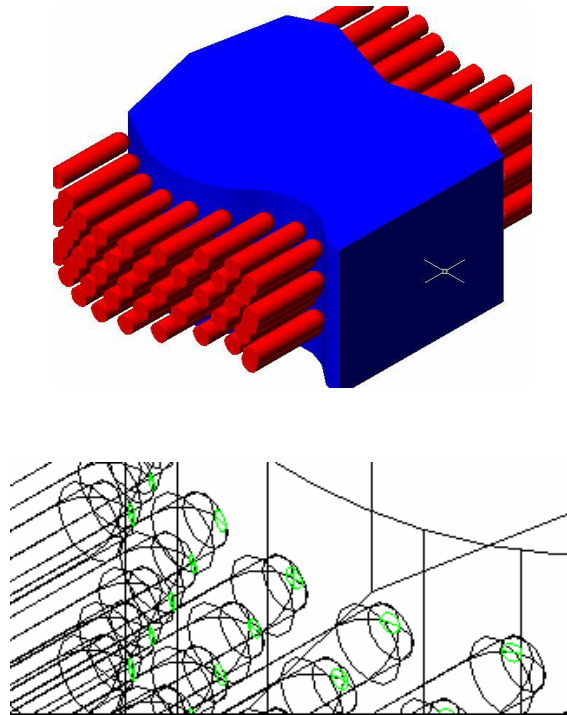


Figure II. 13 Evaluation de l'interférence d'un solide pour obtenir un contact et une surface normale

II.8 Serrage dans un étau

Lorsque l'on fait du fraisage, on maintient souvent la pièce dans un étau. On commence par usiner la surface ayant la plus grande aire, appelée « face », afin de diminuer les erreurs d'usinage ultérieures. Cette face servira par la suite de surface de référence.

Le placement exact en x , y et z n'est pas critique : les mouvements du chariot et de l'outil permettent d'ajuster ces positions, la première opération consiste à prendre les références de la pièce en venant tangenter avec une pinnule. C'est l'orientation de la pièce qui est critique.

La face de référence de la pièce peut être placée : soit contre le mors fixe de l'étau : en effet, l'étau est normalement « parfaitement » positionné par rapport aux axes de référence de la machine, le mors fixe est donc normalement parallèle au plan (xz) ; soit sur deux cales posées sur le fond de l'étau, ce fond étant normalement parallèle au plan (xy) .

II.8.1 Référence contre le mors fixe

L'image ci-dessous représente le serrage typique d'une pièce prismatique dans un étau pour un fraisage. La référence 0 représente le mors fixe de l'étau, la 1 le mors mobile, la 2 la pièce à usiner.

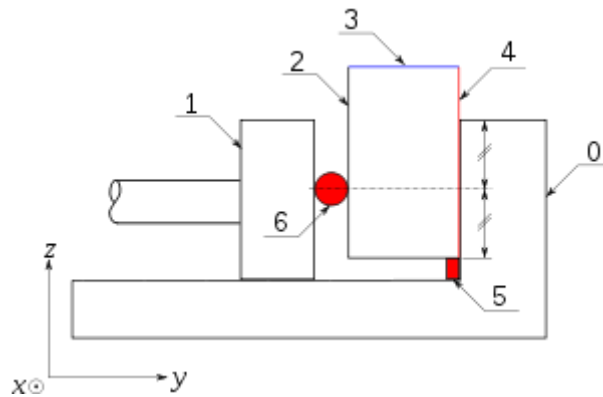


Figure II. 14 Serrage dans un étau avec face de référence contre le mors fixe

Si la face à usiner 3 est perpendiculaire à la face de référence 4, on place cette surface de référence contre le mors fixe 0, on assure un appui plan, ce qui bloque trois degrés de liberté (la translation en y et les rotations autour de x et de z). Le maintien contre le mors fixe est assuré par le mors mobile 1 ; toutefois, cela forme deux appuis plans, les degrés de liberté sont bloqués deux fois, ce qui n'est pas isostatique. Pour réduire cette contrainte, on peut intercaler un rondin 6 qui va assurer un appui linéaire rectiligne. Ce rondin est placé approximativement au milieu de la hauteur du mors, mais peut être déplacé si la pièce s'incline, en fonction du jeu pris par le mors mobile.

La translation en z et la rotation en y sont bloqués par une cale 5 placée sur le fond de l'étau, ce qui assure un contact s'approchant d'une liaison linéaire rectiligne. La translation en x est bloquée par le serrage (frottement).

Pour vérifier le contact linéaire avec la cale, on essaie de la faire bouger ; si elle pivote, on enfonce la pièce à coup de maillet (laiton, nylon) caoutchouté du côté où elle bouge. En raison du porte-à-faux, on peut placer une seconde cale du côté du mors mobile, mais une seule des deux cales doit être bloquée.

Si l'on voulait un placement réellement isostatique, il faudrait mettre un rondin en dessous à la place de la cale et une bille entre le mors mobile et la pièce à la place du rondin, mais le placement serait difficile : tout en serrant, il faudrait maintenir la bille et

le cylindre pour pas qu'ils ne roulent, ce qui nécessite au moins trois mains dont une devant se glisser entre la pièce et le mors mobile...

II.8.2 Référence contre le fond

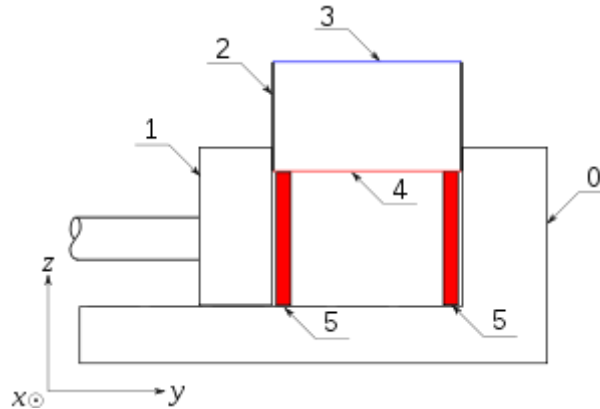


Figure II. 15 Serrage dans un étau avec face de référence contre le fond

Si la face à usiner 3 est opposée à la surface de référence 4, il faut assurer un appui plan sur le fond. Mais si l'on se contente de poser la pièce sur le fond, on a alors un autre appui plan sur le mors fixe, on bloque donc deux fois la rotation autour de x. On place donc la pièce sur des cales hautes 5 pour que la surface serrée par les mors soit la plus petite possible, afin que la liaison s'approche d'une liaison linéaire rectiligne ; mais cette surface serrée doit être suffisante pour assurer un bon maintien de la pièce.

Pour que les deux cales fournissent deux appuis linéaires rectilignes, la rotation autour de y est donc bloquée deux fois ; dans l'idéal, il faudrait un appui linéaire et un appui ponctuel [4].

II.9 Système de fixation intelligent IFS (Intelligent fixturing system)

Typiquement, une fois une partie est fixée et maintenue dans le système de fixation, les forces de serrage appliquées à la pièce ne sont pas modifiées pendant tout l'usinage et le processus d'installation des agencements. L'application de la force de serrage a été en grande partie basée sur l'expérience, en utilisant la méthode appelée « le sens de la proportion ». De nombreux machinistes appliquent arbitrairement les forces de serrage (généralement plus grandes que nécessaire, juste pour être sûr de la sécurité).

Il en résulte souvent un serrage excessif des pièces et peuvent causer de graves problèmes géométriques et dimensionnels dans la pratique comme dans l'aéronautique et l'industrie automobile, où la précision de l'usinage est particulièrement préoccupante. D'autre part, un serrage insuffisant peut permettre à la pièce de glisser ou de se détacher de la localisation au cours du processus d'usinage, ce qui peut provoquer la perte d'efficacité du système de serrage.

C'est pour quoi les systèmes de serrage plus performants et flexibles sont nécessaires pour améliorer la précision des pièces usinées.

L'agencement est un processus spécifique à certains postes le long de la trajectoire de l'outil, les petites forces peuvent être adéquates, mais les grandes forces peuvent être requises à d'autres. Les forces de serrage minimum pour sécuriser une pièce sont différentes comme la fraise se déplace le long de sa trajectoire prévue. Par conséquent, notre attention se concentre sur la répartition de la force. Nous allons appliquer un (IFS) de telle sorte que les éléments de fixation peuvent être manipulés pour fournir des forces de serrage dynamiques pendant tout l'usinage et le processus d'installation des agencements. Pour l'IFS proposées dans le présent document, les forces de serrage sont adaptative ajustées à des valeurs optimales en fonction de la position de coupe et les efforts de coupe lors de l'usinage avec l'objectif de minimiser la déformation de la pièce tout en assurant qu'il est correctement fixé. Depuis que les forces de serrage d'adaptation appropriées à l'environnement dynamique de l'usinage sont prévues, le projet IFS offre une meilleure qualité des pièces usinées et une plus grande robustesse aux perturbations.

II.9.1 Définition du terme IFS

Quelques notions spéciales utilisées pour décrire les principes de fonctionnement de l'IFS sont définies dans cette section.

II.9.1.1 Stabilité de la fixation

Un système d'installation des systèmes de serrage stable doit tenir une pièce fermement en place lors de l'usinage. Les forces de réaction doivent être positives et veiller à ce que la pièce reste en contact avec tous les points de réactions depuis le début de la coupe jusqu'à la fin.

La force de réaction négative à la localisation est physiquement impossible. Si une ou plusieurs des forces de réaction doit s'annuler, cela indique que la pièce n'est plus en contact avec les repères correspondants, et le système est considéré comme instable.

Par conséquent, un critère de stabilité du système de serrage est considéré ici et il affirme que toutes les forces de réaction aux localisateurs doivent être positives au cours de l'ensemble du processus d'usinage. Cette approche est également utilisée par d'autres chercheurs.

II.9.1.2 Force de serrage optimale

Les forces de serrage optimales sont définies ici comme les forces de serrage minimum nécessaire pour maintenir la pièce en équilibre statique tout au long du processus d'usinage.

II.9.1.3 Contrôle du serrage

Le contrôle de pince d'un localisateur se réfère à la pince qui a le plus d'influence sur les forces de réaction au localisateur. Toutes les pinces dans un système d'installation des agencements donné sont étiquetées comme le contrôle des serre-joints d'une certaine localisation. Si une force de réaction à un localisateur est proche ou égale à zéro lors de l'usinage, de ses commande-pinces seront ajustés pour augmenter les forces de serrage de telle sorte que la force de réaction n'atteindra pas l'état critique.

II.9.1.4 Echantillon de points de la trajectoire d'outil

L'échantillonnage de points du parcours d'outil est sélectionné le long de la trajectoire de l'outil, où les forces de serrage sont ajustées. Ils sont choisis en fonction de la géométrie de la pièce à usiner et de la trajectoire de l'outil. Ces points parcours d'outil échantillonné comprennent les endroits de la coupe aux domaines critiques de la pièce (où la pièce est susceptible de se déformer de manière significative) et où les forces de coupe peuvent changer soudainement ou de manière significative. L'objectif de sélectionner les points de parcours d'outil de l'échantillon est de discrétiser le processus d'installation des agencements pour le contrôle d'un ordinateur.

II.9.1.5 Conception d'un prototype

La clé de La fonction de commande de l'IFS est la correction de manière adaptative des forces de serrage optimales des pinces sur la pièce à travailler et tout cela en temps réel pendant l'usinage. Les IFS peuvent être classés en quatre unités fonctionnelles: processeur intelligent (IP), l'unité de commande, l'unité de contrôle et l'unité de détection. Le processeur intelligent est le cerveau de l'IFS, coordonner les actions des autres unités et fournir des forces optimales de serrage selon les données du capteur, des

modèles et des algorithmes prédéterminés. L'unité de commande dirige et veille à ce que l'unité d'actionnement produit les forces de serrage souhaitées en fonction des commandes émises par le processeur intelligent. Les échantillons de l'unité de détection des signaux de la force de capteurs de force dans le système agencements (qui mesure la réaction et les forces de serrage) lors de l'usinage et transmet les données sur la population que la rétroaction à l'unité de commande pour le contrôle de la force de serrage. Le processeur intelligent utilise aussi les données de force, ainsi que l'emplacement de la coupe et des informations de disposition de montage, pour émettre des commandes appropriées à l'unité de commande pour faire en sorte que des forces de serrage optimales soient appliquées sur la pièce à usiner.

II.9.2 Type d'IFS

Un IFS peut être en boucle fermée ou en boucle ouverte.

II.9.2.1 En boucle fermée IFS

Dans l'IFS en boucle fermée, les forces de serrage optimales par rapport aux différentes positions de coupe sont calculées en temps réel pendant l'usinage. Les forces agissant sur la pièce d'œuvre sont obtenues à partir des capteurs dans le système et des forces de serrage optimales sont alors déduites et appliquées. Contrairement au mécanisme de boucle ouverte IFS, les forces de serrage optimales fournies par les IFS en boucle fermée sont continuellement ajustées par la surveillance et la mesure de forces sur la pièce à usiner.

Un IFS en boucle fermée peut intelligemment mettre à jour les forces optimales en fonction des conditions du procédé. Pour s'assurer que le contrôleur a un temps de réponses suffisamment courtes, les modèles et les algorithmes doivent être aussi simples que possible, et pourtant efficaces.

II.9.2.2 Boucle ouverte IFS

Dans une boucle ouverte IFS, les forces de serrage souhaitées en respectant les différentes positions de coupe sont pré-calculées avant l'usinage. Un tableau de commande est alors généré, qui compile la position de coupe et les forces de serrage optimales prédéterminées correspondantes. Lors de l'usinage, l'unité de commande de

l'IFS ajuste le système de serrage en fonction de la table de commande. Depuis le Procédé consistant à dériver les forces de serrage optimales est complété à l'avance, la réponse du contrôleur n'est donc pas si dépendante de la puissance de calcul du contrôleur. Toutefois, lorsque des conditions brusques ou inattendues se produisent, il ne sera pas en mesure d'apporter une correction appropriée.

II.9.3 Les exigences de conception

Les exigences générales de conception pertinentes aux appareils ordinaires s'appliquent aussi au système d'installation des agencements intelligents. Les exigences fonctionnelles d'un appareil comprennent contrôle total, emplacement positif, la répétitivité et la rigidité. L'IFS doit encore adapter les forces de serrage à différentes positions de coupe et de l'ampleur des efforts de coupe varient lors de l'usinage, la rétroaction du capteur, le contrôle et la programmation de serrage sont nécessaires pour réaliser ses fonctions.

II.9.3.1 Capteur

Les capteurs sont essentiels à la conception d'un système intelligent. Les capteurs permettent que l'information en temps réel puisse être transférée entre le système d'agencements et de son dispositif de commande. Dans les IFS présentées dans le document référence [4], les capteurs à quartz monocanal piézoélectriques sont montés sur les repères de surveillances et mesurent les forces de réaction lors de l'usinage.

capteur de force Piezo-electrique

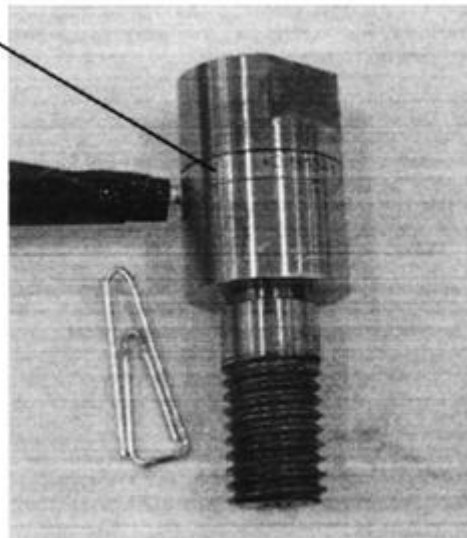


Figure II. 16 Assemblage de localisateur cylindrique avec capteur intégré de force piézo-électrique

II.9.3.2 Serrage de contrôle

Les dispositifs de fixation sont conçus pour appliquer des forces de serrage variables pour la pièce à usiner au cours du processus d'usinage. Grâce à un circuit d'interface à distance, un ordinateur personnel (PC) commande le système de serrage pour appliquer les forces de serrage nécessaires selon que le dispositif de coupe se déplace à différents endroits sur la pièce à usiner. L'objectif est de minimiser la déformation de la pièce causée par les forces de serrage.

II.9.3.3 Programmation

Les opérations de détection et de blocage de l'IFS sont contrôlés par un PC via un circuit d'interface à distance en utilisant des programmes personnalisés pour le traitement des signaux d'entrée / sortie, le suivi et le contrôle du processus d'agencements.

II.9.4 Système de contrôle de l'IFS

Un système de contrôle basé sur un modèle est proposé pour les IFS comme illustré à la figure II.17. Deux modèles sont utilisés: le modèle appareil-pièce et un modèle de surveillance de la stabilité. Au début du processus d'usinage, les forces de réaction sont mesurées par des capteurs embarqués dans les localisateurs. Selon le modèle de fixation-

pièce, les forces de coupe sont estimées, les forces de serrage optimales nécessaires sont prévues. Les forces de serrage optimales prédites sont ensuite appliquées en temps réel en utilisant le système de serrage spécialement conçu. Une fois que les phénomènes instables sont détectés, le modèle ordonne au système de serrage d'augmenter la force au point approprié jusqu'à ce que la stabilité soit rétablie. Ces processus sont répétés jusqu'à l'achèvement du processus d'usinage. De cette façon, les forces de réaction à des localisateurs sont surveillées et servent d'informations de rétroaction autant que les forces de serrage sont variées automatiquement tout au long du processus d'usinage.

Les temps de calcul des modèles appareil-pièce et l'optimisation doivent être suffisamment rapides pour le contrôle en temps réel. Comme illustré dans la figure II.18, la force de serrage optimale prédite pour le point parcouru d'outil échantillonné i pourrait être appliquée à l'outil point-chemin échantillonné j si le temps de calcul est tel que l'IFS perd de son efficacité.

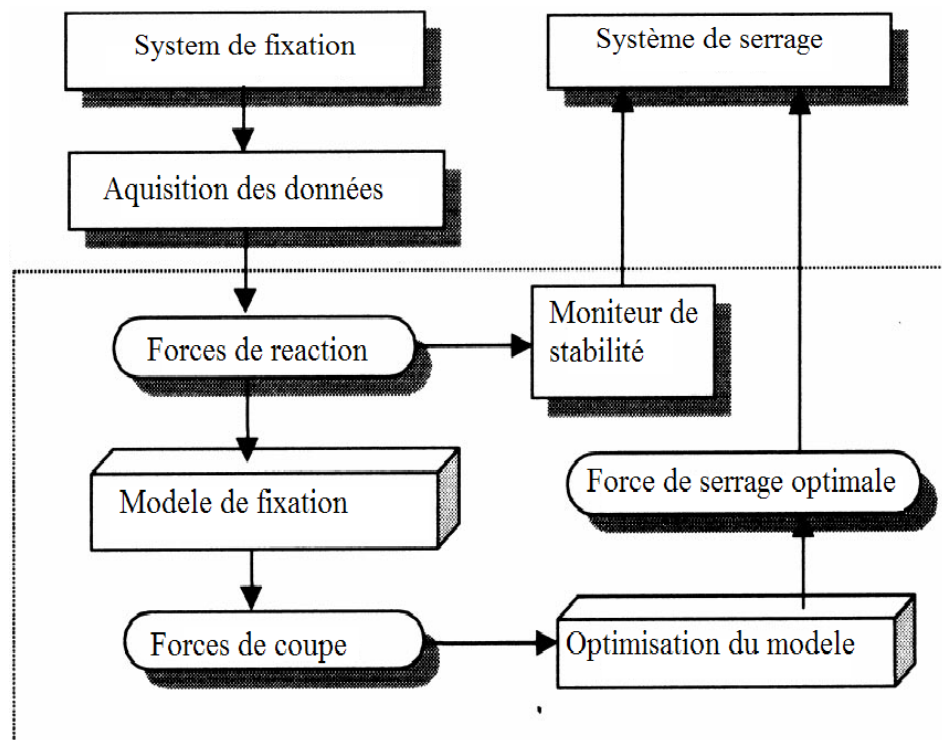


Figure II. 17 Système de contrôle pour la fixation intelligente

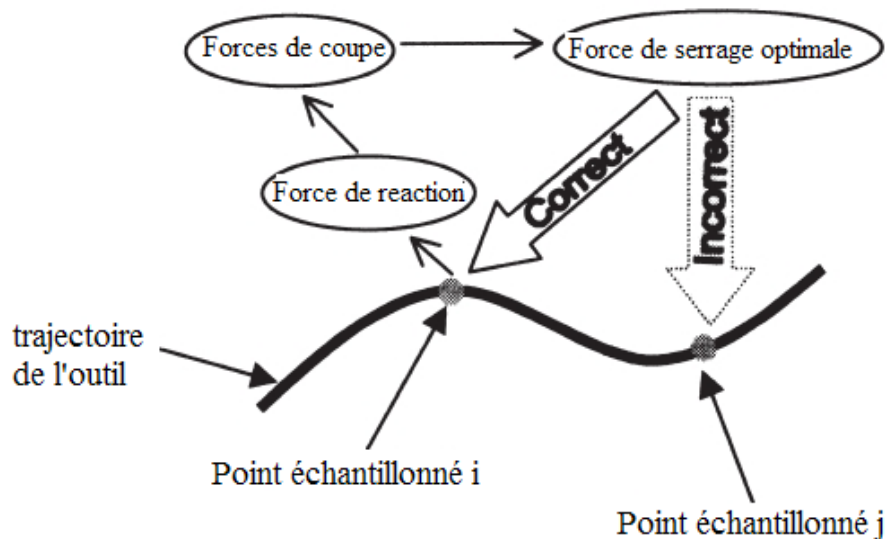


Figure II. 18 Application les forces de serrage optimales

II.9.5 Modèle d'optimisation pour IFS

Les forces de serrage devraient idéalement être juste suffisantes pour contraindre et de localiser la pièce sans causer de distorsion ou de dommages à la pièce. Si les forces de serrage sont trop grandes, la pièce usinée peut se déformer de manière significative lorsqu'elle est libérée de l'appareil. L'objectif du modèle d'optimisation consiste à déterminer les forces de serrage optimales à appliquer dans l'IFS. Le principe de ce modèle est que la configuration agencée est possible.

II.9.5.1 fonction objectif

Un système de fixation-pièce est soumis à trois forces principales: les forces de serrage, les forces de réaction et les forces de coupe. La déformation de la pièce à usiner est directement liée à ces forces qui agissent sur elle. Les efforts de coupe sont dépendants de la machine-outil, la matière de la pièce à usiner, l'outil de coupe et de conditions de coupe, et sont considérés comme des forces externes pour être logés par le système de fixation. Les forces appliquées contrôlables sont les forces de serrage. La fonction objective est de minimiser les forces contrôlables dans le système de fixation-pièce. Cela est exprimé par la minimisation de la somme des carrés de serrage et la force de réaction:

$$\text{Minimiser } \sum P_i^2 \text{ et } \sum R_j^2$$

II.9.5.2 les Contraintes

Un système de serrage doit répondre à plusieurs contraintes pour s'acquitter efficacement de ses fonctions. La contrainte géométrique exige que les éléments de fixation peuvent accéder aux faces souhaitées ou d'autres éléments de serrage, et que le dispositif d'installation des agencements proposé n'interfère pas avec la trajectoire prévue. La contrainte cinématique assure que le dispositif de fixation peut bien localiser et retenir la pièce. Ces deux contraintes sont des facteurs essentiels dans la conception d'une configuration de montage approprié. Ils ne sont pas utilisés dans le modèle d'optimisation de l'IFS comme il est supposé que la configuration de l'appareil de l'IFS a été conçue à ces contraintes. L'ensemble des contraintes utilisées dans ce modèle est décrits comme suit:

II.9.5.3 Contrainte pour la stabilité de la pièce

La condition nécessaire et suffisante pour assurer la stabilité de la pièce à usiner est obtenue quand la force résultante et le moment sont égaux à zéro. En d'autres termes, la contrainte de stabilité exige une force et un moment d'équilibre.

II.9.5.4 Contrainte pour l'immobilité de la pièce

La contrainte de stabilité elle-même ne peut maintenir l'équilibre du système appareil-pièce en un point. Elle ne vérifie pas si la pièce se déplace ou non. Prenons le cas de la figure. II.19. Le système de fixation, la pièce se trouve dans un état d'équilibre, mais le localisateur 1 n'est pas en contact avec la pièce à usiner en raison d'un glissement. Une fois que le glissement ou le décollement se produit à un localisateur, la force de réaction sur le localisateur devient nulle. Par conséquent, toutes les forces de réaction doivent être positives afin de garder la pièce à usiner en contact avec les localisateurs pendant l'ensemble du processus d'usinage. Les contraintes d'immobilité peuvent être exprimées comme $R_i > 0$.

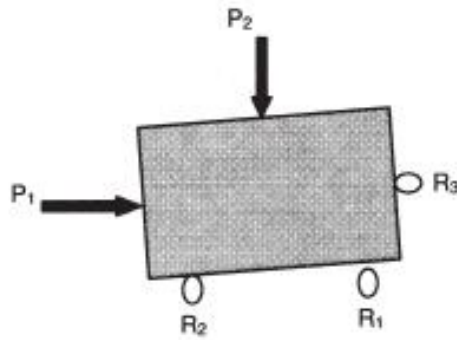


Figure II.19 le glissement se produit pendant l'équilibre

II.9.5.5 Contrainte de rigidité

Dans le modèle d'optimisation, une limite supérieure à la force maximale agissant sur les brides et les localisateurs est nécessaire. Il s'agit de s'assurer que la déformation de la pièce à usiner est à l'intérieur d'une tolérance.

Il vise à prévenir plus de blocage du système agencements. Du fait que les éléments de fixation sont beaucoup plus rigides que la pièce à usiner, la force de la limite supérieure est déterminée par la tolérance donnée de la pièce à usiner.

II.9.5.6 Condition de fixation

Pour fixer fermement la pièce dans sa position désignée, les forces de serrage doivent être dirigées vers la pièce. Ainsi, le produit scalaire de la force de serrage P et le vecteur normal N externe de la face de délimitation de la pièce sur laquelle agit le serrage doit être inférieure à zéro: soit $P \cdot N < 0$.

II.10 Calcul des efforts de serrage

II.10.3 L'algorithme utilisé

Cet algorithme [5] vise à obtenir les forces de serrage optimales à travers des calculs et des contraintes, cette méthode est étudiée pour à terme devenir incontournable dans le monde de l'usinage industriel.

II.10.3.1 Optimisation des forces de serrage

L'objectif est de déterminer l'ensemble des forces de serrage optimales qui minimisent la déformation élastique induite par le serrage et charges d'usinage, tout en conservant le système appareil-pièce en quasi-équilibre statique lors de l'usinage. La minimisation du mouvement de la pièce, va à son tour réduire l'erreur de localisation.

Cet objectif est atteint en formulant le problème comme un problème d'optimisation multi-objective sous contrainte.

II.10.3.2 Les contraintes de friction et l'équilibre statique

L'algorithme doit impérativement vérifier la contrainte de friction à travers la loi de Coulomb :

$$F_x^i + F_y^i = \mu_s^i \times F_z^i$$

F_x^i : Les forces s'exercent sur l'axe des x

F_y^i : Les forces s'exercent sur l'axe des y

F_z^i : La force de coupe de l'outil suivant l'axe z

μ_s^i : Coefficient de friction

Tout en respectant l'équilibre statique du système en impliquant dans le programme la loi fondamentale de la dynamique et l'équilibre des moments :

$$\Sigma F = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

II.10.3.3 Les limites supérieure et inférieure

Tant que le contact avec la pièce est unilatéral, la force de contact normale P_i ne peut être que compressive, on peut l'exprimer par :

$$P_i > 0 \quad P_i \text{ les forces de contact}$$

Où il est supposé que la force normale dirigée vers la pièce soit positive.

En outre, la contrainte de compression normale à un contact ne peut pas dépasser la limite d'élasticité à la compression (S_y) cette limite supérieure est écrite comme suit :

$$P_i < S_y A_i$$

Où A_i est la surface de contact de l'outil de serrage au point i .

II.10.3.4 Modèle d'optimisation

Le problème d'optimisation peut être décrit comme suit :

$$\text{Minimiser } f1 = 1/2 \lambda^T Q \lambda \quad \text{Eq (1)}$$

Avec les contraintes:

$$\|P_C^R\|_w \geq \epsilon$$

$$\Sigma F = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

$$P^i \geq 0$$

$$P^i \leq S_y A_i$$

$$F_x^i + F_y^i = \mu_s^i \times F_z^i$$

Avec :

ϵ : est une limite supérieure sur $\|P_C^R\|_w$

λ : est le vecteur de toutes les forces de contact.

Q : est la matrice diagonale de contact de conformité

$$\lambda = [F_x^1 \ F_y^1 \ F_z^1 \ \dots \ F_x^{L+C} \ F_y^{L+C} \ F_z^{L+C}]^T$$

$$Q = \text{diag} [c_x^1 \ c_y^1 \ c_z^1 \ \dots \ c_x^{L+C} \ c_y^{L+C} \ c_z^{L+C}]$$

II.10.3.5 Structure de l'algorithme

- $(P^{L+1} \dots P^{L+C})$ Initiaux désignent les forces de serrage
- u_0 limite supérieure
- l_0 limite inférieure
- P^R_C la résultante des forces de serrage
- $\delta = 4.448$
- K nombre d'équations nécessaires pour résoudre le système d'équations

$$K = \log_2 \left(\frac{\epsilon}{\delta} \right) \dots \text{Eq (2)}$$

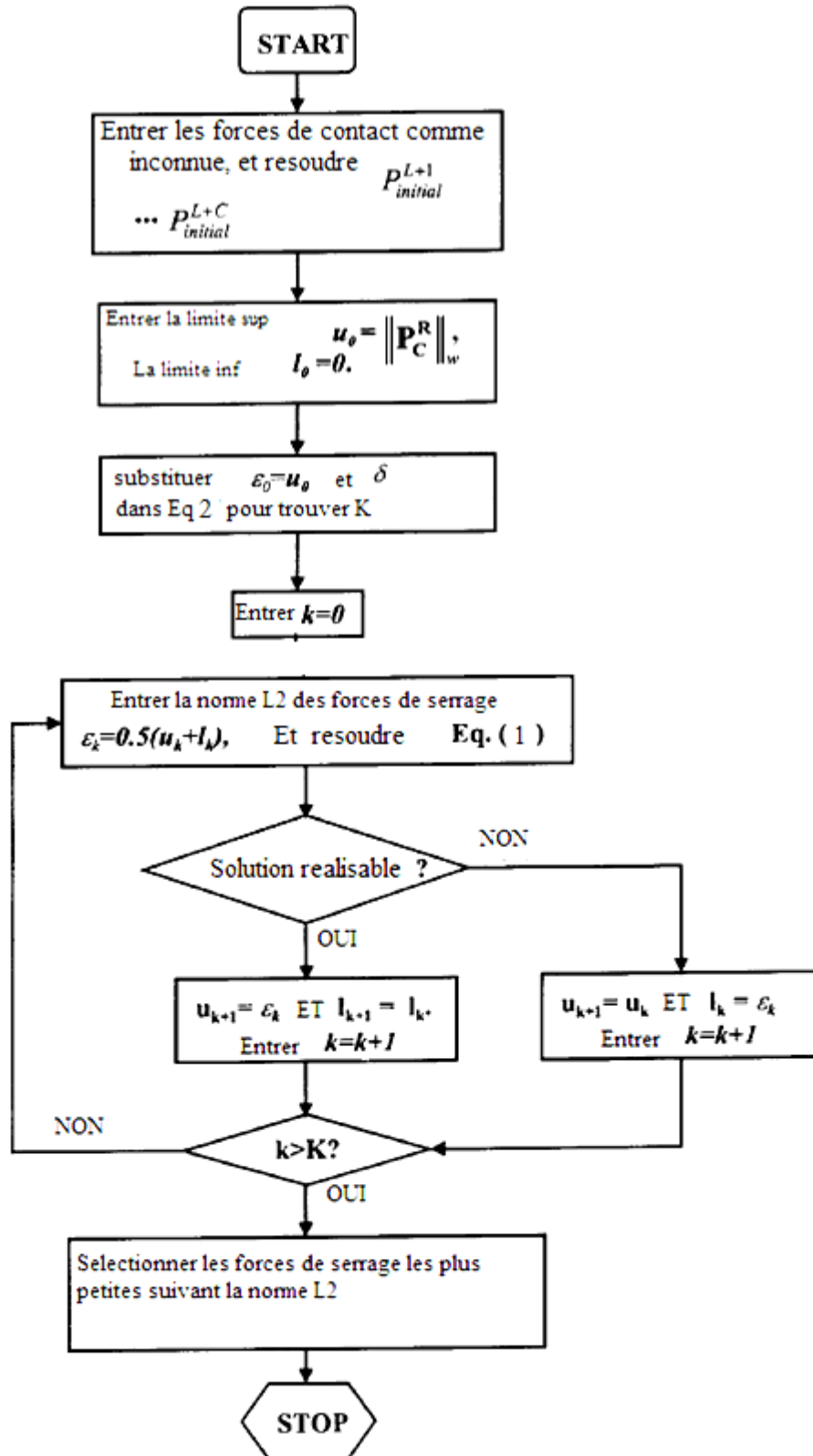


Figure II. 20 Algorithme d'optimisation des forces de serrage

Bibliographie

- [1] MILL TEC La technologie monolithique :
<http://www.tecnomagnete.com/Download/pdf/Milltec/MillTEC%20FRA.pdf>.
- [2] R.Dietrich, D.Garsaud, S.Gentillon, M.nicolas, Précis de méthodes d'usinage méthodologie, production et normalisation, Afnor, Nathan édition, 1988.
- [3] Afzeri, Nukhaie Ibrahim, Hybrid Optimization of Pin type fixture Configuration for Free Form Workpiece, Department of Manufacturing and Materials Engineering International Islamic Univ. Malaysia (IIUM), 2009.
- [4] R. Dietrich, G. Facy, E. Hugonnaud, M. Pompidou, J.-P. Trotignon, Précis de construction mécanique, 2. Méthodes, fabrication et normalisation, Afnor/nathan, 1979.
- [5] B. Li and S. N. Melkote, Fixture Clamping Force Optimisation and its Impact on Workpiece Location Accuracy, Springer-Verlag London Limited, 2001.

Chapitre III

La méthode des éléments finis

III.1 Aperçu sur la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est une méthode de résolution des problèmes physiques régis par des équations aux dérivées partielles. Elle consiste à subdiviser le domaine de l'équation et à décrire la solution à l'intérieur de chaque région par une combinaison linéaire de fonctions connues et de paramètres. Dans chaque sous-domaine l'équation aux dérivées partielles est écrite sous forme vibrationnelle et approximée et remplacée par un système d'équations algébriques, où les paramètres figurent comme inconnues.

Cette méthode a deux caractéristiques qui la distinguent des autres méthodes numériques : la méthode utilise une formulation intégrale pour générer un système d'équations algébriques ; la méthode utilise des fonctions continues par morceaux pour approximer les quantités inconnues.

ETAPE 1 formulation du problème physique a étudié

Un problème physique est d'écrit par :

- La géométrie du Corps à étudier (représentation dans un repère donné, dimensions, etc....)
- Les caractéristiques physiques du matériau constituant le corps dont on veut étudier le phénomène physique

- Le chargement du corps ou de la structure à étudier (mécanique, thermique, ct...)
- Les conditions aux frontières du corps (appuis, charges surfaciques, valeurs imposées, ct...)
- On écrit par la suite l'équation aux dérivées partielles régissant le phénomène, avec les conditions aux limites.

ETAPE 2 : Discrétisation géométrique du corps a étudié (maillage du domaine ou de la structure par des éléments présélectionnée)

Une structure quelconque est découpée en un certain nombre de morceaux de telle manière que la réunion de tous les morceaux recouvre le plus exactement possible la structure à étudier sans qu'il existe de chevauchement ni de faille. Il apparait immédiatement que des frontières courbes ne peuvent être exactement représentées et il existe donc une approximation géométrique.

Chaque morceau porte le nom (élément fini) et il est dit (fini), car il est de dimension finie et non (infinitésimal) au sens du calcul différentiel.

Chaque élément est limité par une frontière et le point de rencontre de plusieurs frontières est appelé point nodal ou nœud.

Les nœuds physiques correspondent à des singularités physiques telles que les points de jonction entre deux poutres ou chargement brusque de section. Les nœuds de la discrétisation correspondent à des points arbitraires choisis dans le volume de la structure pour définir la discrétisation.

On procédera ensuite a la numérisation des nœuds et des éléments pour constituer une base de données nécessaire aux calculs ultérieurs. On associera également à chaque élément ces propriétés physiques.

DISCRETISATION OU MAILLAGE D'UNE GEOMETRIE QUELCONQUE

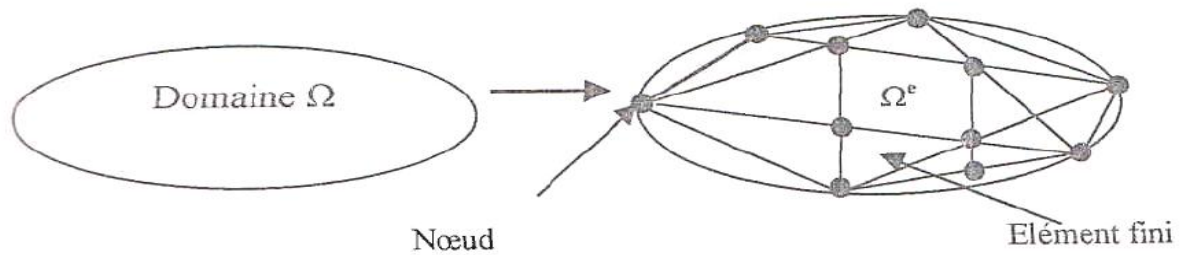


Figure III. 1 Maillage d'un domaine quelconque

ETAPE3 : Formulation des matrices élémentaires pour tous les types d'éléments du maillage

Ici, on s'intéresse aux valeurs de la fonction f (f est une fonction vectorielle de dimension d) uniquement aux nœuds du maillage. La valeur aux autres points est ensuite déduite par interpolation polynomiale.

Sauf cas exceptionnel, dans une interpolation, plus on s'éloigne des points connus, plus l'écart avec la valeur théorique est important. Donc, plus le maillage est grossier, plus l'erreur commise en dehors des nœuds est grande.

Considérons un élément donné dont les nœuds sont numérotés de 1 à n ; on note f_i la valeur de la fonction au nœud i . Ce sont ces valeurs f_i que l'on veut déterminer par la MÉF.

Au sein de l'élément, on remplace donc la fonction par son interpolation, sous la forme

$$f(x, y, z) \simeq \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) \cdot f_i$$

Où les N_i sont des fonctions qui ne dépendent que de la forme de l'élément fini.

On utilise différents types d'éléments finis ; pour chaque type, on a un élément de référence, qui est l'élément fini dont les coordonnées des nœuds valent 0, 1 ou -1. On peut dire en quelque sorte que l'élément fini réel est l'élément fini de référence déformé et placé dans l'espace. Les fonctions N_i sont tabulées pour les éléments de référence ; on applique ensuite un changement de repère.

La MÉF consiste à remplacer la fonction recherchée par son interpolation entre les nœuds. Les fonctions d'interpolation pour les éléments de référence sont connues.

On écrit souvent cette opération d'interpolation sous la forme d'un produit matriciel : sur un élément fini donné,

$$f(x, y, z) \simeq (N_1(x, y, z) \quad N_2(x, y, z) \quad \dots \quad N_n(x, y, z)) \cdot \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix}.$$

ETAPE 4: Assemblage des équations élémentaires pour obtenir les équations globales du problème sous forme :

$$[K]\{\Phi\} = \{F\}$$

ETAPE 5 : Introduction et conditions aux limites.

ETAPE 6 : Résolution du système global (Méthode de Gauss, Jacobi, Frontale,...).

Trouver les valeurs Φ_i

ETAPE 7 : Présenter des résultats (Courbes, diagrammes, isovaleurs,...). Pour les problèmes industriels on utilise un post- processeur pour réaliser cette tâche.

Remarque :

Toutes ces étapes sont systématiques dans un programme ou logiciel de calcul par éléments finis [1].

III.2 Utilisation d'un logiciel éléments finis

Un programme général de type industriel doit être capable de résoudre des problèmes variés de grandes tailles (de mille à plusieurs centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent une bonne maîtrise, de l'analyse du problème et des résultats obtenus, avant d'espérer pouvoir modéliser un problème réel de façon correcte.

Les possibilités offertes par de tels logiciels sont nombreuses

- Analyse linéaire ou non d'un système physique continu,
- Analyse statique ou dynamique,

- Prise en compte de lois de comportement complexes,
- Prise en compte de phénomènes divers (élasticité, thermiques, électromagnétiques, de plasticité, d'écoulement, etc. ...) ceux-ci pouvant être couplés, Problèmes d'optimisation, etc.

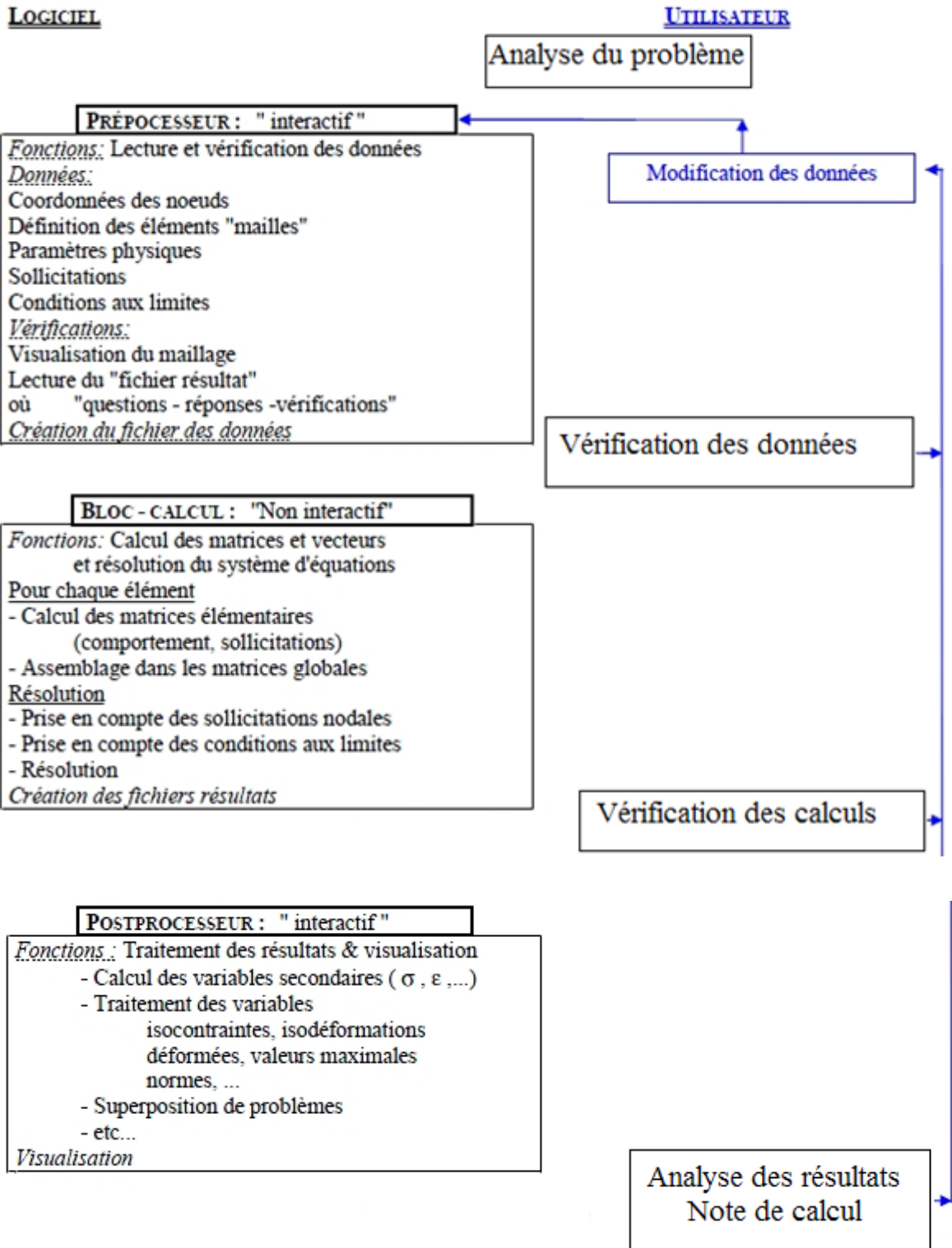
III.2.1 Déroulement d'une étude

Pour réaliser une étude par éléments finis, il faut que les objectifs de l'étude soient bien définis (statique ou dynamique, élastique ou plastique, thermique, le type de matériaux, les charges appliquées ...). Le cadre de l'étude, c'est à dire le temps et les moyens disponibles, doit être compatible avec les objectifs et la précision cherchée. Supposons ces conditions remplies (ce qui est rarement le cas), l'étude est organisée de façon logique selon les étapes suivantes.

III.2.2 Organigramme d'un logiciel éléments finis

Dans le cadre de projet on utilise un code de calcul industriel pour cela Il faudra formaliser l'analyse du problème, en précisant les choix explicites ou implicites de notre modèle. Puis à partir des simulations numériques, valider la discrétisation du modèle, et analyser les résultats de l'étude. Le rapport fera la synthèse de nos calculs et présentera nos conclusions.

Tout logiciel de calcul par la méthode des éléments finis contient les étapes caractéristiques ou blocs fonctionnels suivants :



III.2.4 Le module Simulation de SolidWorks

III.2.4.1 A propos de SolidWorks Simulation

SolidWorks Simulation est un outil d'analyse de conception qui repose sur la méthode des éléments finis. SolidWorks Simulation appartient à la famille des produits logiciels d'analyse mécanique développés par SRAC qui fait aujourd'hui partie de SolidWorks Corporation. Etabli en 1982, la société SRAC est la première à mettre en œuvre l'analyse par éléments finis sur ordinateur de bureau. En 1995, SRAC pénètre le nouveau marché des logiciels d'analyse par éléments finis économiques en s'associant à SolidWorks Corporation et en créant le logiciel COSMOS Works, l'un des premiers produits SolidWorks Gold, le logiciel COSMOS Works devient rapidement le complément d'analyse le plus vendu chez SolidWorks Corporation. Suite à la réussite commerciale du produit COSMOS Works intégré au logiciel de CAO SolidWorks Simulation pour 2010.

III.2.4.2 Calculs

Chaque degré de liberté à chaque nœud d'un maillage d'éléments finis constitue une inconnue. Dans une analyse de structures, les degrés de liberté affectés aux nœuds s'apparentent à des déplacements nodaux. Les déplacements sont des inconnues principales qui sont toujours calculées en premier.

Si des éléments volumiques sont utilisés, trois composants de déplacement ou trois degrés de liberté (les trois inconnues) par nœud doivent être calculés. Si des éléments coque sont utilisés, six composants de déplacement ou six degrés de liberté (les six inconnues) par nœud doivent être calculés. Tous les autres aspects de l'analyse, tels que les contraintes et les déformations, sont calculés en fonction des déplacements nodaux. En fait, certains programmes d'analyse par éléments finis offrent des solutions avec un calcul de contraintes facultatif [2].

III.2.4.2.1 Le module Simulation

Objectif : La méthode des éléments finis est un outil puissant pour résoudre des problèmes complexes dans des domaines variés tels que le transfert de chaleur, la mécanique des fluides, les vibrations et bien sûr la résistance des matériaux. L'objectif est de simuler le chargement d'une pièce parallélépipédique avec un pesage débouchant en son milieu.

La mise en œuvre d'un problème d'analyse par la méthode des éléments finis nécessite la réalisation des tâches suivantes :

- Modélisation géométrique de la pièce
- Définition des propriétés mécaniques et physiques du matériau
- Mise en place des conditions frontière (déplacements imposés)
- Application du chargement
- Création d'un maillage (discrétisation de la géométrie)
- Exécution de la solution
- Analyse des résultats
-

Exemple d'utilisation : Pièce parallélépipédique avec un perçage :

- On crée un nouveau fichier
- On crée une nouvelle esquisse sur le plan de Face et dessinez ceci.

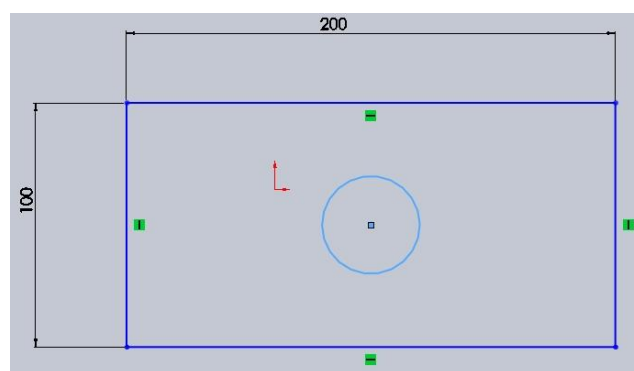


Figure III. 2 Rectangle avec un cercle au milieu

On utilise l'outil Bossage/Base extrudé pour obtenir la forme de la figure III.3

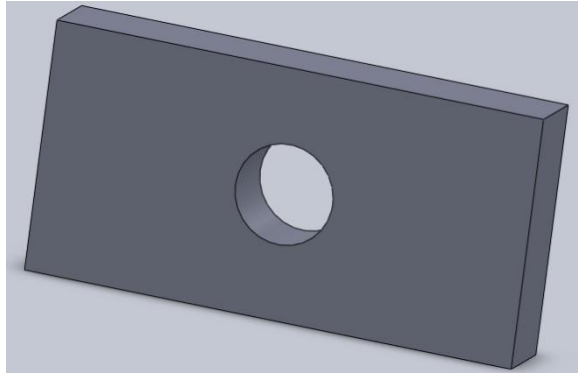


Figure III. 3 Pièce

On crée un axe (Géométrie de référence) par l'intersection des plans de face et de droite.

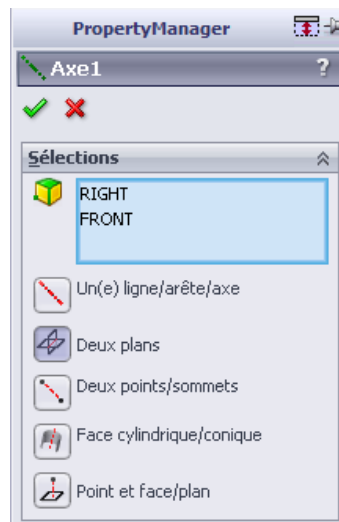


Figure III. 4 Proprety Manager

On enregistre notre modèle sous Pièce.sldprt.

On est prêt à entreprendre notre analyse par éléments finis. Dans l'onglet Options → Compléments → rendre actif SolidWorks Simulation.

On Patiente cela peut prendre un peu de temps. Dans notre barre d'outils, l'onglet Simulation doit apparaître, on le sélectionne.

On déroule le bouton Étude et on sélectionne Nouvelle étude. On lui donne le nom « Pression 100 kPa ».

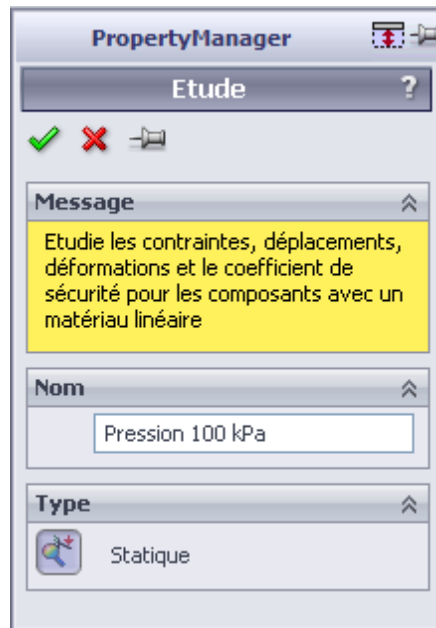


Figure III. 5 Nommer l'étude

Sous l'arbre de création apparaît notre étude de simulation. On sélectionne la pièce, puis clique bouton droit et on sélectionne Appliquer/Éditer matériau. On sélectionne Acier allié, tout comme on pourrait créer une base de données sur d'autre matériau en choisissant l'option personnalisé.

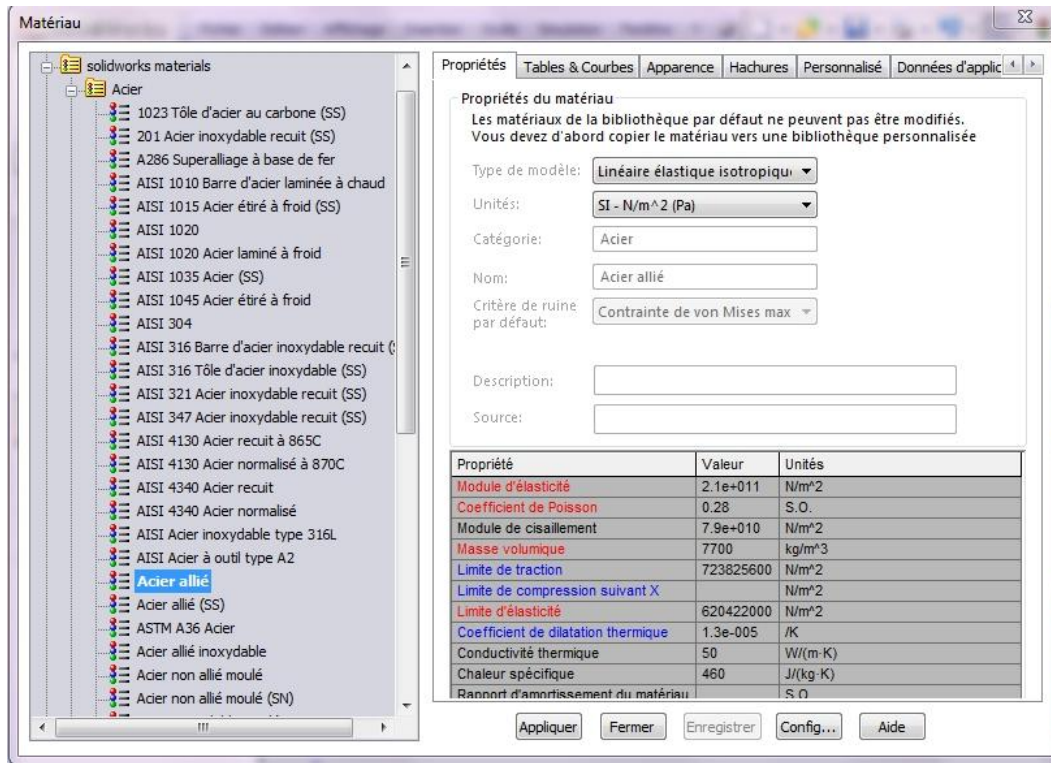


Figure III. 6 Choix du matériau

Appliquons les conditions frontières (déplacements imposés). Une condition correspondant à une symétrie doit être imposée sur la face gauche de la pièce (bloquez la translation normale au plan de symétrie et bloquez les rotations dans le plan de symétrie). Sélectionnez Déplacements imposés, bouton droit Déplacement imposé avancé → Utiliser une géométrie de référence. Sélectionnez la face gauche de la pièce comme géométrie à contraindre et l'axe créé précédemment comme géométrie de référence (le fait de choisir un axe comme géométrie de référence transforme le système de coordonnées en polaire).

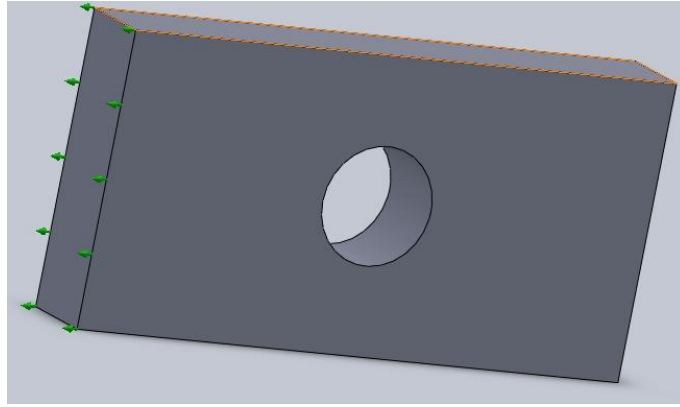


Figure III. 7 Les déplacements imposés

On bloque les degrés de liberté suivants



Figure III. 8 Blocage des degrés de liberté

On impose le chargement en sélectionnant Chargements externes, bouton droit → Force.
Et on applique une force vers la pièce de 1kPa.

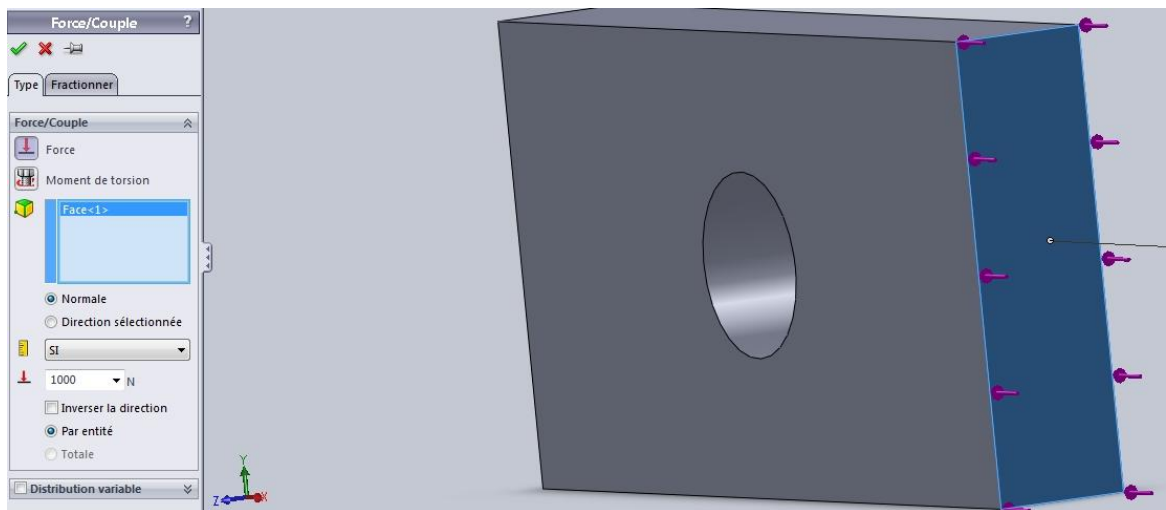


Figure III. 9 Les chargements

On sélectionne Maillage, bouton droit → Créer le maillage. Le bouton glissière détermine la finesse du maillage et donc la précision du modèle, mais également la charge de calcul du maillage.

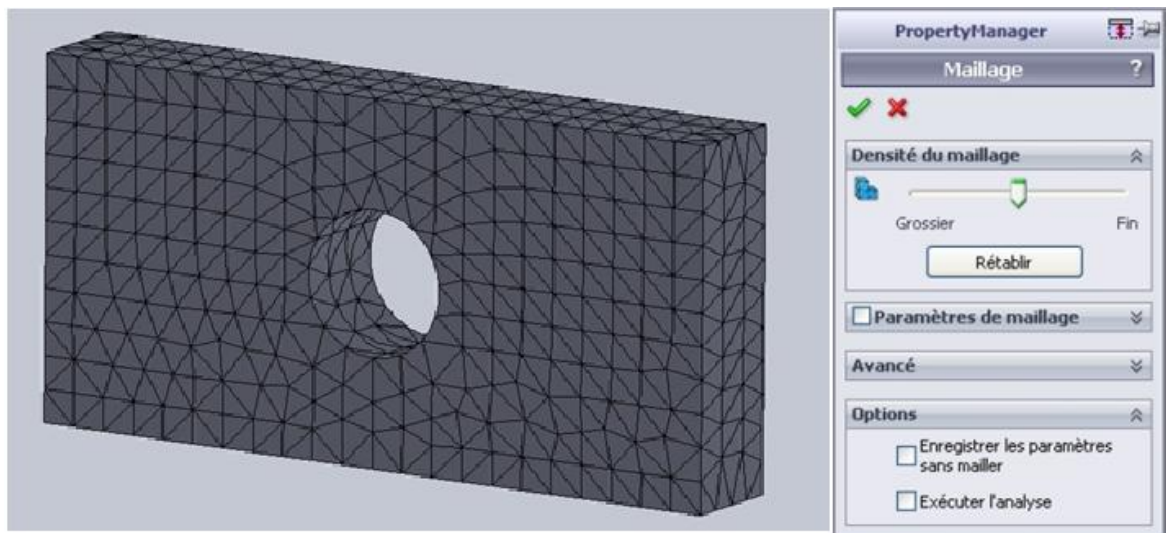


Figure III. 10 Maillage

On peut cacher ou montrer le maillage de la géométrie en cliquant bouton droit sur maillage dans l'arbre de simulation.

Exécuter la simulation. On obtiendra la distribution de la contrainte sur la surface.

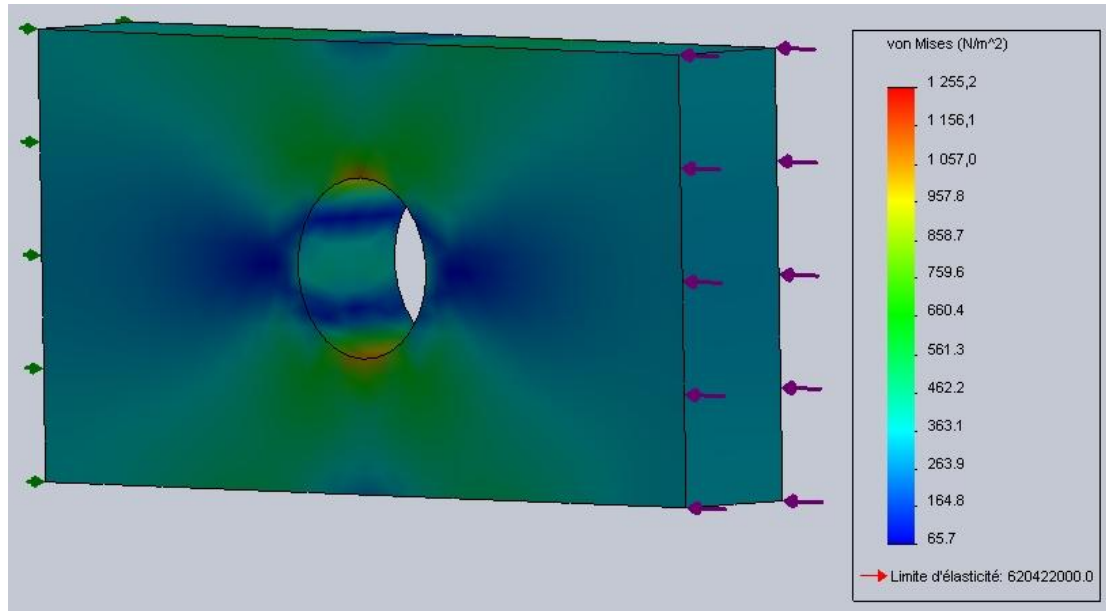


Figure III. 11 Résultat de la distribution des contraintes

On peut animer la déformation de la pièce (déformation exagérée d'un facteur 10) en sélectionnant Contraintes, bouton droit Animer.

En sondant en quelques points sur la surface de votre modèle (sélectionnez contraintes, bouton droit \rightarrow Sonder, puis on sélectionne des points sur la surface) on compare la valeur obtenue à la valeur théorique.

On remaille notre modèle avec 3 précisions différentes (bon moyen) et comparer les résultats obtenus [3].

Bibliographie

- [1] M.KHIAR, ingénieur d'état en génie-mécanique, Etude du comportement élastique des plastiques par la méthode des éléments finis, UMMTO, 1998
- [2] HERVÉ OUDIN, Méthode des éléments finis MEF, 2010.
- [3] Dassault, Introduction aux éléments finis sous SolidWorks Simulation, 2010.

Chapitre IV

Application

IV.1 Introduction

Dans cette application on prend l'exemple de la référence [6] sur les efforts de serrages. On considère pour un premier cas une pièce de forme parallélépipédique sur laquelle on va appliquer des forces arbitraire mais qui respectent la loi de COULOMB pour garantir l'immobilité de la pièce.

Dans un deuxième cas on applique des efforts de serrage issus de l'algorithme traité dans le chapitre II.

Dans un troisième et dernier cas on va essayer de voir l'effet d'un changement ou décalage de points d'application des forces de serrage et les points de blocage par rapport aux positions optimales. Ceci en gardant les mêmes conditions d'usinage que précédemment.

Le module de simulation de SolidWorks sera utilisé pour déterminer la répartition des déplacements sur la pièce pour les différents cas.

Une comparaison sera effectuée entre les résultats issus des différent cas. L'objectif de cette comparaison est de voir si oui ou non cet algorithme d'optimisation pourrait avoir des conséquences positives sur bonne tenue de la pièce a usiné tant bien par la stabilité que par les déformations subi, l'outil Simulation de SolidWorks va nous permettre de réaliser cette comparaison a travers la technique des éléments fini.

IV.4 les Paramètres utilisés :

Les paramètres machine sont comme suit :

Types d'opération finition fraisage

| | |
|-----------------------|----------------|
| Diamètre fraise | 25,4mm |
| Nombre de dents | 4 |
| Vitesse de rotation | 660 rpm |
| Vitesse d'avance | 0,2032 mm/dent |
| Angle d'hélice | 45° |
| Angle de coupe radial | 10° |

Forces d'usinage

$$F_x = 298.95 \text{ N}$$

$$F_y = 776.06 \text{ N}$$

$$F_z = 314.00 \text{ N}$$

On utilise un parallélépipède avec les dimensions (127mm × 127mm × 38.1mm)

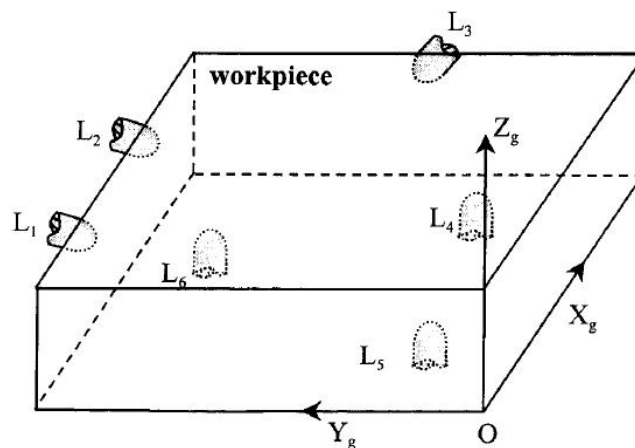


Figure IV. 1 La pièce utilisée

Le coefficient de friction : $\mu_s = 0.25$

Les forces d'usinage instantané ont été appliquées à la pièce à usiner au point (109.2 mm, 25.4 mm, 34.3 mm).

Après application de l'algorithme de la figure II.21 on obtient les forces de serrage initial et optimal présenté ci-dessous.

- Force de serrage initial :
C1=346.3 N, C2= 211.2 N, C3= 645.5N.
- Force de serrage optimal :
C1=335.8 N, C2= 66.1 N, C3=679.2 N.

IV.2 Evaluation des systèmes

IV.2.1 Création du modèle de la pièce

On a choisie comme outil le logiciel SolidWorks, et c'est le module Simulation qui va nous aider à réaliser notre travail. D'abord on créé la pièce dans SolidWorks figure IV.2. Les dimensions de la pièce sont (127mm × 127mm × 38.1mm).

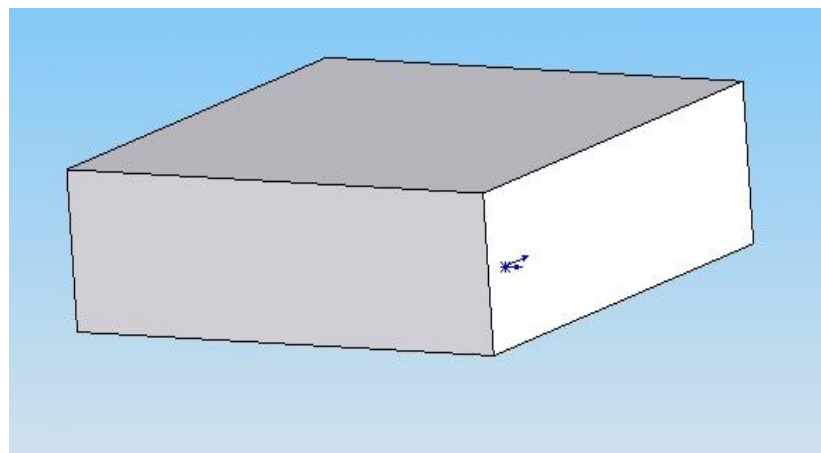


Figure IV. 2 La pièce sous SolidWorks

IV.2.2 Le module simulation

Maintenant que nous avons créés la pièce on va lancer une étude pour le faire on va dans l'outil Simulation on sélectionne l'option étude, on donne un nom a l'étude « serrage », puis on choisi le type d'étude (statique, fréquence, thermique ...) nous on choisi statique.

L'étude est créée, le logiciel nous affiche les options suivante :

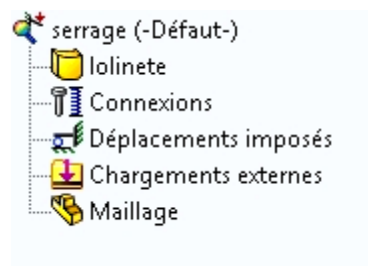


Figure IV. 3 L'étude Simulation

Pour le choix du matériau c'est l'option Iolinite qui nous permet de le faire (Iolinite est le nom de la pièce) on a la possibilité de choisir aussi :

- Connexions pour gérer les assemblages.
- Déplacements imposés pour bloquer des degrés de liberté d'une pièce ou un système.
- Chargements externes qui offrent la possibilité de placer des forces, ou chargement sur un système.
- Maillage pour décomposer la pièce en un ensemble de partie fini.

IV.2.3 Choix du matériau

Dans cette partie on applique un matériau à la pièce par l'option édité matériaux on prend le 7075 T6 aluminium.

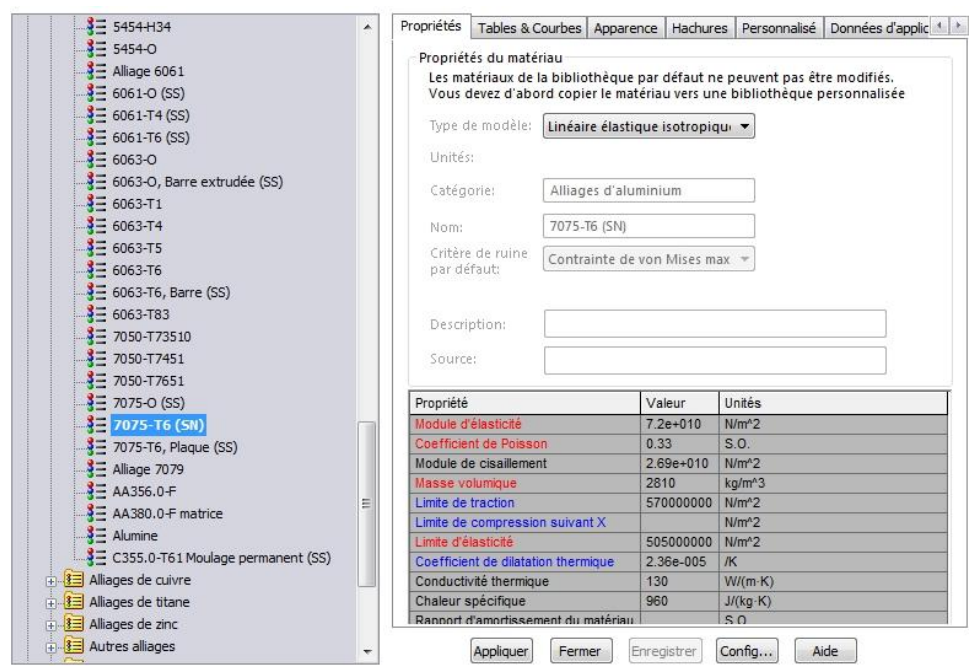


Figure IV. 4 Edite matériau

Le matériau choisi est l'alliage d'aluminium 7075-T6 (SN)

Densité (ρ): 2795 kg/m³

Module de YOUNG (E): 72 GPa

Coefficient de Poisson 0.33

IV.2.4 Les déplacements imposés

Les déplacements imposés doivent être appliqué sur une surface réduite car on utilise des pics à boues sphériques pour maintenir la pièce, alors on doit utiliser l'option fractionner qui permet d'isoler une esquisse sur une surface donné pour y applique une contrainte.

Pour ce faire on esquisse des cercles de 0.5 mm de rayon sur les emplacements des points de serrage et localisateurs suivant l'ordre ci-dessous :

Position (mm)

| Fixation | Embout | X (mm) | Y (mm) | Z (mm) |
|----------|-----------|--------|--------|--------|
| L1 | Sphérique | 12.7 | 127.0 | 19.05 |
| L2 | Sphérique | 114.3 | 127.0 | 19.05 |
| L3 | Sphérique | 127.0 | 63.5 | 19.05 |
| L4 | Sphérique | 114.3 | 12.7 | 0.0 |
| L5 | Sphérique | 12.7 | 12.7 | 0.0 |
| L6 | Sphérique | 63.5 | 114.3 | 0.0 |
| C1 | Sphérique | 73.7 | 0.0 | 19.05 |
| C2 | Sphérique | 0.0 | 63.5 | 19.05 |
| C3 | Sphérique | 76.2 | 76.2 | 38.1 |

Tableau des positions des forces de contact

On sélectionne les emplacements des localisateurs (L1...L6) suivant le tableau ci-dessus et on leur applique une contrainte visant à empêcher la pièce de bouger dans le sens de l'axe du localisateur.

Les localisateurs sont désignés par une flèche verte dans la figure IV.5.

IV.2.5 Les chargements externes

Les chargements externes c'est-à-dire les forces de serrage doivent être appliquées suivant le tableau situé plus haut. Les chargements sont représentés par une flèche violette.

On a 3 forces de serrage à appliquer, on va commencer par le cas 1 :

$$C1 = 2000N,$$

$$C2 = 2000N,$$

$$C3 = 2000N,$$

On intègre ses forces dans le logiciel et on obtient la Figure IV.

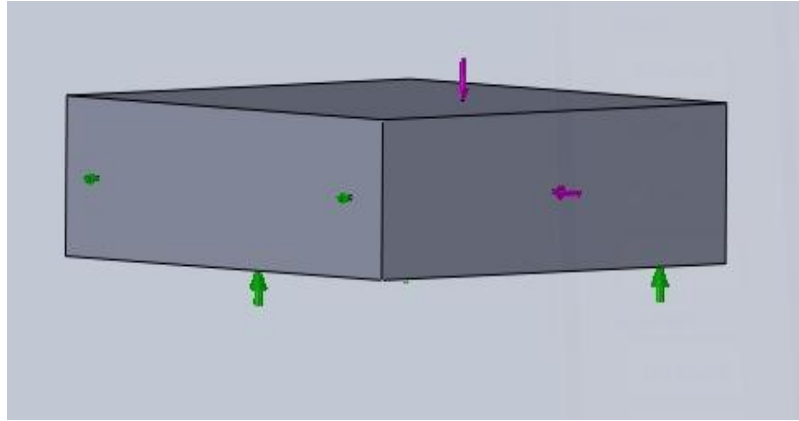


Figure IV. 5 La pièce soumise a toutes les forces de contact

Après avoir fini cette étape on passe au maillage, on active l'option et on choisi le nombre de maille que l'on veut avoir dans notre étude, plus on choisi d'avoir un maillage fin plus le résultat sera précis mais en contre le chargement sera plus long en plus couteux en mémoire machine. Après exécution a obtient une pièce mailler voir la Figure IV.6

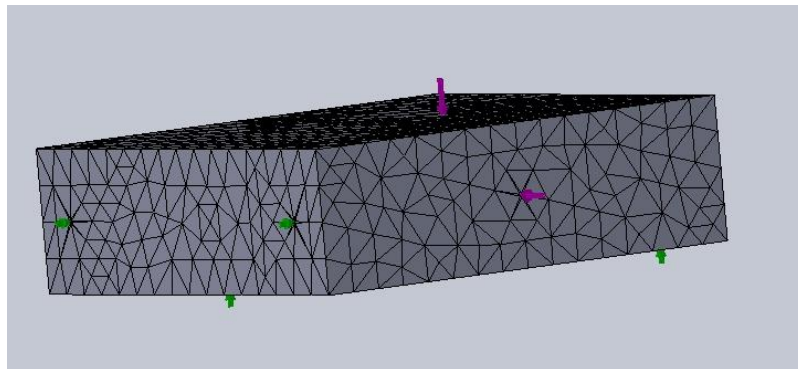


Figure IV. 6 La pièce maillée

IV.2.6 Exécution de l'étude

Maintenant que tout est prêt on passe à l'exécution de l'étude. Pour le premier cas on obtient les résultats suivant :

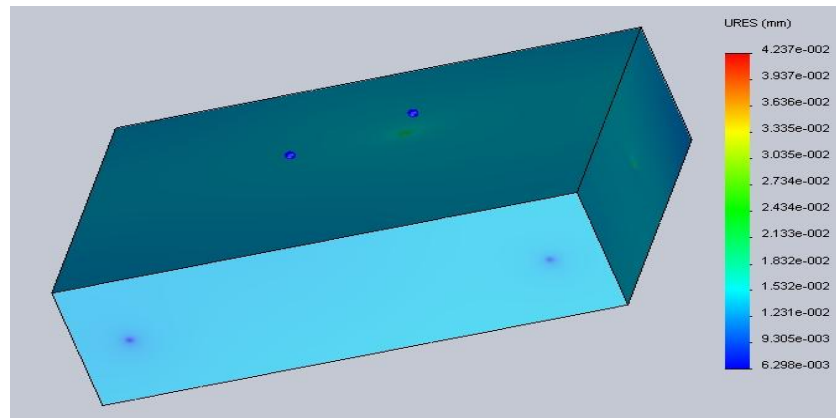


Figure IV. 7 Les déplacements de la pièce Cas 1

Pour les contraintes et les déformations on va étudier le cas du point C3, car on observe que c'est le point le plus contraint et déformé de la pièce.

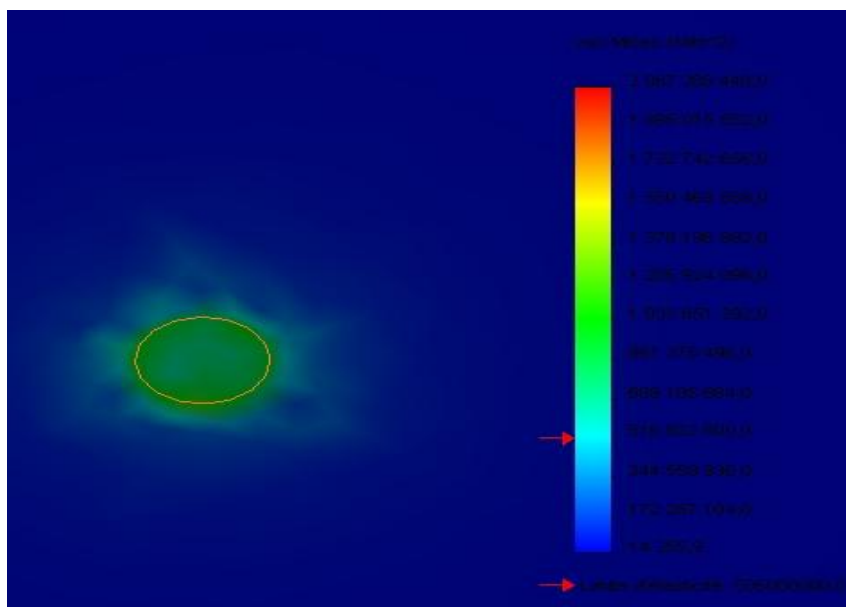


Figure IV. 8 Contrainte sur le point C3 dans le cas1

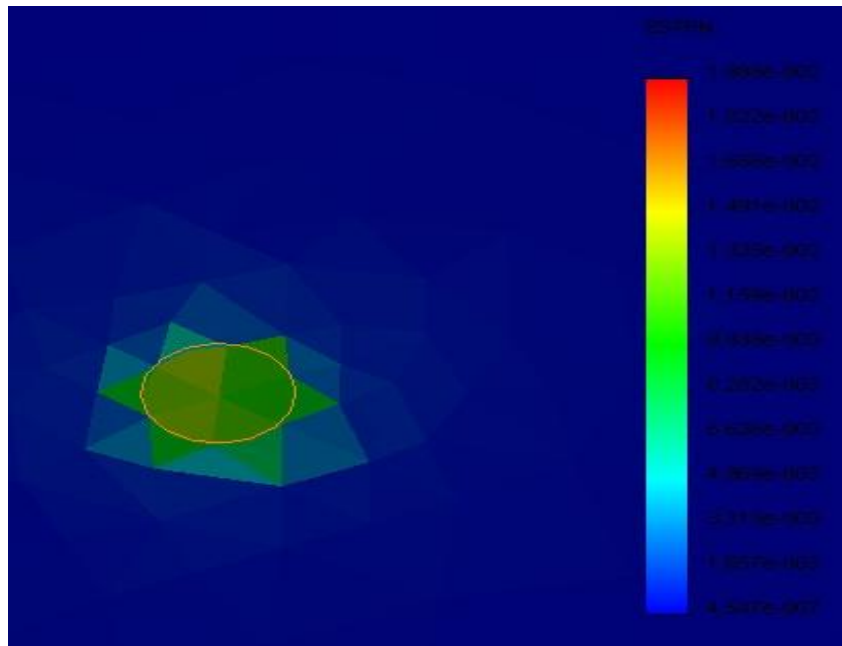


Figure IV. 9 Déformation sur le point C3 dans le cas 1

Pour le cas 2 on a déjà les valeurs des forces de serrage optimal calculé avec l'algorithme d'optimisation.

$C1=335.8\text{N}$, $C2=66.1\text{N}$, $C3= 679.2\text{ N}$

On intègre ses donné dans notre logiciel et on obtient

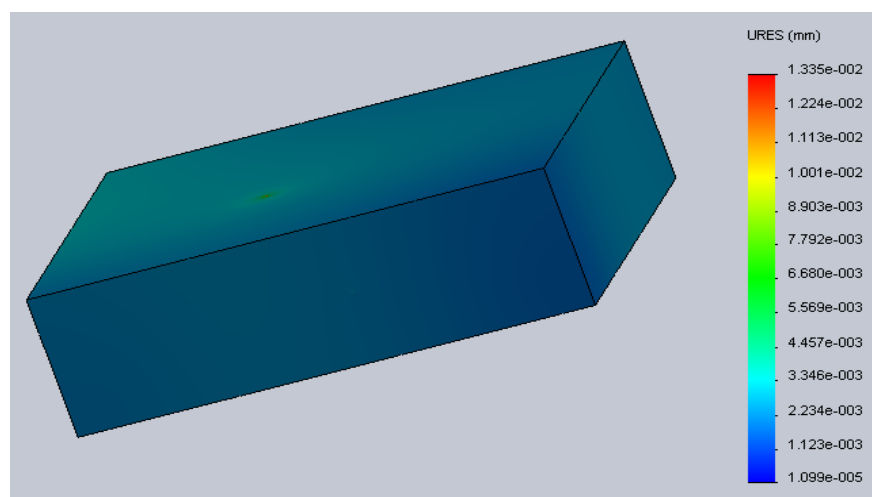


Figure IV. 10 Les déplacements de la pièce cas 2

On obtient aussi les contraintes et déformations de la pièce, mais on s'intéresse qu'au cas du point C3, on a les figures IV.13 et IV.14.

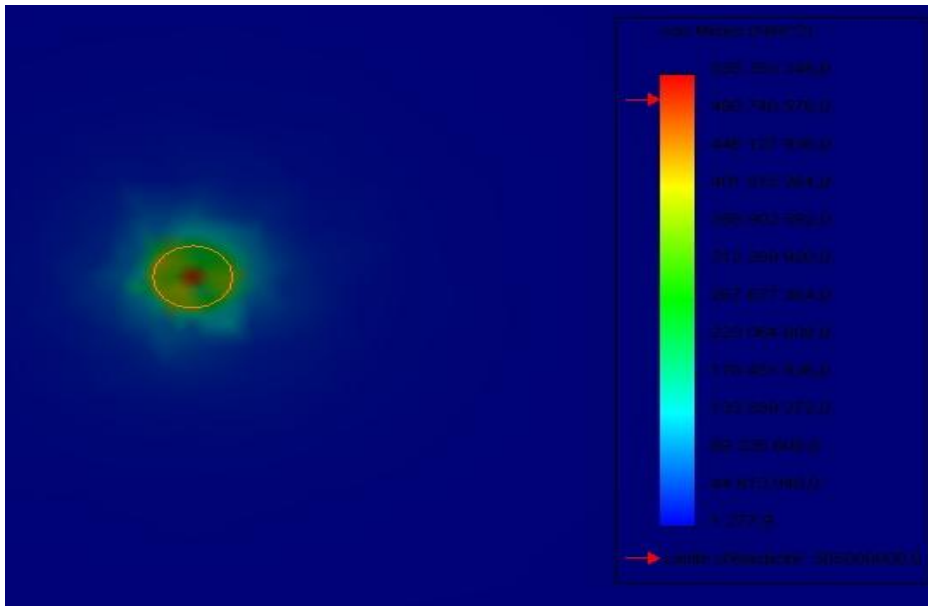


Figure IV. 11 Contrainte sur le point C3 dans le cas 2

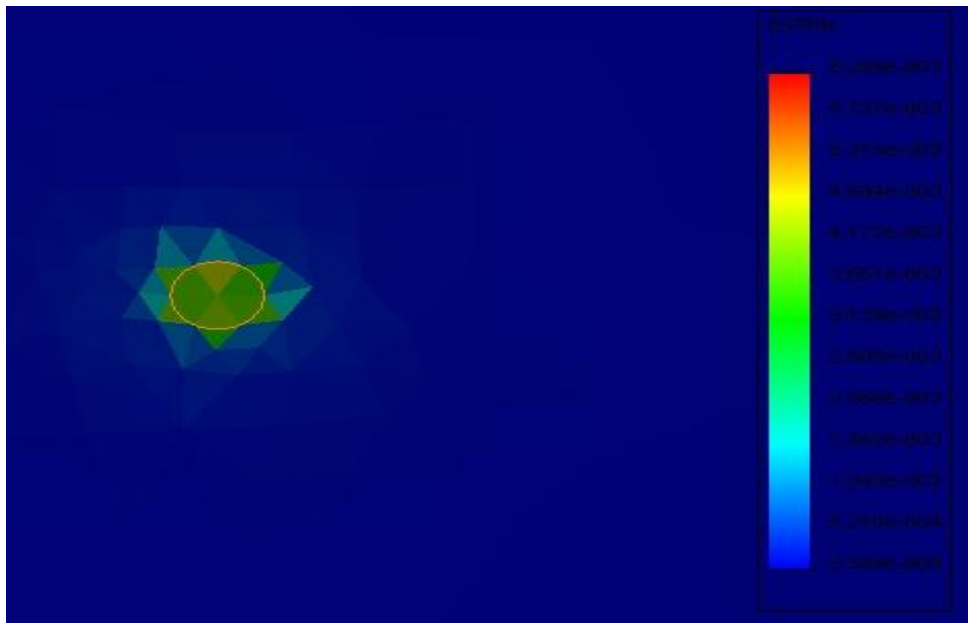


Figure IV. 12 Déformation sur le point C3 dans le cas 2

Le troisième cas concerne donc les positions des points de contact. On va placer les localisateurs et les pinces suivant toujours le schéma de base des positions de serrage c'est-à-dire appui plan, linéaire et ponctuel, on intègre les données suivante dans le logiciel SolidWorks :

| Elément | x,y,z (mm) |
|---------|-------------------|
| L1 | 40.6, 127.0, 19.1 |
| L2 | 68.6, 127.0, 19.1 |
| L3 | 127.0, 43.2, 19.1 |
| L4 | 12.7, 12.7, 0.0 |
| L5 | 64.8, 12.7, 0.0 |
| L6 | 64.8, 64.8, 0.0 |
| C1 | 25.4, 0.0, 19.1 |
| C2 | 0.0, 25.4, 19.1 |
| C3 | 12.7, 64.8, 0.0 |

Ce qui nous donne la figure ci-dessous

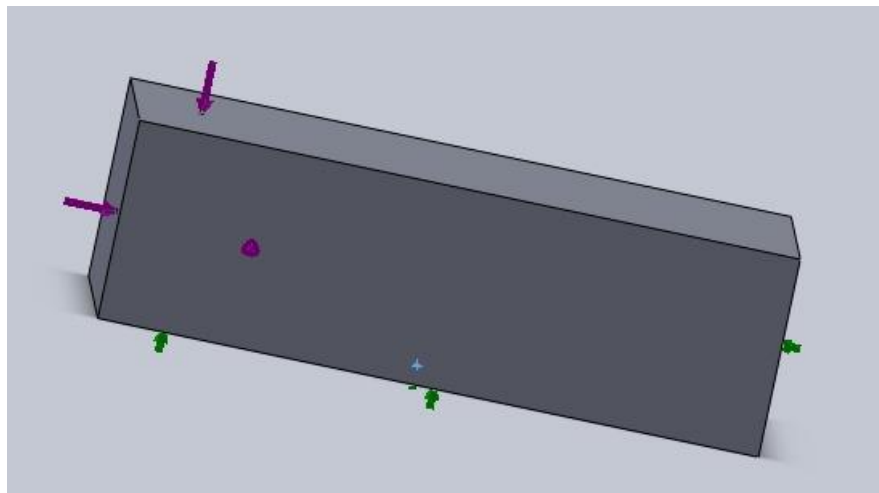


Figure IV. 13 Position des forces de contacts dans le cas 3

Après exécution du programme on obtient les déplacements de la figure

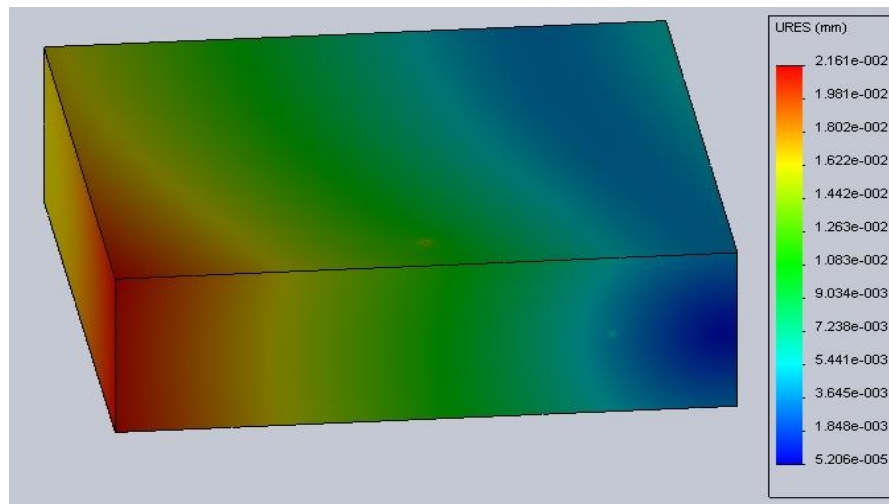


Figure IV. 14 Les déplacements de la pièce soumise à un positionnement modifiée

IV.3 Discussion et comparaison des résultats

En se référant à la couleur de la pièce les figures IV.7 et IV.10, relatives aux deux premiers cas, on trouve que le déplacement dans le cas 1 est de $1.8 \cdot 10^{-2}$ mm contre $2.3 \cdot 10^{-3}$ mm pour le cas 2 réalisé avec l'optimisation. Le déplacement dans le cas 1 est supérieur à celui du cas 2, on peut en conclure que les forces de serrages optimal en eu un impact positif sur le déplacement de la pièce.

Quand on observe la figure IV.13 on voit qu'il y a un grand déplacement sur le côté gauche de la pièce, qui est désigné par une couleur rouge, même si ce déplacement n'est pas très élevé. Vu qu'avec des forces similaires au deuxième cas on a obtenu une meilleure homogénéité des déplacements de la pièce, on peut donc conclure que la position des points de serrage est tout aussi importante que les forces dans l'optimisation du serrage.

Ce qui nous permet de conclure cette application en disant que l'algorithme d'optimisation est une bonne solution aux problèmes de déformation des pièces usinée, à condition qu'il soit allié à une bonne méthode de positionnement des fixations. En appliquant ses paramètres à un système de l'IFS on peut grandement améliorer la qualité des pièces usiné.

Conclusion Générale

L'objectif de ce travail est de montrer l'importance du serrage des pièces dans l'usinage par enlèvement de matière. Un mauvais serrage peut conduire à des erreurs non négligeables surtout pour des applications de précision.

Il existe plusieurs types de systèmes de serrages exploitant plusieurs technologies. En plus des systèmes conventionnels ne pouvons rencontrer actuellement des systèmes dits intelligents. Ces systèmes sont menés d'asservissements en boucles ouvertes ou fermées et piloté par des programmes d'optimisation.

Pour répondre aux problèmes de fixation et de déformation de la pièce à usiner lors du serrage, qui sont à l'origine des erreurs, plusieurs stratégies ont été développées. Ces dernières ont pour objectif de déterminer les amplitudes et les points d'application optimale des forces de serrage.

Dans ce travail la méthode des éléments finis a été présentée comme un outil efficace pour l'évaluation et prédiction de la qualité des systèmes de serrage. L'application de la méthode passe par l'utilisation de logiciels de CAO, pour notre cas SolidWorks. Le but final est de modéliser le système et calculer les déformations probables de la pièce sous l'effet des forces de serrage.

Dans ce sens, une application a été présentée à la fin qui consiste à évaluer un système de serrage pour une pièce donnée. Le principe est de déterminer les déplacements, après application des forces de serrage, avant et après optimisation des grandeurs des forces et points d'application, puis mesurer à la fin les différences.

Les résultats obtenus ont permis de constater une diminution sensible de la déformation de la pièce et par conséquent une amélioration de la qualité de l'usinage. Ceci a montré l'intérêt de telles méthodes et l'importance de les maîtriser et les améliorer d'avantage.