POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

Conception d'une configuration de jauges pour la réduction des interférences dans les capteurs de forces d'outils de coupe connectés

GEORGES EL KASSOUF

Département de mathématiques et de génie industriel

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

Génie industriel

Février 2026

© Georges El Kassouf, 2026.

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

Affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

Conception d'une configuration de jauges pour la réduction des interférences dans les capteurs de forces d'outils de coupe connectés

présenté par Georges EL KASSOUF

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Mohamed-Salah OUALI, président
Walid JOMAA, membre et directeur de recherche
Sofiane ACHICHE, membre et codirecteur de recherche
Abdelhak OULMANE, membre

DÉDICACE

À mes parents, Mon père Georges et ma mère Ghada.

Pour leur amour, leur soutien indéfectible et leurs sacrifices.

Cette réalisation est la vôtre autant que la mienne.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'égard de mon directeur de recherche, Monsieur Walid Jomaa pour avoir accepté de diriger ce mémoire. Je le remercie vivement pour sa rigueur scientifique, la pertinence de ses conseils et sa constante disponibilité tout au long de ce travail. Son expertise était une source d'inspiration et un guide précieux.

Je tiens également à dire un grand merci à mon codirecteur de recherche Monsieur Sofiane Achiche. Travailler au sein de votre équipe m'a beaucoup appris autant sur le plan professionnel que social.

Un merci tout particulier à ma famille et à mes amis, qui ont su être un rempart contre le doute et une source de réconfort inépuisable. Leur présence, même à distance, a été un réconfort précieux.

Je n'oublie pas mes collègues de promotion, complices de ces années, avec qui partager les défis et les succès a rendu cette aventure intellectuelle bien plus belle.

Et enfin, Je garde une pensée particulière pour mon pays, le Liban qui a rendu ce parcours possible grâce à son système d'éducation et a nourri mon ambition par sa culture et son histoire.

RÉSUMÉ

Ce projet de recherche s'inscrit dans la démarche de développement d'un porte-outil dynamométrique connecté destiné à la mesure des efforts de coupe en fraisage. L'objectif principal était de concevoir et d'optimiser une configuration des jauges de contraintes permettant la réduction de l'erreur d'interférence dans les capteurs de forces des outils de coupe connectés.

Dans un premier temps, une analyse théorique fondée sur la théorie des anneaux circulaires minces a permis de calculer la distribution des contraintes et la sensibilité selon les différentes directions de l'effort de coupe. Des simulations par éléments finis ont ensuite été réalisées afin de déterminer le facteur de corrélation entre une structure élémentaire en forme octogonale et le structure complète du capteur, confirmant la cohérence des hypothèses mécaniques établies.

La conception électronique s'est appuyée sur l'utilisation de jauges de contrainte de type BF350, configurées en ponts de Wheatstone, avec un conditionnement du signal assuré par un amplificateur de type HX711 et un microcontrôleur Arduino pour l'acquisition et le traitement des données.

Enfin, une campagne expérimentale de calibration statique a permis de mesurer les sensibilités réelles dans les directions axiales X, Y et Z des efforts de coupe et en torsion T. Les résultats obtenus ont montré une concordance avec les valeurs analytiques et numériques dont les écarts sont inférieurs à 16.9 %.

Ces travaux démontrent que la structure octogonale proposée constitue une base solide et fiable pour la conception d'un porte-outil dynamométrique compact, précis et à faible coût, ouvrant la voie au développement d'un dynamomètre intégré capable de mesurer efficacement les efforts de coupe sans interférences croisées significatives.

ABSTRACT

This research project is part of the development of an intelligent dynamometric toolholder designed to measure cutting forces during milling operations. The main objective was to design, model, and experimentally validate an octagonal structure representing the sensitive zone of a future instrumented toolholder. This simplified approach made it possible to study the mechanical and electrical behavior of the measurement system while reducing experimental complexity.

First, a theoretical analysis based on the thin circular ring theory was used to establish an analytical model of stress distribution and to predict the sensitivities along the different force directions. Finite element simulations were then carried out to determine the correlation factor between the octagonal structure and the complete toolholder, confirming the consistency of the mechanical assumptions.

The electronic design relied on BF350 strain gauges configured in Wheatstone bridges, with signal conditioning provided by an HX711 amplifier and an Arduino microcontroller for data acquisition and processing.

A static calibration experiment was then performed to determine the actual sensitivities in the Fx, Fy, Fz, and torsional (T) directions. The experimental results showed good agreement with both analytical and numerical values, with deviations below 16.9 %, confirming the reliability of the proposed model.

Overall, this study demonstrates that the instrumented octagonal structure provides a solid and reliable foundation for the design of a compact, accurate, and low-cost dynamometric tool holder, paving the way for the future development of an integrated dynamometer capable of measuring cutting forces effectively with minimal cross-interference.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE III

REMERCIEMENTS IV

RÉSUMÉ V

ABSTRACT VI

TABLE DES MATIÈRES VII

LISTE DES TABLEAUX XI

LISTE DES FIGURES XII

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS XV

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1

1.1 Contexte et problématique 1

1.2 Objectifs de recherche 2

1.3 Méthodologie 3

1.4 Organisation du mémoire 3

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE 4

2.1 Procédés d'usinage 4

2.1.1 Fraisage 4

2.1.2 Système de forces de coupe en fraisage en bout 4

2.2 Surveillance de l'état des outils de coupe en usinage 6

2.2.1 Méthodes directes 6

2.2.2 Méthodes indirectes 7

2.3 Dynamomètres de mesure des forces de coupe 8

2.4 Conception et caractéristiques des dynamomètres connectés 10

2.4.1 Choix du matériau 10

2.4.2 Structure mécanique des capteurs de forces 11

2.4.3 Les technologies de mesure dans les capteurs de forces 19

2.4.4 Jauges de contrainte 19

2.4.5 Capteurs capacitifs 21

2.4.6 Réseaux de Bragg 22

2.5 Caractéristiques des capteurs de forces des outils connectés 23

2.5.1 La sensibilité 24

2.5.2 Erreur d'interférence croisée 24

2.5.3 La fréquence naturelle du système de coup 25

2.5.4 Plage de fonctionnement dynamique 26

2.5.5 Architecture électronique 27

2.5.6 Connectivité sans fil 28

2.6 Conclusion 29

CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE DE RECHERCHE 30

3.1 Approche générale 30

3.2 Forces de coupe admissibles 30

3.3 Conception et optimisation de la structure mécanique du capteur 31

3.4 Caractéristiques des jauges de contrainte et méthode d'instrumentation 31

3.5 Validation expérimentale du prototype du capteur 32

CHAPITRE 4 DÉTERMINATION DES FORCES DE COUPE ADMISSIBLES DU CAPTEUR 33

4.1 Introduction 33

4.2 Modèle de forces de coupe mécanistique 33

4.3 Résultats des tests de rainurage 36

4.4 Calibration du modèle de forces mécanistique 40

4.5 Détermination des forces de coupe admissibles 41

CHAPITRE 5 CONCEPTION ET OPTIMISATION DE LA STRUCTURE DU CAPTEUR ET ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS 44

5.1 Introduction 44

5.2 Étude de faisabilité d'un capteur existant 44

5.3 Théorie des anneaux circulaires appliquée à la structure octogonale 45

5.4 Contraintes géométriques de la nouvelle conception 46

5.5 Choix du matériau 48

5.6 Optimisation de la structure par la méthode des éléments finis 48

5.6.1 Modèle géométrique complet 49

5.6.2 Modèle éléments finis 49

5.6.3 Résultats 52

5.7 Optimisation des dimensions via un plan d'expérience numérique 53

5.8 Calcul du facteur de corrélation 57

5.9 Conception et configuration électronique 57

5.10 Analyse des déformations pour le calcul d'interférence croisée 61

5.11 Conclusion 66

CHAPITRE 6 CONCEPTION DE L'ARCHITECTURE ÉLECTRONIQUE 67

6.1 Caractéristiques de la jauge de contrainte. 67

6.2 Configuration en pont de Wheatstone 67

6.3 Circuit électronique 68

6.4 Calcul de la sensibilité 69

6.4.1 Sensibilité en x et y 69

6.4.2 Sensibilité en Z 70

6.4.3 Sensibilité en torsion 70

6.5 Conclusion 71

CHAPITRE 7 VALIDATION EXPÉRIMENTALE SUR LA STRUCTURE ÉLÉMENTAIRE EN FORME OCTOGONAL 72

7.1 Introduction 72

7.2 Montage expérimental 72

7.3 Instrumentation et procédure expérimentale 73

7.4 Résultat expérimental 74

7.5 Comparaison entre la sensibilité expérimentale et la sensibilité analytique 77

7.6 Comparaison avec la littérature 77

CHAPITRE 8 CONCLUSION 79

8.1 Limitations du projet de recherche 80

8.2 Travaux futurs et recommandations 81

RÉFÉRENCES 83

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Comparaison des caractéristiques techniques de plusieurs dynamomètres de coupe. 9

Tableau 4.1 Caractéristiques de la fraise en bout monobloc de type AADE0500J3BRC 35

Tableau 4.2 Plan de tests de rainurage 35

Tableau 4.3 Forces moyennes Fx, Fy et Fz. 40

Tableau 5.1 Déformations dans les trois zones pour différentes configurations du porte-outil.... 55

Tableau 5.2 Facteurs de corrélation entre le porte-outil et l'anneau octogonal. 57

Tableau 5.3 Variation des résistances de la surface 1 et 2 sous Fx, Fy, Fz et T 64

Tableau 5.4 Variation des résistances de la surface 3 et 4 sous Fx, Fy, Fz et T 65

Tableau 5.5 Variation des résistances des surfaces 5, 6, 7 et 8 sous Fx, Fy, Fz et T 66

Tableau 6.1 Configuration des ponts de Wheatstone pour chaque axe de mesure. 68

Tableau 7.1 Synthèse des données et résultats de calibration 76

Tableau 7.2 Comparaison des sensibilités analytiques et expérimentales 77

Tableau 7.3 Comparaison des sensibilités des dynamomètres de coupe de la littérature. 78

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 Représentation des forces élémentaires générées par une arête de coupe en fraisage... 6

Figure 2.2 Usure en dépouille [17] Figure 2.3 Arête rapportée [16]..... 7

Figure 2.4 Modèle du porte-outil BT40-FMB22_40 [18]..... 13

Figure 2.5 Modèle du porte-outil standard BT50-XW40-150F [27]. 13

Figure 2.6 Positionnement des jauges de contrainte [25]..... 14

Figure 2.7 Structure du capteur de force d'après [27]..... 15

Figure 2.8 Répartition des jauges de contraintes [28] a) vue de haut. b) vue de bas 15

Figure 2.9 Modèle utilisé par Qin et al. [23]..... 16

Figure 2.10 Arrangement des jauges de contraintes [23]..... 16

Figure 2.11 Structure de capteur de force d'après Xie et al. [22]. 17

Figure 2.12 Répartition des capteurs capacitifs [22]..... 17

Figure 2.13 Structure du capteur de force d'après Liu et al. [24]. 18

Figure 2.14 Répartition des FBGs [24]. a) vue du plan xz. b) vue dy plan xy..... 18

Figure 2.15 Représentation schématique d'une jauge de contrainte métallique [28]..... 20

Figure 2.16 Représentation d'un condensateur, constitué de deux plaques séparées par un matériau diélectrique. a) avant l'application de force. b) après l'application de force 21

Figure 2.17 Principe d'un réseau de Bragg en fibre optique 22

Figure 4.1 Fraise en bout monobloc de type AADE0500J3BRC (Kennametal) 35

Figure 4.2 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.02 mm/dent 36

Figure 4.3 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.05 mm/dent 37

Figure 4.4 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.08 mm/dent 37

Figure 4.5 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.11 mm/dent 38

Figure 4.6 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.14 mm/dent 38

Figure 4.7 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.17 mm/dent 39

Figure 4.8 Variation des forces moyennes en fonction de l'avance fz 41

Figure 5.1 Modele 3D de la structure du capteur proposée par Qin et al. [23]. 44

Figure 5.2 Paramètres géométrique d'un anneau octogonal [8]. 45

Figure 5.3 Représentation d'un anneau circulaire[8]..... 46

Figure 5.4 Paramètres géométrique de la structure du capteur 47

Figure 5.5 Graphe représentant la zone admissible de R0 selon t..... 48

Figure 5.6 Modèle d'assemblage du porte-outil..... 49

Figure 5.7 Illustration de la condition au limite appliquée à l'octogone instrumenté..... 50

Figure 5.8 Représentation des différentes chargements sur l'octogone. a) en X b) en Y c) en Z et d) le moment Mz 50

Figure 5.9 Illustration de la condition au limite appliquée au porte-outil. 51

Figure 5.10 Représentation des différentes chargements sur le porte-outil. a) en Z b) en Y et X c) le moment Mz..... 51

Figure 5.11 Distribution des contraintes sous la Force Fz 52

Figure 5.12 Distribution des contraintes sous la force Fy et Fx..... 53

Figure 5.13 Distribution des contraintes sous le moment Mz..... 53

Figure 5.14 Division du porte-outil en trois sections principales. 56

Figure 5.15 Disposition des jauges sur le porte-outil..... 59

Figure 5.16 Configuration des jauges pour la mesure de la torsion a) surface 1. b) surface 2. 59

Figure 5.17 Configuration des jauges pour la mesure de Fz. a) surface 3. b) surface 4 60

Figure 5.18 Configuration des jauges pour la mesure de Fy et Fx respectivement. a) surface 5. b) surface 6. c) surface 7 d) surface 8..... 60

Figure 5.19 Cas 1 Déformation sous Fz..... 62

Figure 5.20 Cas 2 Déformation sous Fy 62

Figure 5.21 Déformation sous le moment Mz 63

Figure 6.1 Schéma de principe du pont de Wheatstone utilisé pour la mesure des forces. La variable Fi représente la composante de force mesuré (Fx, Fy, Fz ou T) par le pont correspondant. 68

Figure 6.2 Représentant le circuit électronique du pont de Wheatstone, HX711 et de la carte Arduino [51]. 69

Figure 7.1 Courbes de variation de la tension en fonction des charges appliquées. a) en Y. b) en Z. c) en T. 76

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

BF350-3AA : Jauge de déformation, résistance 350 Ω, facteur de jauge 2,0 ± 1 %

BT40 : Standard de cône de broche – Conique 40

BT50 : Standard de cône de broche – Conique 50

HX711 : Amplificateur et convertisseur analogique-numérique 24 bits

T : Moment de torsion

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Contexte et problématique

L'usinage est un procédé de fabrication soustractif, dans lequel la matière brute est mise en forme par enlèvement de copeaux à l'aide d'un outil coupant. Il permet de produire des pièces de précision tout en assurant la qualité requise des surfaces fonctionnelles. Ce procédé couvre une variété de procédés tels que le tournage, le perçage et le fraisage. Ces procédés sont requis pour la fabrication des composants critiques de haute précision utilisés dans plusieurs domaines tels que l'aéronautique, l'automobile, le médical et l'outillage industriel. Le fraisage est parmi les procédés d'usinage les plus utilisés dans la fabrication des pièces aéronautiques de précision et de géométries complexes [1]. La productivité ainsi que la fabrication des pièces de qualité sont des éléments clés pour préserver la viabilité et la compétitivité des entreprises manufacturières [2]. Le présent mémoire traite le cas du fraisage avec les outils fraises en bout monobloc en carbure. L'usure ainsi que la défaillance prématurée de ces fraises sont des phénomènes problématiques qui affectent la productivité et augmente les coûts de fabrication [3]. Ces défaillances engendrent de nombreux problèmes lors de l'usinage, notamment des causes d'interférence entre l'outil et la pièce. Ces interférences peuvent provenir de vibrations excessives (broutement), d'une mauvaise évacuation des copeaux, ou encore d'une déflexion de l'outil sous l'effet des efforts de coupe. Les effets de ces phénomènes ont des influences directes et néfastes sur la qualité de la surface usinée. Ils se traduisent par une augmentation de la rugosité, l'apparition de défauts géométriques, des altérations métallurgiques de la couche superficielle (écrouissage, contraintes résiduelles) et des brûlures thermiques. Par conséquent, la maîtrise de ces interférences est primordiale pour garantir l'intégrité fonctionnelle des pièces usinées. La surveillance des machines-outils et de l'état des outils permet d'assurer la conformité des pièces et de prédire le comportement des outils de coupe et des machine-outil afin d'éviter leurs défaillances [4]. Dans un système typique de surveillance du processus d'usinage, plusieurs grandeurs physiques peuvent être surveillées dans la zone de coupe comme les forces de coupe, les vibrations, l'émission acoustique, le bruit, la température, et la qualité de surface usinée. Ces variables sont étroitement liées à l'état de l'outil et aux conditions de coupe, et fournissent des informations pertinentes sur le bon déroulement du processus d'enlèvement de matière [5]. Les signaux de forces ont une sensibilité élevée aux changements qui se produisent dans la zone de coupe [5]. De ce fait, ils sont des indicateurs importants pour 1)

contrôler et optimiser les processus de fabrication, 2) concevoir des machines-outils, 3) informer sur la rugosité de la surface, 4) la durée de vie de l'outil et 6) la consommation d'énergie [6], [7]. Malgré les nombreux travaux consacrés à la mesure des efforts de coupe, les dispositifs existants demeurent souvent couteux et présentent des architectures volumineuses et intrusives, ce qui rend difficile leur utilisation dans la production. Il devient donc nécessaire de développer de nouvelles techniques de mesures des forces de coupe non-invasives, précises et fiables qui peuvent être facilement intégrables dans les nouveaux systèmes de surveillances de l'état des outils de coupe et des machines d'usinage.

1.2 Objectifs de recherche

Ce projet de recherche vise à concevoir et valider une configuration optimale de jauges de contrainte pour la réduction des interférences croisées dans un capteur de forces d'outils de coupe connectés, en utilisant une structure octogonale représentative de la zone sensible d'un porte-outil dynamométrique connecté. Ce mémoire poursuit trois objectifs spécifiques (OBS) comme suit :

- OBS1- Définir et établir un modèle mécanique de la structure du capteur : il s'agit d'élaborer un modèle analytique fondé sur la théorie des anneaux circulaires minces [8], afin de déterminer, quantifier et corréler les caractéristiques géométriques de la structure élémentaires en forme d'octogone avec celles du capteur.
- OBS2- Concevoir et configurer l'architecture électronique du dispositif : cet objectif consiste à sélectionner, implanter et agencer les jauges de déformation; configurer les ponts de Wheatstone dédiés à chaque composante d'effort de coupe; conditionner le signal pour obtenir une mesure fiable et isolée de chaque grandeur mécanique d'intérêt.
- OBS3- Caractériser et valider expérimentalement la sensibilité de la structure instrumentée : cela revient à mesurer, calibrer, caractériser et valider la réponse de la structure élémentaire en forme d'octogone sous charges appliquées dans les directions Fx, Fy, Fz et en torsion; comparer les sensibilités expérimentales aux prédictions analytiques afin d'évaluer la fiabilité, la précision et la pertinence du modèle pour la conception d'un porte-outil avec capteur de force intégré.

1.3 Méthodologie

Afin d'atteindre les objectifs de ce projet, une méthodologie intégrant des approches expérimentales, analytiques et numériques a été mise en œuvre. Dans un premier temps, les résultats de tests de fraisage en bout réalisés à l'aide d'un dynamomètre classique ont été analysés pour établir un modèle de forces mécanistique permettant de définir les forces de coupe admissibles pour le capteur. Dans un deuxième temps, une analyse par la méthode des éléments finis a été menée dans le but d'optimiser la conception de la structure du capteur (géométrie, dimensions, rigidité) avec comme conditions aux limites les résultats des forces de coupe admissibles. Par la suite, l'architecture électronique du capteur, incluant la configuration des jauges, a été élaborée. Un modèle analytique a permis de déterminer la sensibilité et l'erreur d'interférence pour la structure et l'architecture électroniques identifiées. Enfin, des prototypes partiels de l'élément sensible du porte-outil ont été fabriqués afin de valider expérimentalement l'application des jauges. Des essais de calibration avec les prototypes ont permis de mesurer la sensibilité et l'erreur d'interférence.

1.4 Organisation du mémoire

Ce mémoire est structuré en huit chapitres. Le Chapitre 1 présente le contexte, la problématique, les objectifs de recherche ainsi que la méthodologie adoptée. Le Chapitre 2 propose une revue de littérature approfondie sur la surveillance de l'état des outils de coupe et les dynamomètres de mesure des forces de coupe en usinage. Le Chapitre 3 détaille la méthodologie globale du projet. Le Chapitre 4 est consacré à la détermination des forces de coupe admissibles du capteur à l'aide d'un modèle mécanistique. Le Chapitre 5 aborde la conception de la structure du capteur en se basant sur la théorie des anneaux circulaires minces. Le Chapitre 6 décrit la conception de l'architecture électronique, incluant la configuration en pont de Wheatstone et le calcul de la sensibilité. Le Chapitre 7 expose la validation expérimentale sur la structure élémentaire en forme octogonale. Enfin, le Chapitre 8 conclut ce mémoire en résumant les principales contributions, en discutant des limitations du projet et en proposant des recommandations pour les travaux futurs.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de littérature approfondie sur la surveillance de l'état d'outil de coupe et les dynamomètres de mesure des forces de coupe en usinage. L'objectif est d'analyser de manière structurée les contributions récentes autour de plusieurs composantes fondamentales du dynamomètre.

2.1 Procédés d'usinage

L'usinage est une famille de procédés de fabrication essentiels dans l'industrie manufacturière, dont le principe fondamental est de produire une pièce en enlevant de la matière sous forme de copeaux pour obtenir la forme, les dimensions et la qualité de surface désirées [9]. Parmi les nombreux procédés d'usinage, les plus courants sont le tournage, le perçage et le fraisage. Le capteur à développer dans le cadre de ce travail est destiné pour un porte-outil de fraisage.

2.1.1 Fraisage

Le fraisage est un procédé d'usinage par enlèvement de matière qui utilise un outil rotatif à plusieurs arêtes de coupe (dents) pour façonner une pièce. C'est l'un des procédés les plus polyvalents et les plus couramment utilisés dans l'industrie manufacturière pour la production de composants complexes [10]. Aujourd'hui, la majorité des opérations de fraisage sont effectuées sur des centres d'usinage à commande numérique (CNC), pouvant comporter de 3 à 5 axes. La cinématique du procédé, c'est-à-dire le mouvement relatif entre l'outil et la pièce, est contrôlée avec une grande précision par un programme informatique, permettant de réaliser des géométries complexes [11].

2.1.2 Système de forces de coupe en fraisage en bout

La compréhension et la prédiction des forces de coupe en fraisage sont cruciales pour l'optimisation du processus, le contrôle de la précision dimensionnelle et l'intégrité de la surface usinée [12]. La force de coupe résultante qui s'exerce sur l'outil peut être décomposée en trois composantes orthogonales, comme illustré à la Figure 2.1 :

- La force tangentielle (Ft) : Force principale agissant dans la direction de la vitesse de coupe. Elle est directement liée à la puissance requise pour l'usinage.
- La force radiale (Fr) : Agit perpendiculairement à l'axe de l'outil et est responsable de la flexion de la fraise, ce qui peut affecter la précision dimensionnelle de la pièce.

- La force axiale (Fa) : Agit le long de l'axe de l'outil. Son amplitude dépend notamment de l'angle d'hélice de la fraise.

En plus de ces forces, un moment de torsion (T) est également généré sur l'outil. L'ensemble de ces efforts varie de manière dynamique et périodique en fonction de l'engagement de chaque dent de la fraise dans la matière.

L'ordre de grandeur de ces forces dépend fortement du matériau usiné, des paramètres de coupe (vitesse de coupe, avance par dent, profondeur de passe) et de la géométrie de l'outil. Par exemple, lors du fraisage d'alliages d'aluminium aéronautiques, les forces de coupe peuvent varier de centaines de Newton pour des passes de finition optimisées, à plus de 600 N dans des conditions plus sévères [11]. En revanche, pour des matériaux plus durs comme les aciers ou les superalliages, les forces peuvent atteindre plusieurs milliers de N. Une maîtrise insuffisante de ces efforts peut entraîner des vibrations, une usure prématurée de l'outil, une mauvaise qualité de surface et des défauts géométriques sur la pièce finale [12].

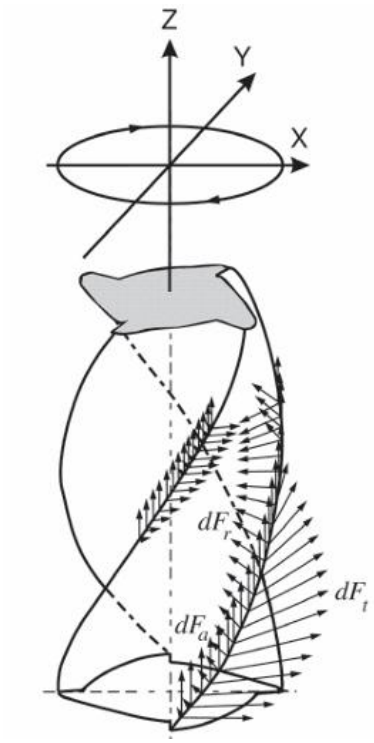


Figure 2.1 Représentation des forces élémentaires générées par une arête de coupe en fraisage

2.2 Surveillance de l'état des outils de coupe en usinage

L'usure de l'outil est un phénomène qui évolue dans le temps en fonction des conditions d'usinage, de son historique et de la durée d'utilisation de l'outil[13]. La surveillance de l'état d'usure d'outil (ou état d'outil) peut se faire avec deux familles de méthodes : directes et indirectes.

2.2.1 Méthodes directes

Les méthodes directes de mesure de l'usure consistent à retirer l'outil de coupe de la machine afin d'observer et quantifier l'usure à l'aide d'équipements dédiés, comme le microscope optique [13]. Ces techniques offrent une mesure précise de l'usure, mais elles présentent l'inconvénient d'interrompre le processus d'usinage, ce qui peut réduire la productivité. De plus, leur mise en œuvre en conditions industrielles est limitée par plusieurs facteurs tels que les perturbations liées au processus d'usinage, le manque de visibilité et d'éclairage adéquat, ainsi que les contraintes imposées par l'utilisation du fluide de coupe [14]. Pour ces raisons, les méthodes directes sont le plus souvent réservées aux études expérimentales ou aux validations en laboratoire.

L'usure d'un outil de coupe n'est pas un phénomène uniforme. Elle se manifeste sous différentes formes, principalement dues à des mécanismes d'abrasion, d'adhésion, de diffusion et de déformation plastique [15]. Les types d'usure les plus couramment rencontrés sur les fraises en bout sont [16]:

- L'usure en dépouille: C'est l'usure la plus commune, qui se produit par frottement de la face de dépouille de l'outil contre la surface usinée de la pièce. Elle se caractérise par une bande d'usure qui s'élargit progressivement le long de l'arête de coupe, figure 2.2.
- L'usure en cratère: Elle se forme sur la face de coupe de l'outil, là où le copeau glisse. La chaleur et la pression élevées provoquent une diffusion des atomes entre le copeau et l'outil.
- L'écaillage: De petits morceaux de l'arête de coupe se détachent, souvent à cause de chocs thermiques ou mécaniques, ou d'une arête rapportée instable.
- L'usure en entaille: Une usure localisée qui apparaît à la limite de la profondeur de coupe, souvent due à une couche de surface plus dure sur la pièce.
- L'arête rapportée: Une accumulation de matériau de la pièce qui se soude à la face de coupe de l'outil, figure 2.3, particulièrement fréquente lors de l'usinage de matériaux ductiles comme l'aluminium à basse vitesse.

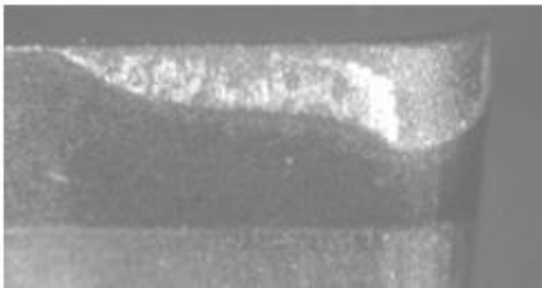


Figure 2.2 Usure en dépouille [17]

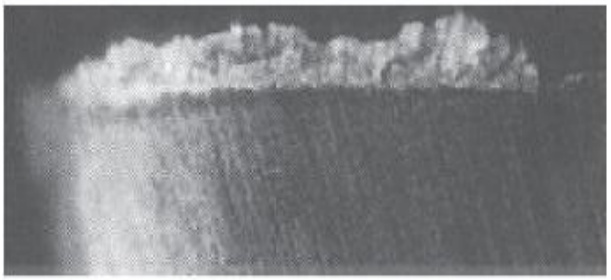


Figure 2.3 Arête rapportée [16]

La mise en œuvre de ces mesures dans des conditions industrielles est limitée par plusieurs facteurs tels que les perturbations liées au processus d'usinage, le manque de visibilité et d'éclairage adéquat, ainsi que les contraintes imposées par l'utilisation du fluide de coupe [16].

2.2.2 Méthodes indirectes

Les méthodes indirectes s'appuient sur l'acquisition et l'analyse de signaux variés issus de capteurs, tels que les forces de coupe, les vibrations de l'outil et de la pièce, le bruit, le couple de

la broche, le courant et la puissance du moteur, la température, les contraintes mécaniques ou encore la formation des coupeaux [13]. Plusieurs études [13] [7] [18] ont révélé la sensibilité des forces de coupe aux variations de l'état d'usure de l'outil. Les forces constituent de bons indicateurs de suivi de l'état des outils de coupe [19].Ces indicateurs permettent de prendre des décisions correctives en temps réel, qu'il s'agisse du remplacement de l'outil ou la modification des conditions d'usinage, afin de garantir le niveau de productivité souhaitée et la qualité de la pièce usinée [12]. Durant la surveillance de l'état d'outil de coupe, les signaux de forces sont collectés et analysés et les données pertinentes sont extraites afin d'estimer le niveau d'usure atteint [10][11]. Comme l'usure de l'outil entraine un changement dans les dimensions de la pièce, pour limiter cet impact défavorable, il est nécessaire d'évaluer sa valeur et l'intégrer dans les données de compensation de l'outil [14]. En fraisage , où la coupe est intermittente, des phénomènes vibratoires surviennent, compliquant ainsi l'évaluation et la prévision de l'usure à partir des signaux de forces [20]. La mesure de forces de coupe se fait avec différents types de dynamomètre.

2.3 Dynamomètres de mesure des forces de coupe

Pour évaluer objectivement les compromis entre les différentes technologies de dynamomètres, une comparaison quantitative de leurs caractéristiques de performance est essentielle. Le tableau 2.1 met en perspective plusieurs conceptions, incluant des approches émergentes basées sur des jauges de contrainte ainsi que le dynamomètre piézoélectrique.

Tableau 2.1 Comparaison des caractéristiques techniques de plusieurs dynamomètres de coupe.

No.	Métrique		Unité	Xie et al.[22]	Qin et al. [23]	Liu et al. [24]	Zhang et al. [18]	Wu et al. [25]	Kistler RCD [26]
1	Matériau utilisé		N/A	40 Cr	AISI630 stainless steel	40CrNiMoA steel	40Gr	40Cr	N/A
2	Type de capteur		N/A	Capteurs capacitifs	Jauges semiconducteurs	Réseau de Bragg (FBG)	Jauges semiconducteurs	Jauges métalliques	Capteurs piézoélectriques
3	Paramètre calculer		N/A	Fx, Fy, Fz, et T	Fz,T	Fx, Fy, Fz et T	Fx, Fy, Fz et T	Fz,T	Fx, Fy, Fz et T
4	Diamètre maximal		mm	70	50	80	25	50	N/A
5	Fréquence naturelle		Hz	468.8	592	320	477	506.3	2000
6	Vitesse maximale		Rpm	7000	8800	4800	9450	1500	20000
7	Sensibilité	Fx	mV/N	2302 aF/N		1.06489 με/N	0.13		20
		Fy		2353 aF/N		1.08034 με/N	0.16		20
		Fz		571 aF/N	0.0387	0.14896 με/N	0.02	9.537*10^-6	5
		T		11226 aF/N.m	4.4	7.8611 με/N	1.65	1.38*10^-3	1000
8	interférence croisée	Fx	%	2.93		4	10.22		2
		Fy		1		4	3		2
		Fz		1	1.9	4	3	13	3.5
		T		1	2.36	5.35	3	0.16	1

Les dynamomètres Kistler RCD utilisent les capteurs piézoélectriques. Ces capteurs se caractérisent par leurs résistance à la température et l'humidité [24] et un bon compromis entre haute rigidité et sensibilité [23]. Ce type de capteurs présente une limite notable pour la mesure des forces stables ou quasi statiques, cette restriction est principalement liée aux phénomènes de fuite de charges inhérents aux matériaux piézoélectriques [6]. Les capteurs de force piézoélectriques nécessitent des amplificateurs de charge à hautes performances, ce qui entraîne une augmentation significative de leur coût. Leur maintenance et leur réparation sont également rendues difficiles et coûteuses en raison de la complexité des circuits de traitement et des exigences strictes de blindage [22].

2.4 Conception et caractéristiques des dynamomètres connectés

La performance d'un dynamomètre connecté dépend de plusieurs paramètres techniques complémentaires. Le choix du matériau, la structure mécanique, la configuration électronique et la technologie des jauges de contraintes influencent significativement la réponse mécanique, la fréquence propre, la sensibilité du capteur et l'interférence des signaux de forces captés.

2.4.1 Choix du matériau

Dans la conception d'un dynamomètre, le choix du matériau est crucial puisqu'il gouverne le comportement du capteur. Les caractéristiques mécaniques et physique du matériau déterminent l'encombrement, la rigidité et la sensibilité du capteur. Des matériaux seront plus adaptés que d'autres, selon la technologie employée que ce soit avec des jauges de résistance électrique, des capteurs piézoélectriques ou des fibres optiques.

Dans les dynamomètres à jauges de contrainte, les matériaux choisis doivent avoir un équilibre entre l'élasticité et la rigidité [23]. Par exemple, Rizal et al. [27] ont utilisé l'acier inoxydable 304 pour une structure intégrant des jauges de 350 Ohm. Ce choix de matériaux garantit une stabilité satisfaisante et permet de supporter des efforts jusqu'à 3000 N en assurant une fréquence naturelle acceptable de 450.9 Hz. Dans l'étude menée par Zhang et al. [18], l'alliage 40Gr a été utilisé, avec des jauges collées sur des parois minces afin d'accroître la sensibilité du dynamomètre. La configuration optée par Zhang et al [13] a permis d'atteindre une sensibilité de 0.05 mV/N, 0.13 mV/N and 3.69 mV/Nm respectivement pour les composantes Fz, Fx ou Fy et le moment T.

L'alliage 40Cr a été également utilisé par Xie et al. [22] où 8 jauges de contraintes ont permis de mesurer la force axiale et le moment de flexion avec une réponse dynamique adéquate en maintenant une fréquence naturelle de 506,3 Hz. Par ailleurs, dans cette configuration, les blocs de montage des plaques du condensateur sont fabriqués en aluminium (Figure 2.4). Ce choix vise non seulement à alléger la structure, mais aussi à augmenter la sensibilité du capteur grâce à une déformation locale plus marquée sous charge. L'aluminium contribue également à améliorer la qualité du signal mesuré, en limitant certaines interférences électromagnétiques et en assurant une meilleure stabilité du système capacitif [22].

L'utilisation des fibres optiques dans les dynamomètres impose des exigences matérielles différentes de celles imposées par les jauges de contraintes, Liu et al. [24] ont utilisé l'acier 40CrNiMoA comme support des capteurs de FBG. Comparé à l'acier 40Cr, ce matériau se distingue par de meilleures performances mécaniques, notamment une résistance à la fatigue et à la corrosion élevée. Ces propriétés sont particulièrement recherchées dans le contexte d'un système rotatif soumis à des vitesses élevées, pouvant atteindre 4800 tr/min tout en maintenant une fréquence naturelle de 320 Hz [24].

Enfin, l'acier AISI 630, également connue sur le nom de 17-4PH, est utilisé dans les travaux de Qin et al. [23]. Ce matériau se révèle particulièrement adapté aux structures en forme de lanterne intégrant des jauges de contrainte semi-conductrices. L'utilisation de l'AISI 630 a permis d'atteindre une sensibilité de 4.4 mV/N[23], avec une fréquence naturelle de 592 Hz pour des vitesses de rotation allant jusqu'à 8800 tr/min.

En résumé, le choix du matériau influence directement la sensibilité, la rigidité et la durabilité du dynamomètre. Chaque technologie de capteur impose des contraintes spécifiques : l'acier AISI 630 et alliages comme le 40Gr ou le 40 Cr offrent une bonne rigidité avec des vitesses de rotation supérieure à 7000 tr/min, tandis que le 40CrNiMoA assure une meilleur sensibilité égale à 7.8611 $\mu\varepsilon$/N. Une sélection judicieuse du matériau assurera la précision et la fiabilité du capteur tout en répondant aux exigences mécaniques et environnementales.

2.4.2 Structure mécanique des capteurs de forces

La structure mécanique du capteur de forces assure la transmission et la répartition des efforts mécaniques dans des zones bien particulières. Les déformations concentrées dans ces zones permettront de remonter aux forces appliquées sur l'outils. La forme et le comportement mécanique

de cette structure influencent la précision, la sensibilité, la bande passante ainsi que la robustesse globale du capteur. Dans l'ensemble des travaux consultés, les structures adoptées présentent une géométrie symétrique pour assurer l'isolation des directions d'effort, en limitant les interférences entre axes et les erreurs de croisement.

Dans les dynamomètres à jauges de résistance électrique, la structure est choisie de manière à se déformer légèrement sous l'effet des efforts, juste assez pour permettre une mesure précise [18]. Le capteur est usiné à la masse d'une manière à ce que des zones affaiblies, comme des rainures, des gorges ou des bras flexibles concentrent les déformations à des endroits bien définis, là où les jauges sont positionnées.

Zhang et al. [18] ont utilisé un porte-outil commercialisé de type BT40-FMB22-40 dans lequel il a introduit quatre poutres épaisses et quatre poutres à paroi mince, séparées par quatre doubles rainures en T comme illustré dans la figure 2.4. Les forces de coupe sont principalement transmises par les quatre poutres épaisses. Ces derniers sont responsables de garantir la rigidité globale du dynamomètre. En parallèle, les quatre poutres à paroi mince sont spécialement conçues pour se déformer localement sous l'effet de ces forces, permettant ainsi aux jauges de contrainte de capter avec précision les déformations induites par les efforts appliqués. Cette combinaison entre éléments rigides et éléments flexibles assure un bon compromis entre robustesse structurelle et sensibilité de mesure.

Figure 2.4 Modèle du porte-outil BT40-FMB22_40 [18].

De la même façon, Wu et al. [25] ont appliqué une méthodologie similaire en réalisant l'usinage d'une rainure circulaire sur un porte-outil commercial de type BT50-XW40-150F (figure 2.5). Huit jauges de contrainte ont ensuite été fixées sur la surface extérieur du cylindre, disposées de manière à capter efficacement les déformations induites par les efforts de coupe (figure 2.6). Grâce à cette configuration, le dynamomètre développé est capable de mesurer à la fois la force axiale et le moment de torsion, avec une erreur d'interférence inférieure à 13 %, offrant ainsi une évaluation plus précise et fiable des efforts appliqués pendant l'usinage.

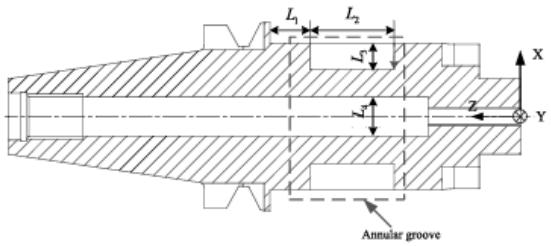


Figure 2.5 Modèle du porte-outil standard
BT50-XW40-150F [27].

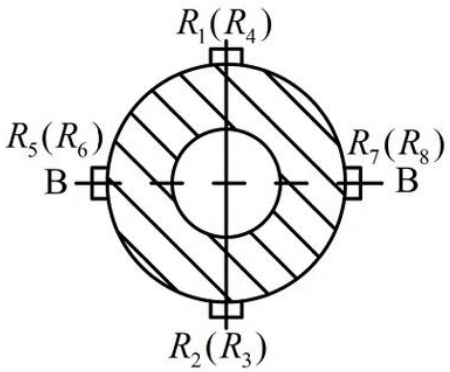


Figure 2.6 Positionnement des jauges de contrainte [25].

Rizal et al. [27] ont conçu un dynamomètre multiaxial avec des jauges de contrainte. Le capteur comprend un arbre central qui assure la liaison mécanique avec le porte-outil. Un anneau inférieur répartit les efforts de façon équilibrée dans quatre poutres (zones de mesure) (figure 2.7). Celles-ci étant flexibles servent comme éléments sensibles aux déformations. Un ensemble de vingt-quatre résistances de 350 Ω sont réparties sur les quatre poutres (figure 2.8) servant à mesurer les déformations et calculer les forces de coupe normale et tangentiel agissant sur l'outil lors du fraisage.

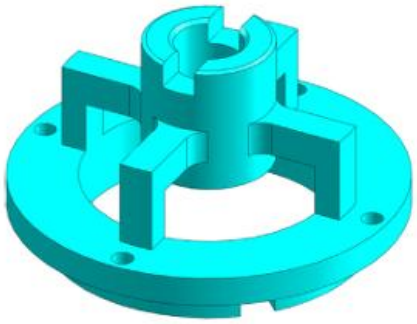


Figure 2.7 Structure du capteur de force d'après [27]

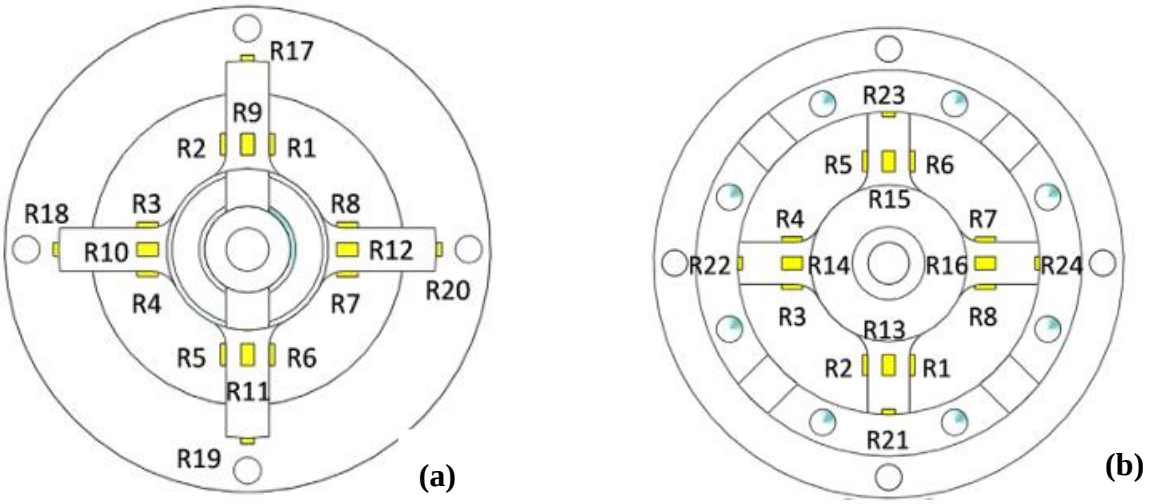


Figure 2.8 Répartition des jauges de contraintes [28] a) vue de haut. b) vue de bas

Qin et al. [23] ont développé un dynamomètre avec une structure en trois sections (figure 2.9) contenant une partie centrale intégrant quatre emplacements pour les jauges de contrainte (figure 2.10). La géométrie optimisée en forme de lanterne rend difficile l'établissement d'une formule théorique pour calculer les contraintes. Pour surmonter cette difficulté, les auteurs ont eu recours à une analyse de structure par la méthode des éléments finis et une calibration expérimentale du modèle, afin de déterminer la sensibilité et d'assurer une bonne précision des mesures. Les

interférences croisées sont inférieures à 1,90 % pour la force axiale et à 2,36 % pour le couple, ce qui garantit une mesure précise des forces dans chaque direction de mesure.

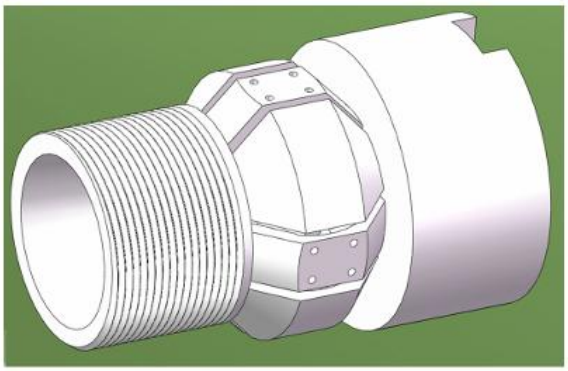


Figure 2.9 Modèle utilisé par Qin et al. [23]

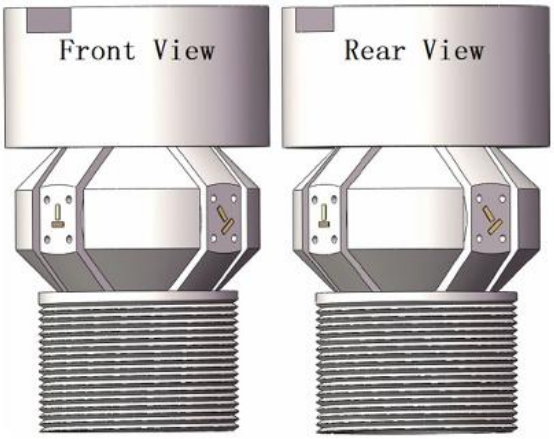


Figure 2.10 Arrangement des jauges de contraintes [23]

Xie et al. [22] ont proposé une méthodologie pour le développement d'un dynamomètre à base de capteurs capacitifs. La structure mécanique est un porte-outil commercial de type BT50SLN32-150 qui a été modifié par l'usinage de rainures formant des poutres horizontales et verticales déformables (figure 2.11). Six capteurs capacitifs, constitués de plaques fixes et mobiles montées sur ces poutres, détectent les déplacements induits par les forces et couples générés par l'usinage (figure 2.12). Cette conception offre une bonne rigidité statique, une faible interférence croisée inférieure à 2.93 % et permet de mesurer simultanément les trois composantes de force et le couple, tout en intégrant un capteur d'accélération (accéléromètre) pour la mesure des vibrations.

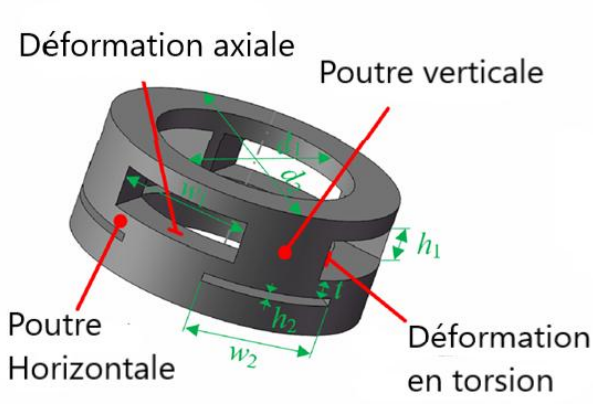


Figure 2.11 Structure de capteur de force d'après Xie et al. [22].

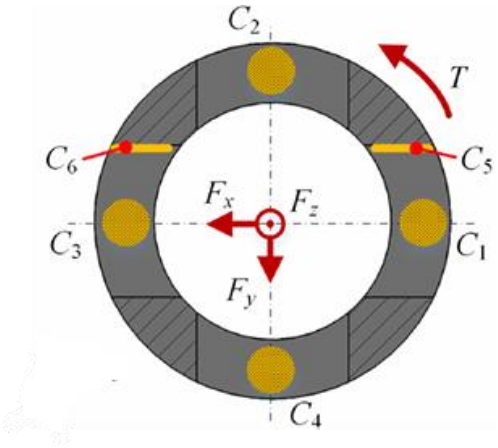


Figure 2.12 Répartition des capteurs capacitifs [22].

Liu et al.[24] ont développé un dynamomètre composé d'une broche, d'une structure élastique et d'un connecteur. La structure de ce dynamomètre est formée de deux annaux semi-octogonaux disposé à 90° l'un par rapport à l'autre (figure 2.13). Les auteures ont utilisé les réseaux de Bragg en fibre optique et les ont placés sur les anneaux, permettant de mesurer les déformations induites par les efforts appliqués. Cette configuration permet de mesurer trois composantes de force Fx, Fy et Fz ainsi que le couple T tout en limitant les erreurs d'interférence entre les directions de mesure (figure 2.14). L'erreur d'interférence mesurée est inférieure à 5.35 %. L'utilisation des FBG a aussi

assurée une résistance aux interférences électromagnétiques et aux conditions ambiantes sévères, tout en offrant une précision élevée et une stabilité à long terme [24].

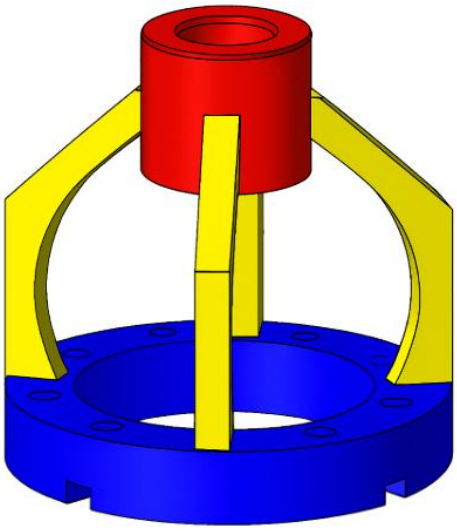
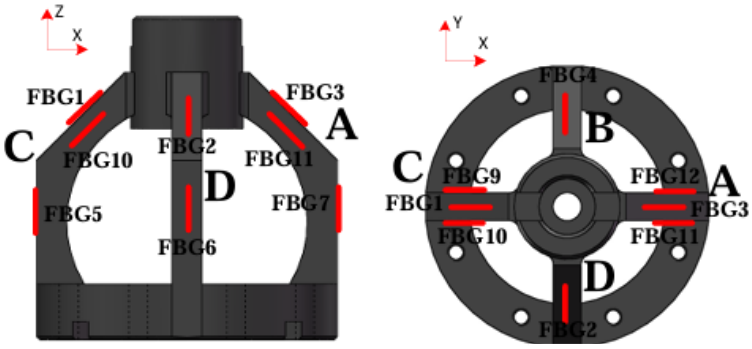


Figure 2.13 Structure du capteur de force d'après Liu et al. [24].



(a) **(b)**

Figure 2.14 Répartition des FBGs [24]. a) vue du plan xz. b) vue dy plan xy.

En conclusion, chaque structure mécanique présentées cherche à optimiser l'équilibre entre sensibilité, rigidité et interférence croisée. Par exemple, les structures simples comme la rainure circulaire de Wu et al. [26] sont faciles à usiner sur un porte-outil standard. Cependant, elles ne sont pas optimales car elles présentent une interférence croisée élevée, atteignant jusqu'à 13 %. Pour pallier ce défaut, des structures plus complexes comme les poutres multiples de Zhang et al. [20] ou de Rizal et al. [21] ont été développées. Ces dernières utilisent des éléments flexibles dédiés à la mesure et des éléments rigides pour la robustesse, offrant un meilleur compromis. Néanmoins,

leur sophistication a un coût, elles sont plus difficiles à fabriquer. D'autres approches, comme la structure en laterne de Qin et al. [25] ou les anneaux semi-octogonaux de Liu et al. [28], atteignent des interférences très faibles inférieures à 2.36 % pour Qin et al. et 5.35 % pour Liu et al.

2.4.3 Les technologies de mesure dans les capteurs de forces

Le principe de mesure des forces de coupe dans les dynamomètres connectés repose sur la conversion de la déformation d'un élément élastique du capteur en une grandeur physique qui dépend de la technologie utilisée [5]. L'étude de la littérature a montré que trois technologies sont les plus utilisées dans les capteurs de force connectés à savoir, les jauges de contrainte, les capteurs capacitifs et les réseaux de Bragg. Bien que reposant sur des principes de transduction différents, ces trois approches ont en commun de mesurer d'abord une déformation mécanique de la structure, qu'elles convertissent ensuite en une force équivalente.

Le choix de la technologie de mesure conditionne directement la sensibilité, la précision, la robustesse et le cout du dynamomètre. Chaque technologie présente des avantages et des inconvénients spécifiques ce qui traduit l'absence d'une solution universelle et souligne l'importance d'adapter le choix aux exigences techniques et technologiques propres à chaque application.

2.4.4 Jauges de contrainte

Les jauges de contraintes (figure 2.15) convertissent des déformations élastiques des structures en une différence de potentiel (mV) qui, par la suite, est convertie en microdéformations. A l'aide des équations de la mécanique des milieux continus, ces microdéformations sont à leur tour converties en contraintes, puis en forces [27]. Les jauges de contrainte sont utilisées dans les outils connectés, en raison de leur faible coût, de leur taille réduite et de leur grande fiabilité [18].

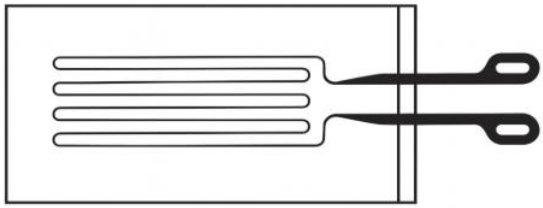


Figure 2.15 Représentation schématique d'une jauge de contrainte métallique [28]

On distingue principalement deux types de jauges de contrainte [29]:

- Les jauges métalliques les plus répandues grâce à leur robustesse et leur stabilité.
- Les jauges semi-conductrices, basées sur l'effet piézorésistif, offrant une sensibilité beaucoup plus élevée mais une plus grande sensibilité thermique.

Dans la majorité des travaux, les jauges de contraintes sont utilisés en combinaison avec des ponts de Wheatstone, qu'il s'agisse des ponts complets [23], [27] ou de combinaisons entre ponts complets et demi-pont [30]. Le pont de Wheatstone permet de convertir la variation de résistance des jauges en une tension mesurable, tout en améliorant la sensibilité et en facilitant la compensation thermique [28]. Généralement le signal délivré par les jauges de contrainte étant de faible amplitude, l'ajout d'un amplificateur s'impose, comme par exemple le MT23-STG [27] . Une compensation thermique est souvent intégrée afin de renforcer la stabilité du système [18]. La sortie analogique, proportionnelle à la déformation, doit ensuite être discrétisée à l'aide d'un convertisseur analogique-numérique (CAN) haute résolution.

Bien que les jauges de contrainte soient relativement économiques, elles présentent des limites lorsqu'il s'agit de mesurer des forces dans plusieurs directions. Une configuration multiaxiale impose une structure avec un comportement élastique important, ce qui réduit la rigidité statique du dynamomètre et altère ses performances dynamiques. De plus la présence de plusieurs ponts de Wheatstone, impliquant l'utilisation de nombreuses jauges, complique significativement l'assemblage du capteur. Le collage précis et répétitif de ces éléments reste tâche délicate, rendant difficile la garantie d'une qualité et d'une fiabilité constantes, ce qui peut altérer les performances globales du capteur [22].

2.4.5 Capteurs capacitifs

Un capteur capacitif mesure une grandeur physique en détectant une variation de capacité électrique. Le principe repose sur un condensateur formé de deux électrodes conductrices séparées par un diélectrique. La capacité change si la distance entre les électrodes, leur surface de chevauchement, ou le diélectrique qui les sépare est modifié (figure 2.16)[31].

Figure 2.16 Représentation d'un condensateur, constitué de deux plaques séparées par un matériau diélectrique. a) avant l'application de force. b) après l'application de force

Les principaux types de capteurs capacitifs sont :

- Capteurs à variation de distance : C'est le type le plus pertinent pour la mesure de force et de pression [32]. Une électrode est fixe, tandis que l'autre est une membrane ou une poutre mobile qui se déplace sous l'effet d'une force. Ce déplacement modifie la distance entre les électrodes et donc la capacité. C'est précisément cette approche qu'ont utilisée Xie et al. [22] dans leur dynamomètre, où les forces de coupe induisent un déplacement des poutres déformables, modifiant la distance entre les plaques du condensateur.
- Capteurs à variation de surface : Dans cette configuration, les électrodes se déplacent latéralement l'une par rapport à l'autre, modifiant leur surface de chevauchement. La capacité varie proportionnellement à cette surface [33].
- Capteurs à variation de diélectrique : Moins courants pour la mesure de force, ils fonctionnent en modifiant le matériau diélectrique entre les électrodes [31].

Les capteurs capacitifs se distinguent par une structure mécanique simplifiée et une intégration facile, ne nécessitant pas de multiples ponts de Wheatstone [22]. Par contre ces capteurs peuvent être sensibles aux perturbations électromagnétiques [24] et exigent une électronique de conditionnement adaptée pour maintenir la stabilité de mesure [22].

Les capteurs capacitifs sont généralement plus simples à utiliser que d'autres technologies. Ils nécessitent principalement un circuit de filtrage ainsi que la conversion de la variation capacitive en un signal exploitable, tel qu'une fréquence ou une tension. Xie et al. [22] ont utilisé une puce micro-électromécanique (MEMS) afin d'assurer, à la fois, la conversion du signal et son conditionnement. Une fois capté, le signal est transmis à un ordinateur pour analyse et traitement.

2.4.6 Réseaux de Bragg

Les réseaux de Bragg (FBG) en fibre optique se distinguent par leur protection contre les perturbations électromagnétiques et leur résistance à l'humidité [24]. Ce qui en fait une solution fiable pour les conditions opératoires sévères. Ils permettent un mesurage multipoint le long d'une même fibre, offrent une grande stabilité thermique ainsi qu'une fiabilité et une précision des mesures à long terme [24]. Le principe général du capteur FBG est illustré à la figure 2.17.

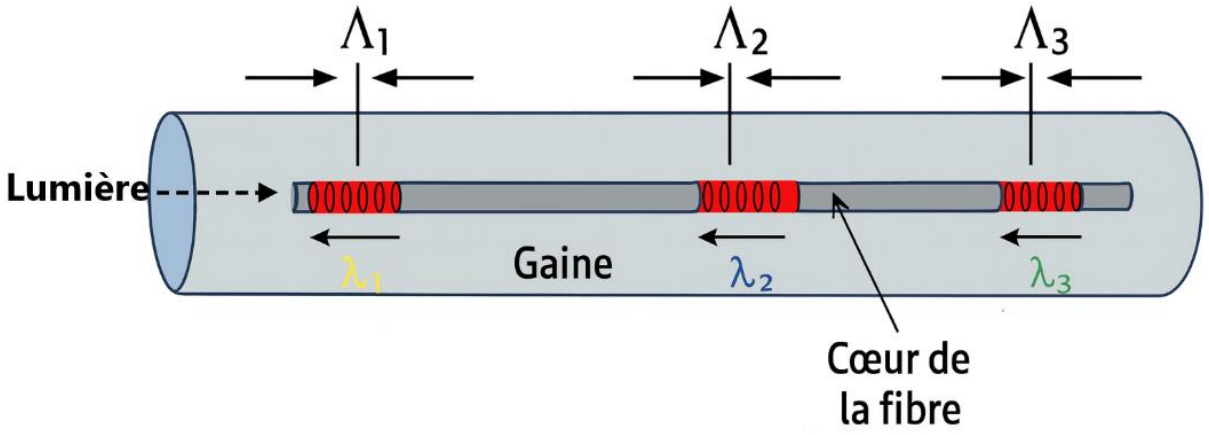


Figure 2.17 Principe d'un réseau de Bragg en fibre optique

Il existe plusieurs types de réseaux de Bragg adaptés à des applications distinctes :

- FBG nus: Il s'agit de la fibre optique avec le réseau de Bragg inscrit directement, sans protection. Ils sont très sensibles et de petite taille, mais fragiles. Ils sont souvent utilisés en laboratoire ou intégrés directement dans des matériaux composites pour la surveillance de l'état des structures [34].

- FBG encapsulés pour la mesure de déformation : Pour une utilisation industrielle, les FBG sont encapsulés dans des boîtiers robustes qui peuvent être collés ou soudés sur des structures [35]. C'est cette approche qui est utilisée par Liu et al. [24].
- FBG pour la mesure de température : Dans ces capteurs, le FBG est monté dans un boîtier de manière à être isolé des contraintes mécaniques, ne réagissant ainsi qu'aux variations de température [36].

Les capteurs à fibres de Bragg nécessitent une configuration électronique spécifique, centrée sur la détection des variations de longueur d'onde réfléchie en réponse aux déformations mécaniques. Contrairement aux capteurs traditionnels qui génèrent des signaux électriques directs, les FBG produisent une variation spectrale, ce qui impose l'utilisation de systèmes d'interrogation optique. Dans les travaux de Liu et al. [24], le signal optique est transmis à travers un joint rotatif jusqu'à un interrogateur FBG, lequel assure la démodulation des longueurs d'onde et leur visualisation en temps réel sur un ordinateur. Cette configuration permet une mesure continue des quatre composantes de forces, avec un traitement électronique intégré et un conditionnement du signal assuré par l'interrogateur optique.

L'efficacité d'un dynamomètre ne repose pas uniquement sur la qualité de ses capteurs, mais également sur l'adéquation et la performance de son architecture électronique. Chaque technologie de mesure impose des exigences spécifiques en matière de conditionnement et de traitement du signal. Ces choix influencent directement la fiabilité et la précision des mesures, faisant de l'électronique embarquée un levier stratégique pour l'optimisation globale des capteurs de mesure des forces de coupe.

2.5 Caractéristiques des capteurs de forces des outils connectés

La performance des capteurs de forces des outils connectés dépend de la pertinence des choix de conception en termes de structure, de matériaux et d'électronique [21]. Ces derniers influencent significativement ses principales caractéristiques à savoir la sensibilité, l'erreur d'interférence, la fréquence naturelle et la plage de fonctionnement [37]. Les résultats publiés dans plusieurs travaux récents [25] [27] [23], confirment l'importance de la conception intégrée incluant à la fois la structure, la technologie de mesure et l'électronique pour garantir des performances fiables, notamment dans les contextes exigeants comme l'usinage.

2.5.1 La sensibilité

La sensibilité d'un capteur de force, se définit comme le rapport entre le signal généré et la force mécanique appliquée. Elle est généralement exprimée en mV/N pour les jauges de contrainte, en aF/N pour les capteurs capacitifs, ou en με/N pour les capteurs à fibre de Bragg [6].

Zhang et al. [38] ont obtenu une sensibilité de 0.02 mV/N à 0.16 mV/N pour les efforts radiaux et axiaux, et atteigne 1.65 mV/N.m pour le moment de torsion dans le cas d'un capteur à jauges de contrainte. Il a été démontré que ces valeurs sont influencées par la géométrie de la zone sensible, la rigidité du support. Quant au capteur développé par Wu et al. [25], la sensibilité été particulièrement faibles, de l'ordre de $9{,}537 \times 10^{-6}$ mV/N pour la composante Fz et 1.38×10^{-3}mV/N pour le moment de torsion.

Xie et al [22] ont obtenu des sensibilités significativement élevées, atteignant 2302 aF/N pour la composante Fx et plus de 11000 aF/Nm pour le moment dans le cas d'un capteur de forces capacitifs.

Enfin les capteurs à base de fibres optiques présentent des sensibilités de 1.06489 με/N pour la composante de forces FX et 7.8611 με/Nm pour le moment, ce qui est considéré comme une excellente sensibilité dans un environnement optiquement isolé [24].

En résumé, bien que les capteurs capacitifs et à fibre de Bragg démontrent une sensibilité élevée, la performance des jauges de contrainte est principalement dictée par la conception de la structure mécanique. L'optimisation de cette structure, pour amplifier les déformations, est donc plus cruciale que la sensibilité brute du capteur.

2.5.2 Erreur d'interférence croisée

L'interférence croisée est une caractéristique critique pour les capteurs de forces d'usinage. Elle est déterminée par le rapport entre la sortie d'un capteur due à une force appliquée dans une direction quelconques par rapport à la sortie d'une force appliquée dans la direction d'intérêt [6].

Par exemple, l'interférence croisée ($E_{F_y \to F_x}$) entre la sortie de la direction Y (SortieFy) et la sortie de la direction X (SortieFx) est calculée par l'équation suivante [8] :

$$E_{F_y \to F_x} = \frac{Sortie_{Fy}}{Sortie_{Fx}} \times 100\% \tag{1.1}$$

Dans la plupart des études, les charges principales sont appliquées dans les zones où les charges secondaires ne génèrent aucune déformation. Ainsi l'erreur d'interférence provient principalement d'une installation incorrecte des jauges de contrainte [39]. Parmi les capteurs étudiés, les meilleurs résultats en termes d'interférences croisées sont observés dans les travaux de de Xie et al. [22]. La sensibilité n'a pas dépassé 2.93 % pour Fx et diminue en dessous de 1 % pour Fy, Fz et le moment de torsion. Il est évident que ces résultats sont le fruit d'une combinaison optimale de plusieurs facteurs, notamment la structure symétrique, l'emplacement des capteurs et l'architecture électronique. Ces paramètres permettent de minimiser les interférences croisées entre les directions de forces de coupe. Dans l'étude de Liu et al. [24], le capteur à base de FBG affiche des erreurs d'interférence inférieure à 5.35 % ce qui reste tout à fait satisfaisant pour un capteur optique embarqué. À l'opposé, les capteurs à jauges de contrainte montrent une variabilité plus importante, l'erreur peut atteindre 10.22 % selon l'axe radiale [18], mais descend à 2.36 % pour le moment de torsion [23].

Ces résultats confirment que l'interférence croisée dépend non seulement de la technologie de capteur choisie, mais surtout de la précision de la structure mécanique (symétrie géométrique) et du positionnement des composants de mesure (jauges, capteurs capacitifs, FGB). L'optimisation de ces paramètres permet de réduire l'interférence, garantissant ainsi une mesure plus fiable et fidèle des forces de coupe dans différentes directions.

2.5.3 La fréquence naturelle du système de coup

La fréquence naturelle du système de coup dépend de l'ensemble machine, porte-outil et outil et peut être déterminée à partir de la fonction de réponse en fréquence (FRF), obtenue par des essais et analyse modales [18]. Une rigidité élevée se traduit par une fréquence naturelle plus élevée, ce qui permet au capteur de mesurer les efforts de coup à des fréquences supérieures [38]. Lorsque la fréquence naturelle du système est supérieure à la fréquence des vibrations induites par les efforts de coupe, la fiabilité et la précision du signal mesuré sont garanties [25].

Les fréquences naturelles des capteurs de forces des outils de coupe connectés présentés dans littératures [24] [18] [25] varient généralement entre 320 Hz et 592 Hz. Le capteur à base FGB affiche une fréquence naturelle de 320 Hz. Bien que relativement basse, cette valeur reste suffisante

pour des conditions d'usinage modérées et met en évidence les limites mécaniques induites par la structure intégrant les FGB [24]. Le capteur développé par Zhang et al. [18], qui est basé sur des jauges de contrainte et une structure en acier, atteint une fréquence de 477 Hz. Cette fréquence propre élevé démontre les bénéfices d'une structure rigide avec un placement optimisé des jauges, permettant une meilleure réponse aux efforts transitoires tout en conservant une bonne sensibilité.

Le porte-outil de Wu et al. [25] à une fréquence propre de 506.3 Hz grâce à l'emploi d'un acier à haute résistance (40Cr) et l'optimisation de la géométrie de la structure par des zones de fixation renforcées et un positionnement symétrique des jauges. Cette combinaison a permis de réduire les effets de flexion non souhaités et d'augmenter la stabilité dynamique du capteur. Enfin, le capteur proposé par Qin et al. [23] est en AISI630 et possède une fréquence naturelle encore plus élevée, de l'ordre de 592 Hz. Ce gain résulte à la fois des caractéristiques mécaniques supérieures de l'acier et d'une conception axée sur la rigidité et la compacité, améliorant ainsi la bande passante utile pour des efforts dynamiques.

Dans l'ensemble, ces résultats montrent que la fréquence naturelle dépend étroitement de la configuration structurelle, du matériau utilisé et de l'intégration des capteurs, et que son optimisation est essentielle pour garantir la fiabilité de la mesure en milieu dynamique.

2.5.4 Plage de fonctionnement dynamique

La plage de fonctionnement dynamique correspond à l'intervalle de vitesses de rotation pour lequel le capteur de force peut fonctionner de manière stable, sans altération du signal ni perte de performance [3]. Elle est généralement définie par une vitesse maximale admissible, exprimée en tr/min. Pour éviter toute interférence vibratoire et garantir une mesure fiable des efforts de coupe, la fréquence propre du porte-outil doit largement dépasser la fréquence d'excitation générée par le passage des dents de l'outil [3], [22]. En pratique, la fréquence naturelle (fn) doit être au moins trois à quatre fois plus élevée que la fréquence de passage des dents (fe). Celle-ci dépendant du nombre de dents (Z) et de la vitesse de rotation en tour par min (n) [22] :

$$fn \geq 4fe \tag{1.2}$$

$$fe = \frac{n.Z}{60} \tag{1.3}$$

$$fn \geq 4.\frac{nZ}{60} \tag{1.4}$$

Ainsi, la performance des capteurs de forces reflète l'efficacité globale de leur conception. Une sensibilité élevée, une faible interférence, une fréquence naturelle élevée et une large plage dynamique sont les caractéristiques requises d'un capteur de force. Chaque technologie présente ses atouts selon l'application visée.

2.5.5 Architecture électronique

L'architecture électronique influence significativement la qualité des données utiles extraites des signaux après leur traitement. Elle intervient à plusieurs niveaux telles que la conversion, le filtrage l'amplification, le conditionnement et même la transmission du signal [40]. Chaque technologie de capteur, qu'il s'agisse de jauges de contrainte, de capteurs capacitifs, ou de fibres de Bragg, impose ses propres contraintes à l'électronique associée. Ces exigences influencent directement la qualité, la stabilité et la précision des mesures obtenues, faisant de l'électronique un maillon essentiel de la chaine de mesure [30].

Pour les jauges de contrainte, la chaîne de mesure typique commence par un pont de Wheatstone, qui convertit la très faible variation de résistance de la jauge en une tension différentielle. Les jauges métalliques qui fournissent des faibles tensions ont besoin d'un amplificateur. Par exemple, Zhang et al. [18] ont utilisés un amplificateur d'instrumentation à faible bruit pour rendre le signal exploitable. De même, Rizal et al. [27] ont utilisés un amplificateur de type MT23-STG. Par contre Qin et al. [23] avec des jauges semi-conducteurs ont utilisés juste un multimètre digital (8846A, FLUKE CORPORATION, Everett, WA, USA) sans amplificateur.

Pour les capteurs capacitifs, l'électronique doit gérer des variations de capacité extrêmement faibles, de l'ordre du picofarad. Xie et al. [22] ont développé un système où les déplacements des plaques capacitives sont convertis en signal électrique par un convertisseur capacité-tension (PCap01).

Pour les réseaux de Bragg (FBG), la chaîne de mesure est entièrement optique. Liu et al. [24] ont utilisé un système où une source lumineuse émet un spectre large qui traverse les FBG. Le signal réfléchi est ensuite analysé par un interrogateur optique, un appareil spécialisé qui mesure avec précision le décalage de la longueur d'onde de Bragg causé par la déformation mécanique. Cette approche offre une immunité totale aux interférences électromagnétiques, mais nécessite un équipement optique coûteux et encombrant.

2.5.6 Connectivité sans fil

La transmission des données depuis un capteur de forces vers une station de mesure fixe représente un défi majeur, rendant la connectivité sans fil indispensable. Plusieurs technologies sont utilisées, chacune avec ses propres compromis en termes de consommation, débit, portée et coût.

Pour les capteurs à jauges de contrainte, la transmission sans fil est souvent intégrée directement dans le porte-outil. Wu et al. [25] ont par exemple développé un système complet basé sur un module Wi-Fi (RAK433) et un microcontrôleur (C8051F206), privilégiant le débit élevé et la longue portée du Wi-Fi. Le module RAK433 supporte un débit jusqu'à 921600 bps, ce qui est suffisant pour la transmission de données brutes à haute fréquence. Le module ESP32, par exemple, est devenu un choix populaire pour les systèmes d'acquisition de données sans fil à faible coût, car il combine un microcontrôleur puissant avec des capacités Wi-Fi et Bluetooth [41]. Le Wi-Fi de l'ESP32 peut atteindre des débits de 150 Mbps, mais avec une consommation élevée, de l'ordre de 100 mA en réception et jusqu'à 240 mA en transmission [41]. Pour les applications où l'autonomie est critique, des puces comme la série nRF52 sont privilégiées pour leur très faible consommation d’énergie de l'ordre de 2 mA en moyenne lors d'un transfert de données, ce qui en fait une solution de choix pour les capteurs industriels sans fil [42].

En conclusion, le choix de la technologie de transmission sans fil est un compromis crucial. Le Wi-Fi, via des modules comme l'ESP32, offre un débit élevé de150 Mbps mais au prix d'une consommation de 100-240 mA, ce qui peut limiter l'autonomie. À l'inverse, le BLE garantit une excellente autonomie grâce à une consommation faible de 2 mA mais avec un débit limité à 2 Mbps. Le choix dépend donc de l'application : pour des mesures dynamiques nécessitant un flux de données important, le Wi-Fi est préférable, tandis que pour des applications de surveillance à long terme où l'autonomie est primordiale, le BLE est plus adapté. Pour les FBG, la connectivité sans fil se situe au niveau de l'interrogateur, offrant une flexibilité d'intégration dans des systèmes de surveillance plus larges.

2.6 Conclusion

Chaque composant du capteur contribue à sa performance globale. Le choix du matériau, la conception de la structure mécanique et la technologie de capteur embarquée forment un système interdépendant où chaque paramètre doit être optimisé.

Cependant, une analyse des solutions existantes met en lumière des compromis souvent difficiles à atteindre. Une sensibilité élevée se fait au détriment de la rigidité, les erreurs d'interférence restent significatives même dans des conceptions complexes, et la plupart des capteurs ont été conçus sans clairement spécifier leurs limitations et leurs plages de fonctionnement.

Face à ces constats, les futures pistes d'amélioration doivent s'orienter vers une approche de conception plus ciblée. Il devient essentiel de développer des structures de capteurs spécifiquement optimisées pour des applications précises, comme l'usinage de l'aluminium, afin d'atteindre un meilleur rapport rigidité-sensibilité adapté aux faibles efforts de coupe. De plus, une attention particulière doit être portée à l'optimisation géométrique pour réduire l'erreur d'interférence, un prérequis pour garantir la fiabilité des mesures multiaxiales. C'est en optimisant la synergie entre la structure mécanique et l'électronique de mesure pour un besoin précis que l'on pourra réaliser des capteurs à la fois fidèles, précis, fiables et économiques.

CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE DE RECHERCHE

3.1 Approche générale

Afin d'atteindre les objectifs de ce projet, une méthodologie intégrant des approches expérimentales, analytiques et numériques a été mise en œuvre.

- Phase 1 : Détermination des forces admissibles : Les résultats de tests de fraisage en bout réalisés à l'aide d'un dynamomètre classique de type Kistler 9443 ont été analysés. A partir de ces résultats, un modèle de forces mécanistique a été établi permettant de définir les forces de coupes admissibles pour le capteur.
- Phase 2 : Conception et optimisation de la structure : Une analyse par la méthode des éléments finis a été menée dans le but d'optimiser la conception de la structure du capteur (géométrie, dimensions, rigidité) avec comme conditions aux limites les résultats des forces de coupe admissibles.
- Phase 3 : Caractérisation des jauges et instrumentations : L'architecture électronique du capteur, incluant la configuration des jauges a été élaborée. Un modèle analytique a permis de déterminer la sensibilité et l'erreur d'interférence pour la structure et l'architecture électroniques identifiées.
- Phase 4 : Validation expérimentale : Deux prototypes partiels, de l'élément sensible du porte-outil, ont été fabriqués afin de valider expérimentalement l'application des jauges. Des essais de calibration avec les prototypes ont permis de mesurer la sensibilité et l'interférence croisée.

3.2 Forces de coupe admissibles

Avant de développer le capteur, il a été essentiel de définir la plage de forces de coupes admissibles que le capteur peut supporter. Pour ce faire, des tests de fraisage ont été réalisé sur l'alliage d'aluminium haute résistance 7175-T74 avec une fraise en bout monobloc. Un dynamomètre piézoélectrique de type Kistler 9443 a été utilisé pour mesurer les forces de coupe en temps réel selon les trois directions (Fx, Fy, Fz). Le plan d'expérience consiste à réaliser six passes d'usinage en faisant varier l'avance tout en gardant les autres paramètres (vitesse de coupe, immersion axial) constants. Les données brutes ainsi collectées ont ensuite été traitées avec le logiciel MATLAB

pour filtrer le bruit et extraire les valeurs de forces moyennes. Ces dernières ont permis de calibrer un modèle de forces mécanistique. A l'aide des recommandations fournies par le fabricant de l'outil de coupe, Kennametal et le modèle mécanistique il a été possible de calculer les efforts de coupe admissibles représentatifs que le capteur pourrait rencontrer dans le cas de l'usinage des alliages d'aluminium haute résistance. Les valeurs obtenues ont servi comme conditions aux limites pour l'optimisation de la structure mécanique du capteur. Cela garantira la rigidité requise du capteur pour résister aux conditions les plus extrêmes sans se déformer de manière permanente.

3.3 Conception et optimisation de la structure mécanique du capteur

En se basent sur une étude ultérieure [23], il a été décidé de choisir le structure sensible du capteur en forme d'octogone. La théorie des anneaux circulaires minces a permis de calculer analytiquement la déformation et les contraintes dans les zones les plus sensibles. Ces calculs ont été essentiels pour définir l'emplacement idéal des jauges de déformation afin de maximiser la sensibilité tout en annulant les interférences entre les axes. Puis, la méthode des éléments finis a été utilisé pour modéliser la structure et faire des simulations numériques a l'aide du logiciel LS-DYNA. Les simulations ont permis de confirmer les résultats analytiques, d'optimiser les dimensions finales de la structure et de calculer un facteur de corrélation, qui relie les déformations de la structure élémentaire en forme d'octogone à celles du capteur avec sa forme finale (complète).

3.4 Caractéristiques des jauges de contrainte et méthode d'instrumentation

Afin de garantir une grande sensibilité aux déformations, le capteur proposé a été équipé de seize (16) jauges de contrainte de type BF350-3AA. Un circuit électronique basé sur le module amplificateur HX711 a été utilisé pour lire les très faibles variations de résistance de ces jauges. Le système est piloté par un microcontrôleur Arduino Uno qui a pour rôle de discrétiser le signal et de l'envoyer à un ordinateur. Un pont de Wheatstone complet a été conçu avec les seize jauges en quatre ponts indépendants, chaque pont étant dédié à une seule mesure (Fx ou Fy ou Fz ou Torsion). Le but est d'amplifier le signal tout en réduisant les perturbations, notamment celles dues aux variations de température, ce qui garantit une mesure le plus fidèle, précise et fiable.

3.5 Validation expérimentale du prototype du capteur

La dernière étape a été de vérifier que le prototype fonctionnait comme prévu. Pour cela, nous avons utilisé une technique de calibration statique. Un banc de calibration a été conçu à l'aide d'un système de poulies et de masses. Le banc a permis d'appliquer des forces connues et précises sur le capteur, dans chaque direction de mesure. En appliquant des charges croissantes et en enregistrant à chaque fois la tension de sortie du capteur, nous avons pu tracer la courbe de réponse du capteur. Cette courbe a permis de mesurer expérimentalement la sensibilité et de la comparer à la sensibilité prédite par les calculs analytiques et numériques.

CHAPITRE 4 DÉTERMINATION DES FORCES DE COUPE ADMISSIBLES DU CAPTEUR

4.1 Introduction

Avant d'entamer la phase de conception de la structure du capteur, il est important de déterminer les forces de coupe admissibles que celui-ci peut supporter en toute sécurité. L'approche proposée pour déterminer ces forces se base sur un modèle mécanistique. Ce modèle s'appuie sur la physique de la formation du copeau pour prédire les efforts de coupe en fonction des paramètres de l'usinage (vitesse, avance, profondeur de passe) et de la géométrie de l'outil. Il permet également d'optimiser les paramètres de coupe en vue de d'éviter les vibrations ou encore de fournir des données d'entrée fiables pour la conception d'équipements, comme c'est le cas pour notre porte-outil dynamométrique. Le modèle mécanistique nécessite la calibration des coefficients de coupe qui sont des caractéristiques du matériau usiné et de l'outil de coupe [16]. Selon Altintas [16] ces coefficients peuvent être déterminer à partir des forces de coupe moyennes mesurées lors de tests de rainurage. Le rainurage est une configuration d'usinage en fraisage qui permet de simplifier les équations du modèle et le processus de calibration des coefficients de coupe.

4.2 Modèle de forces de coupe mécanistique

Dans ce mémoire, le modèle mécanistique adopté est celui d'Altintas [16]. Ce modèle définit les relations entre les valeurs moyennes des forces de coupes moyennes dans les trois directions (X, Y, Z) et les coefficients de coupe comme suit :

$$F_x = \left\{\frac{N.a_p.f_z}{8\pi}[K_{tc}\cos(2\varphi) - K_{rc}(2\varphi - \sin(2\varphi))] + \left(\frac{N_a}{2\pi}\right)[-K_{te}\sin(\varphi) + K_{re}\cos(\varphi)\}\right\}_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (4.1)$$

$$= \left\{\frac{N.a_p.f_z}{8\pi}[K_{tc}(2\varphi - \sin(2\varphi)) + K_{rc}\cos(2\varphi)] - \left(\frac{N_a}{2\pi}\right)[K_{te}\cos(\varphi) + K_{re}\sin(\varphi)\}\right\}_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (4.2)$$

$$F_z = \left\{\frac{N.a_p}{2\pi}[-K_{ac}.f_z\cos(\varphi) + K_{ae}\varphi]\right\}_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (4.3)$$

Où N est le nombre de dents, ap la profondeur de passe, fz l'avance par tour et φ l'angle d'immersion.

Afin de simplifier l'identification des coefficients de coupe, Altintas [16] proposait une configuration de fraisage de type rainurage ($\varphi_{st} = 0, \varphi_{ex} = \pi$). Dans ce cas, les équations 4.1, 4.2 et 4.3 sont réduites comme suit :

$$Fx = -\frac{N.ap}{4} K_{rc}.f_z - \frac{N.ap}{\pi} K_{re} \tag{4.4}$$

$$Fy = \frac{N.ap}{4} K_{tc}.f_z + \frac{N.ap}{\pi} K_{te} \tag{4.5}$$

$$Fz = \frac{N.ap}{\pi} K_{ac}.f_z + \frac{N.ap}{2} K_{ae} \tag{4.6}$$

Il s'agit d'un système de 3 équations linéaires reliant les forces moyennes Fx, Fy et Fz et l'avance f_z. Les six inconnues de ce système sont les coefficients de coupe K_{rc}, K_{tc}, K_{ac}, K_{re}, K_{te} et K_{ae}. Ces coefficients sont determinés en faisant varier progressivement l'avance durant des opérations de rainurage, tout en gardant les autres paramètres d'usinage constants (vitesse de coupe Vc, vitesse de rotation N et profondeur axial de coupe ap) en connaissant les valeurs des forces pour chaque condition.

Pour ce faire, des essais de rainurage à avance variable ont été effectués sur l'alliage d'aluminium haute résistance 7175-T74 à l'aide d'une fraise en bout monobloc en carbure de type AADE0500J3BRC du fabricant Kennametal [43] (figure 4.1). Les caractéristiques géométriques de cet outil sont présentées dans le tableau 4.1. Un dynamomètre de type Kistler 9443 avec une sensibilité de 3.7 pC/N pour Fz et 8 pC/N pour Fx et Fy a été utilisé pour la mesure des forces. Le plan de tests (tableau 4.2) se compose de six opérations de rainurage, chacune avec une avance différente. Six niveaux d'avance ont été sélectionnés afin de disposer d'un nombre suffisant de points de mesure pour permettre la calibration des coefficients du modèle mécanistique par régression linéaire.

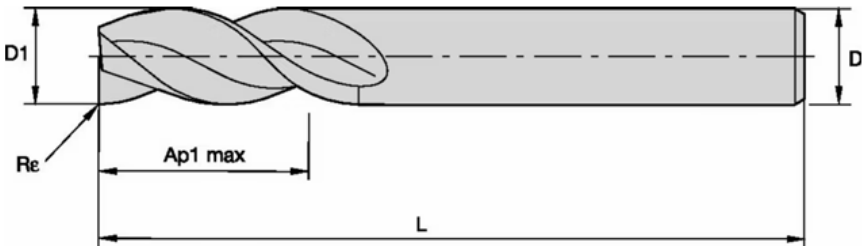


Figure 4.1 Fraise en bout monobloc de type AADE0500J3BRC (Kennametal)

Tableau 4.1 Caractéristiques de la fraise en bout monobloc de type AADE0500J3BRC

Rayon d'arête (Re)	1.524 mm
Nombre de dents (Z)	3
Diamètre effectif de coupe (D1)	12.7 mm
Diamètre de queue (D)	12.7 mm
Profondeur de coupe maximale (AP1MAX)	31.75 mm
Longueur de l'outil (L)	76.2 mm

Tableau 4.2 Plan de tests de rainurage

Opération #	Vitesse de coupe, Vc (m/min)	Vitesse de la broche, N (tour/min)	Profondeur axiale de coupe, ap (mm)	Avance, fz (mm/dent/tour)
1	150	3761	3	0.02
2	150	3761	3	0.05
3	150	3761	3	0.08
4	150	3761	3	0.11
5	150	3761	3	0.14
6	150	3761	3	0.17

4.3 Résultats des tests de rainurage

Les signaux bruts des forces de coupe (Fx, Fy et Fz) enregistrés lors des six opérations de rainurage sont présentés aux figures 4.2-4.7. Ces signaux ont été traités sur MATLAB pour éliminer l'offset initial. La moyenne des forces mesurées avant l'entrée de l'outil dans la pièce a été calculée puis soustraite de l'ensemble du signal. On peut d'ailleurs observer sur ces figures qu'avant le contact de l'outil avec la matière, les forces sont bien nulles, ce qui confirme l'efficacité de cette correction.

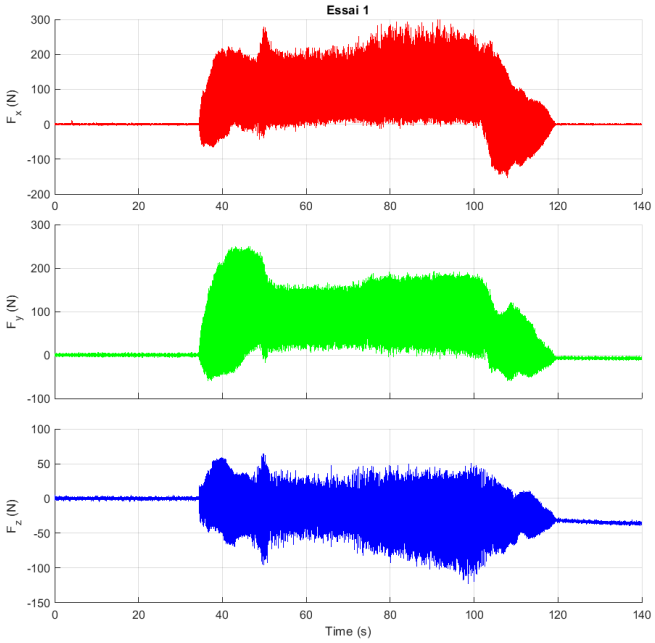


Figure 4.2 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.02 mm/dent

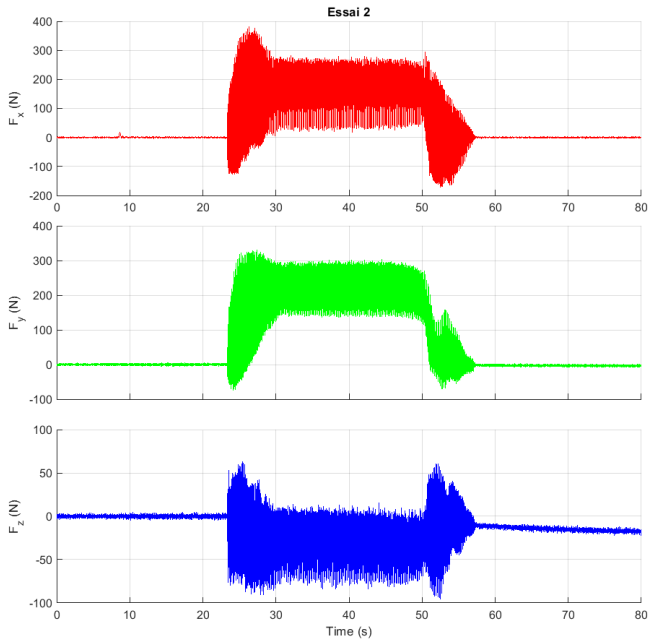


Figure 4.3 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.05 mm/dent

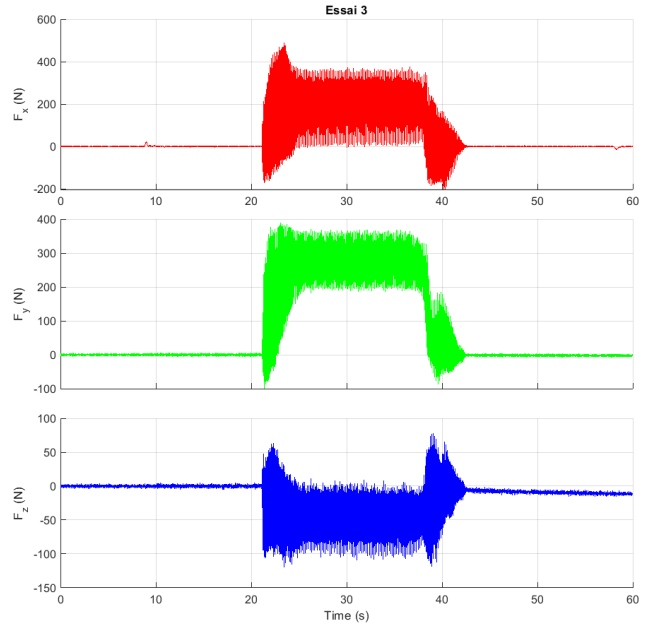


Figure 4.4 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.08 mm/dent

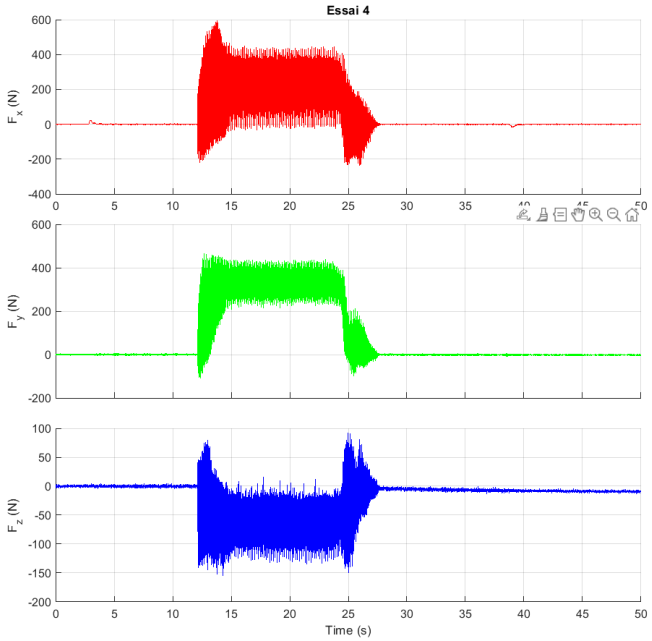


Figure 4.5 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.11 mm/dent

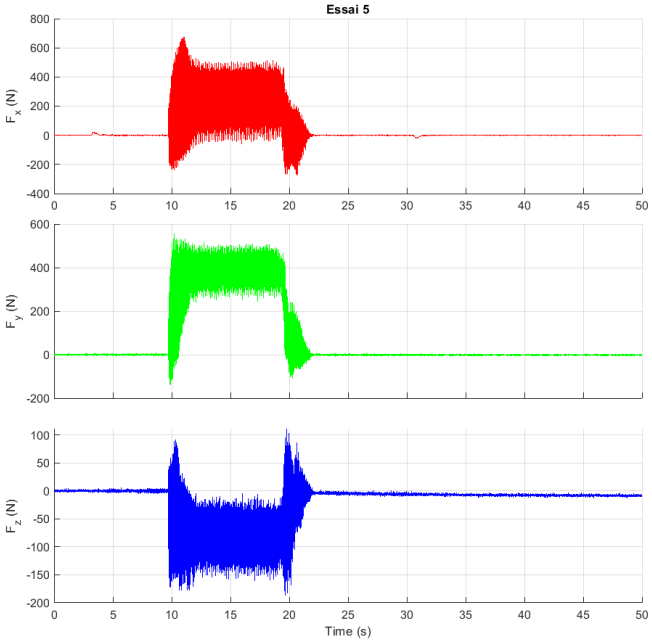


Figure 4.6 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.14 mm/dent

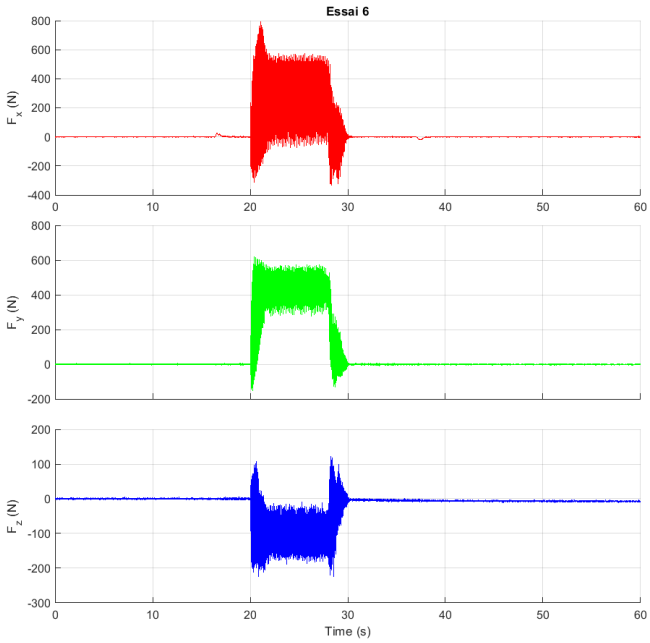


Figure 4.7 Signaux des forces Fx, Fy, et Fz à fz = 0.17 mm/dent

L'ensemble des figures 4.2 à 4.7 illustre clairement l'influence de l'avance par dent (fz) sur les efforts de coupe. Les résultats montrent que l'augmentation de l'avance par dent entraîne une augmentation proportionnelle de l'amplitude des forces de coupe dans les trois directions (Fx, Fy et Fz).

A partir de ces signaux, la valeur moyenne de chaque composante de force est obtenue en divisant la force total enregistrée durant un tour complet de l'outil par le nombre de dents de l'outil (Z = 3) [16]. Pour se faire, il a fallu, pour chaque signal identifier les instants du début (t0) et de la fin (t1) d'une période d'usinage (un tour complet de l'outil). Les valeurs moyennes des forces par dent entre les instants t0 et t1 (tableau 4.3) ont été obtenue à l'aide d'un traitement de donnée sur Matlab.

Tableau 4.3 Forces moyennes Fx, Fy et Fz.

Essai	Avance	Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	t0 (s)	t1 (s)
1	0.02	32.7	35.1	-6.1	65	95
2	0.05	56.1	72.2	-8.6	30	50
3	0.08	66.1	88.9	-14	28	38
4	0.11	75.2	107.6	-20.6	16	23
5	0.14	83.1	126.3	-28.0	13	18
6	0.17	90	143	-35.2	22	27

4.4 Calibration du modèle de forces mécanistique

Afin de déterminer les coefficients de coupe (K_{rc}, K_{tc}, K_{ac}, K_{re}, K_{te} et K_{ae}) (équations 4.4 - 4.6), les valeurs moyennes des forces sont tracées en fonction de l'avance fz (figure 4.9). Une régression linéaire est appliquée sur les données de chaque composante de la force. Les droites de régression ainsi tracées et les valeurs des coefficients de corrélation (R^2) correspondants témoignent d'une linéarité satisfaisante des forces de coupe en fonction de l'avance. Les équations de chaque droite sont décrites par les relations suivantes :

$$F_x = 358.49 f_z + 33.157 \tag{4.7}$$

$$F_y = 686.27 f_z + 30.34 \tag{4.8}$$

$$F_z = -200.49 f_z + 0.252 \tag{4.9}$$

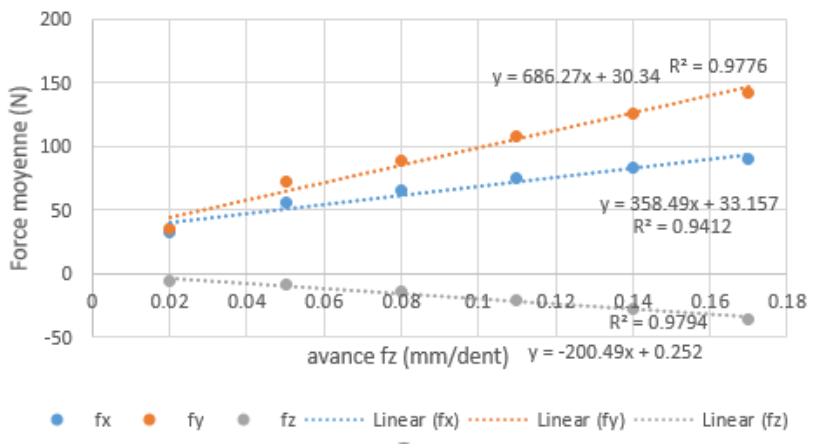


Figure 4.8 Variation des forces moyennes en fonction de l'avance fz

A l'aide des ordonnées à l'origine et les coefficients de linéarité obtenus expérimentalement (équations 4.7-4.9) ainsi que le modèle de force d'Altintas (équations 4.4- 4.6), Les coefficients de coupe ont pu être identifiés comme suit :

$$-\frac{3 \times 3}{4} K_{rc} = 358.49 => Krc = -159.328\ Mpa \tag{4.10}$$

$$-\frac{3 \times 3}{\pi} Kre = 33.157 => Kre = -11.573\ Mpa \tag{4.11}$$

$$\frac{3 \times 3}{4} Ktc = 686.27 => Ktc = 305.008\ Mpa \tag{4.12}$$

$$\frac{3 \times 3}{\pi} Kte = 30.34 => Kte = 10.59\ Mpa \tag{4.13}$$

$$\frac{3 \times 3}{\pi} Kac = -200.49 => Kac = -69.984\ Mpa \tag{4.14}$$

$$\frac{3 \times 3}{2} Kae = 0.252 => Kae = 0.056\ Mpa \tag{4.15}$$

4.5 Détermination des forces de coupe admissibles

Les forces de coupe admissibles sont les forces maximales que l'outil de coupe peut supporter lors de l'usinage d'un alliage d'aluminium haute résistance. D'après les recommandations du fabricant d'outils de coupe Kennametal [43] (tableau 4.4) , l'outil typique choisis pour ce projet est capable

de supporter des profondeurs de coupe maximale allant jusqu'à son diamètre, soit 12.7 mm et une avance maximale de 0.0045po/dent, ce qui correspond à 0.1143 mm/dent.

Avec ces paramètres de coupe extrêmes et à l'aide des équations 4.7 – 4.9, les forces moyennes maximales que l'outil de coupe peut supporter sont calculées dans les équations 4.16 – 4.18 comme suit :

$$Fx_{max} = \frac{3 \times 12.7}{4} \times 305.008 \times 0.1143 + \frac{3 \times 12.7}{\pi} \times 11.573 \ = 472.4\ N \tag{4.16}$$

$$Fy_{max} = \frac{3 \times 12.7}{4} \times 159.328 \times 0.1143 + \frac{3 \times 12.7}{\pi} \times 10.59 = 301.9\ N \tag{4.17}$$

$$Fz_{max} = -\frac{3 \times 12.7}{\pi} \times 69.984 \times 0.1143 + \frac{3 \times 12.7}{2} \times 0.056 = -95.9\ N \tag{4.18}$$

Ces forces maximales seront utilisées comme des valeurs limites pour optimiser la structure du capteur.

Tableau 4.4 Paramètres de coupe recommandés par le fabricant pour la fraise en carbure monobloc de type AADE0500J3BRC [43].

Material group															
		Side Miling (A) and Slotting (B)			K600		Recommended feed per tooth (IPT = inch/th) for side miling (A). For slotting (B), reduce IPT by 20 %								
		A		B	Cutting Speed– vc SFM		D1 - Diameter								
							frac.	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	1
		ap	ae	ap	min	max	dec.	.1875	.2500	.3125	.3750	.5000	.6250	.7500	1.0000
N	1	1.5 x D	0.5 x D	1.0 x D	1640	6560	IPT	.0017	.0023	.0028	.0034	.0045	.0056	.0068	.0090
	2	1.5 x D	0.5 x D	1.0 x D	1640	4920	IPT	.0014	.0018	.0023	.0027	.0036	.0045	.0054	.0072
	3	1.5 x D	0.5 x D	1.0 x D	1640	4920	IPT	.0012	.0016	.0020	.0024	.0032	.0039	.0047	.0063
	4	1.5 x D	0.5 x D	1.0 x D	1310	2460	IPT	.0012	.0016	.0020	.0024	.0032	.0039	.0047	.0063
	5	1.5 x D	0.5 x D	1.0 x D	820	3280	IPT	.0015	.0020	.0025	.0030	.0041	.0051	.0061	.0081

CHAPITRE 5 CONCEPTION ET OPTIMISATION DE LA STRUCTURE DU CAPTEUR ET ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS

5.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'analyse d'un modèle de structure d'un capteur existant [23] avec comme but principal de le rendre facilement fabricable par des procédés d'usinage conventionnels. De plus, il faudrait que le nouveau modèle permette des déformations dans la plage de mesure des jauges de contrainte et sans induire une perte significative de la rigidité de la structure.

5.2 Étude de faisabilité d'un capteur existant

La conception proposée s'inspire des travaux de Qin et *al.* [23], qui ont développé un capteur pour la surveillance du fraisage basé sur une structure en forme de lanterne (Figure 5.1). Cette géométrie, qui s'apparente à une double structure octogonale symétrique, a été proposée pour la mesure simultanée de la force axiale (Fz) et du couple (Txy).

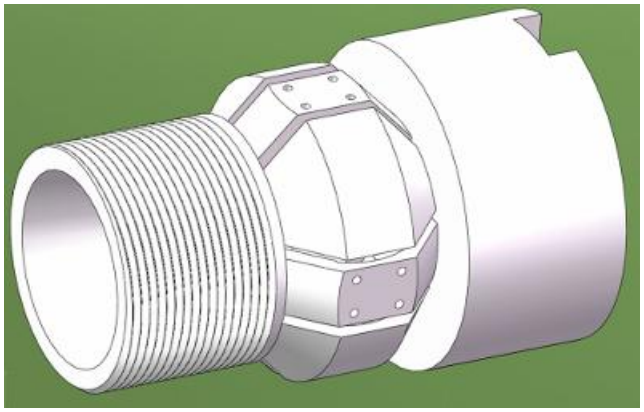


Figure 5.1 Modele 3D de la structure du capteur proposée par Qin et al. [23].

Le présent mémoire vise à modifier cette structure pour être capable de mesurer, non seulement la force axiale (Fz) et le couple (Txy), mais également les forces radiales (Fx et Fy).

5.3 Théorie des anneaux circulaires appliquée à la structure octogonale

La structure élémentaire du modèle du capteur en forme de lanterne peut être modélisé par une forme octogonale (figure 5.2). La théorie des anneaux circulaire minces, initialement développée pour les géométries parfaitement circulaires, peut être étendue aux cas des structures polygonales régulières comme les anneaux octogonaux à condition que la structure reste globalement mince [8] [44]. Cette approximation est justifiée par le fait qu'un polygone régulier avec un grand nombre de côtés tend à se comporter comme un cercle [45].

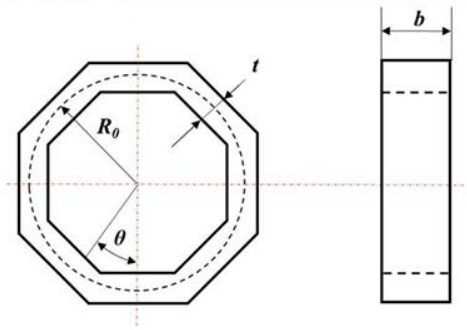


Figure 5.2 Paramètres géométrique d'un anneau octogonal [8].

La théorie des anneaux circulaires minces permet de modéliser le comportement mécanique des structures annulaires soumises à des charges radiales ou tangentielles. Cette théorie est applicable lorsque le rapport d'épaisseur t/R0 est inférieur ou égal à un cinquième [8] (figure 5.3). Sous cette condition, les équations 5.1 – 5.3, de la flexion annulaire, permettent d'estimer la distribution des contraintes normales et tangentielles à la surface de l'anneau [46].

$$\sigma Fy = \frac{3Fy.R0.\cos\theta}{bt^2} \tag{5.1}$$

$$\sigma Fz = \frac{6Fz.R0}{bt^2}\left(\frac{1}{2}\sin\theta - \frac{1}{\pi}\right) \tag{5.2}$$

$$\sigma_{Mz} = \frac{6MzR0sin\theta}{bt^3} \tag{5.3}$$

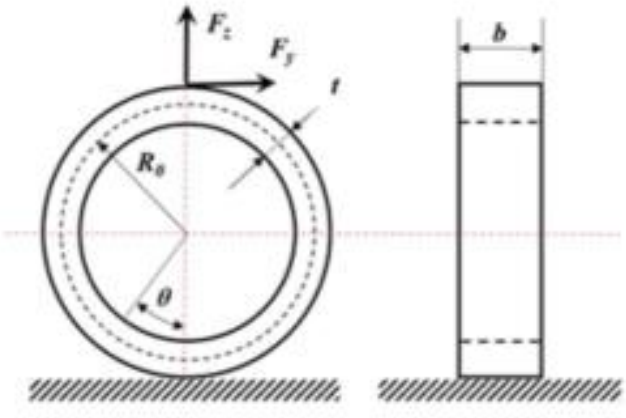


Figure 5.3 Représentation d'un anneau circulaire[8].

5.4 Contraintes géométriques de la nouvelle conception

Le nouveau modèle de la structure du capteur devrait respecter certaines contraintes reliées aux hypothèses de la théorie des anneaux et aussi à la fabrication. La théorie des anneaux circulaires minces n'est valide que pour des rapport d'épaisseur $\frac{t}{R0} < \frac{1}{5}$ [8]. De plus, pour pouvoir usiner l'intérieur de la structure avec des outils de coupe standards, la profondeur intérieure p ne devrait pas dépasser 4 mm (figure 4). D'où, les dimensions de la nouvelle structure sont gouvernées par les contraintes suivantes :

$$\frac{t}{R0} \leq \frac{1}{5} \tag{5.4}$$

$$R0 \leq t + 15.784 \tag{5.5}$$

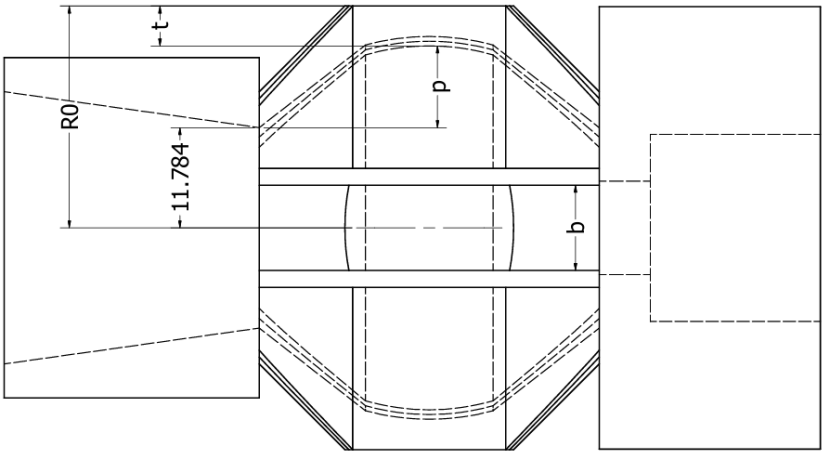


Figure 5.4 Paramètres géométrique de la structure du capteur

A partir des équations 5.4 et 5.5, il a été possible d'identifier, analytiquement, la zone des paramètres géométriques admissibles (figure 5.5). Les valeurs de R0 et t doivent être choisies de manière à se situer à l'intérieur de la zone admissible, afin de garantir la conformité aux contraintes géométriques du nouveau modèle.

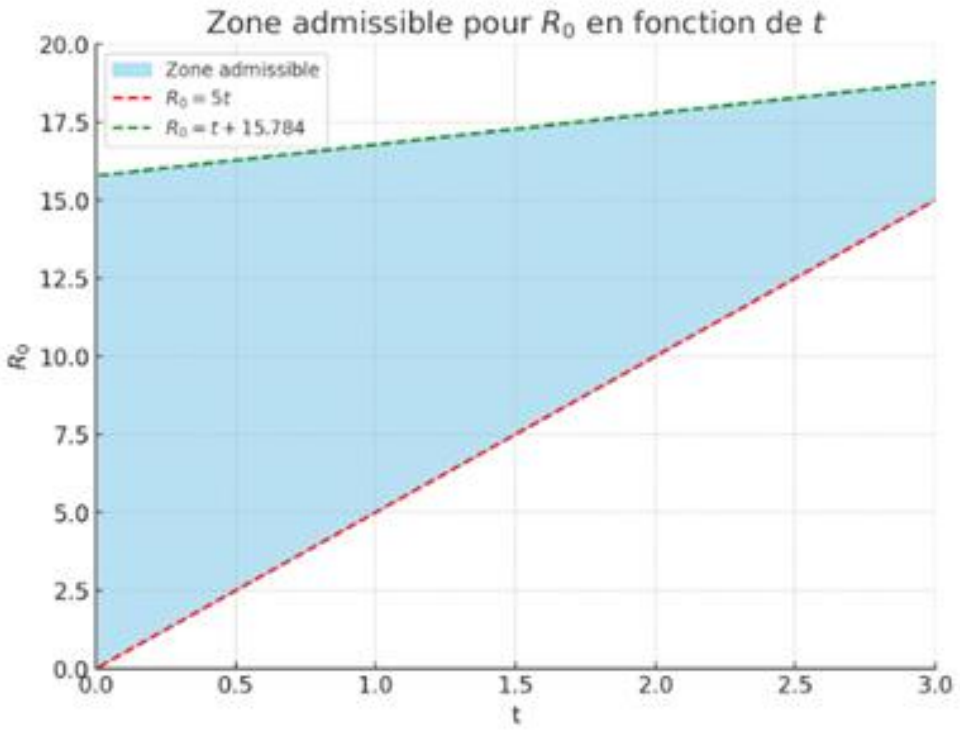


Figure 5.5 Graphe représentant la zone admissible de R0 selon t.

5.5 Choix du matériau

Le choix du matériau constitue une étape importante dans la conception de la structure du capteur. L'acier H13, largement utilisé pour les moules et outils de travail à chaud, présente un module de Young de E=210 Gpa et un coefficient de poisson v=0.3 [47]. Ce module de Young se situe dans la gamme haute des aciers typiquement utilisés pour ce type d'application, qui incluent l'acier 40Cr (E = 210 GPa), l'acier inoxydable AISI 630 (E = 200 GPa) et l'acier 40CrNiMoA (E = 210 GPa). Celui-ci doit à la fois conserver une stabilité structurelle et permettre une sensibilité suffisante aux déformations induites par les efforts de coupe. De plus, sa limite d'élasticité élevée et sa bonne ténacité permettent de supporter les sollicitations cycliques engendrées par le fraisage.

5.6 Optimisation de la structure par la méthode des éléments finis

Le recours à l'analyse par éléments finis (FEA) est indispensable pour finaliser la conception du capteur. Le modèle FEA servira comme un outil de simulation de différente configurations géométriques de la structure selon un plan d'expérience bien défini. Cela permettra d'identifier le meilleur compromis entre la sensibilité, la rigidité et la faisabilité de l'usinage. Par la suite, la

simulation sera utilisée pour établir un facteur de corrélation entre le modèle élémentaire de l'anneau octogonal et le modèle 3D complet. Enfin, l'analyse visait également à identifier les zones de compression et d'élongation dans la structure et les distributions de contraintes correspondantes. Cette cartographie des contraintes est essentielle pour comprendre et calculer l'interférence croisée.

5.6.1 Modèle géométrique complet

Afin d'augmenter la sensibilité de mesure et de capter simultanément les composantes de force selon les directions x, y, et z et le moment, le porte-outil proposé intègre deux anneaux octogonaux croisés.

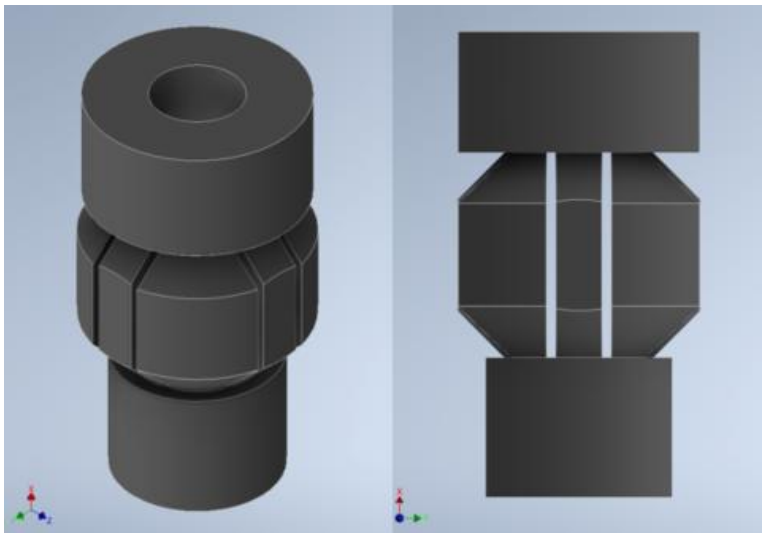


Figure 5.6 Modèle d'assemblage du porte-outil.

5.6.2 Modèle éléments finis

Modèle Géométrique et Matériaux : Nous avons pris en considération les plans de symétrie pour réduire les temps de calcul. Le matériau utilisé est l'acier H13, ses propriétés mécaniques sont :

- Module de Young : 210 Gpa
- Coefficient de poisson :0.3
- Densité : 7800 kg/m^3

Maillage : Le modèle a été maillé avec 1075 éléments hexaédriques et de 1800 neuds.

Conditions aux Limites et Chargement : Pour l'octogone la base de la structure a été encastrée (figure 6.2) et des conditions de symétrie ont été appliquées, pour le porte-outil (figure 5.9). Une

force quasi-statique de 176.58 N a été appliquée sur l'octagone dans les 3 directions X, Y et Z, et un moment Mz de 450 N/mm pour simuler l'effort de coupe (figure 5.7). Pour le porte-outil les forces maximale (chapitre 4) ont été appliquées dans chaque cas séparément (figure 5.10).

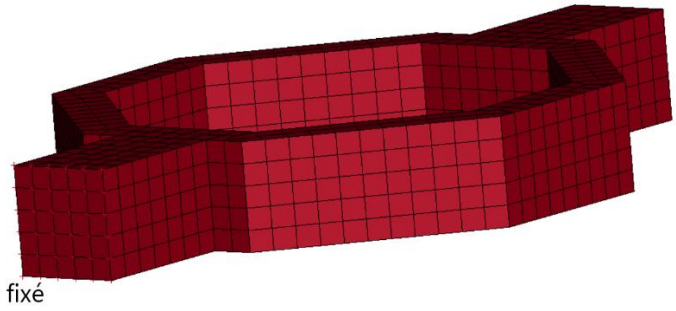


Figure 5.7 Illustration de la condition au limite appliquée à l'octogone instrumenté

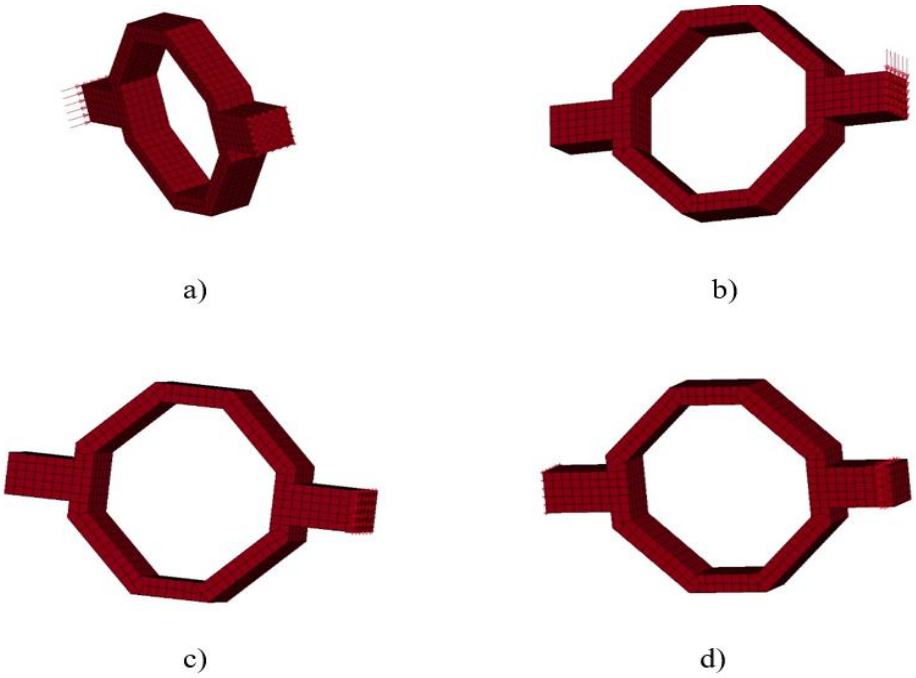


Figure 5.8 Représentation des différentes chargements sur l'octogone. a) en X b) en Y c) en Z et d) le moment Mz

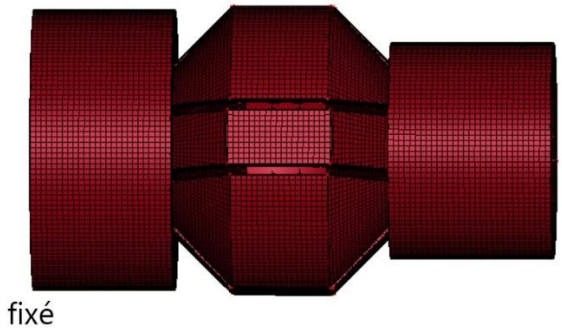


Figure 5.9 Illustration de la condition au limite appliquée au porte-outil.

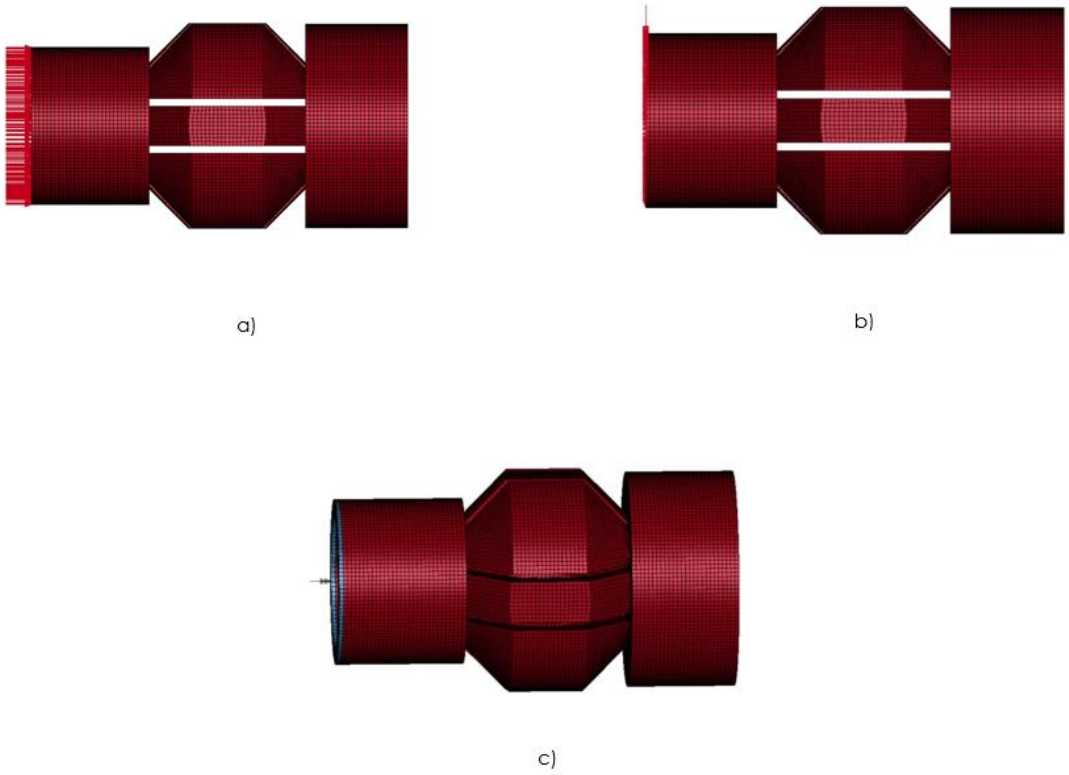


Figure 5.10 Représentation des différentes chargements sur le porte-outil. a) en Z b) en Y et X c) le moment Mz

5.6.3 Résultats

Les analyses par éléments finis ont permis de visualiser la distribution des contraintes dans le porte-outil. Les figures 5.11-5.13 présentent ces résultats pour chaque composante de force (Fx, Fy, Fz) et le moment de torsion (T), illustrant les zones de concentration de contrainte.

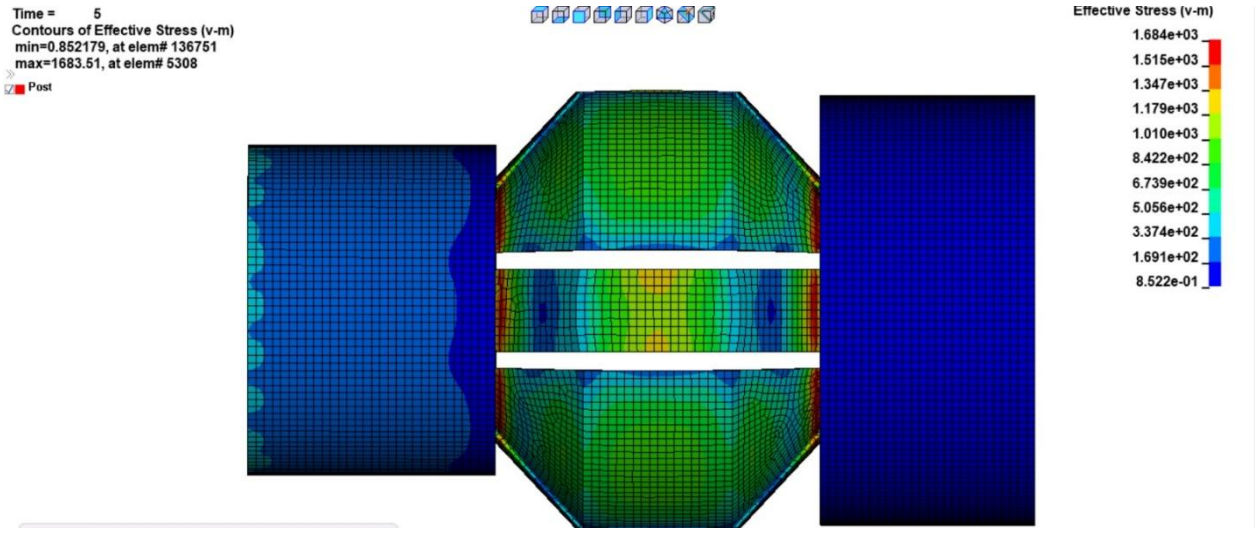


Figure 5.11 Distribution des contraintes sous la Force Fz

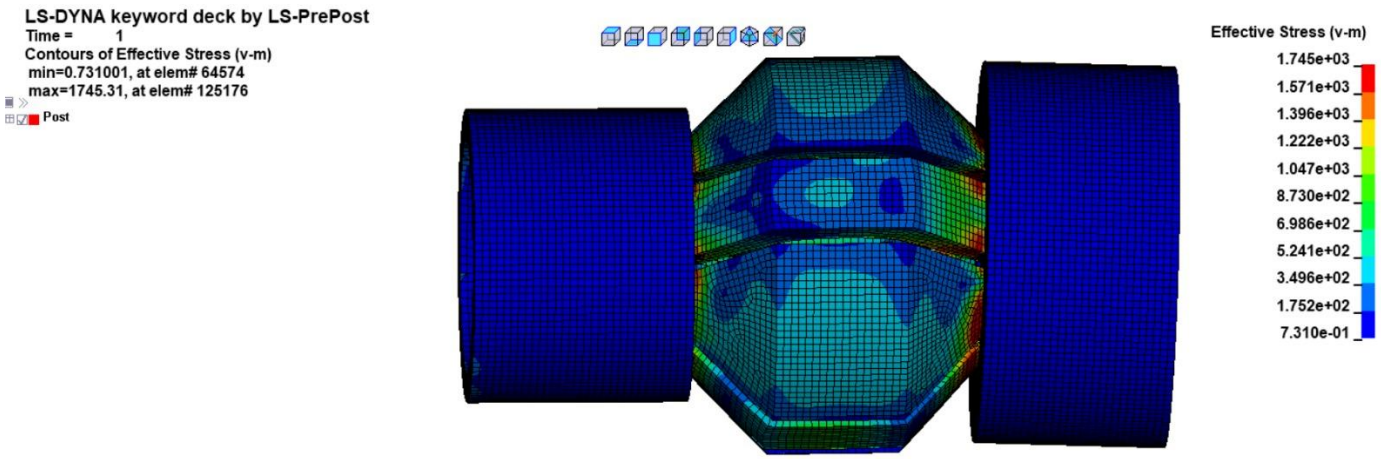


Figure 5.12 Distribution des contraintes sous la force Fy et Fx

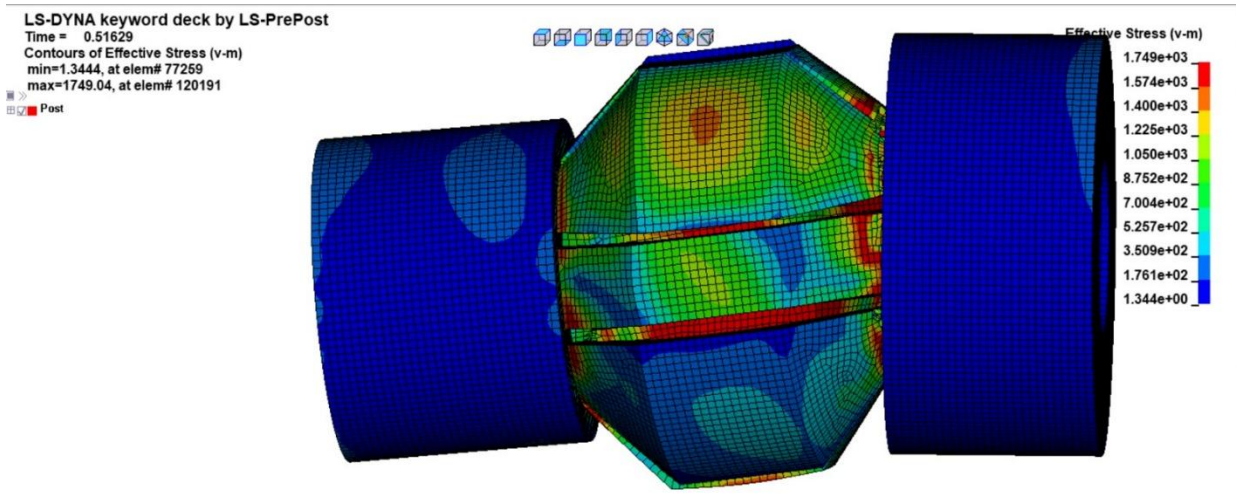


Figure 5.13 Distribution des contraintes sous le moment Mz

5.7 Optimisation des dimensions via un plan d'expérience numérique

Plusieurs simulations ont été lancées en faisant varier des dimensions clés de la structure. Un plan d'expérience été mis en place afin d'optimiser les dimensions du porte-outil pour un équilibre entre

la rigidité et la déformation, tout en garantissant que cette dernière reste dans la plage de mesure des jauges de contrainte. Les 3 facteurs étudiés sont le rayon R0, l'épaisseur t et la longueur L. pour chacun de ces facteurs, plusieurs niveaux ont été choisis de manière à couvrir un domaine réaliste défini par les contraintes théoriques, telles que la condition t/R0 inférieur à un cinquième, ainsi que par les contraintes de fabrication comme l'offset intérieur minimal de 4 mm.

Les simulations ont été réalisées en appliquant les forces maximales calculées précédemment (Chapitre 4), de manière à évaluer le comportement du système dans les conditions de chargement les plus critiques. Le tableau 5.1 présente les valeurs de déformation dans les parties supérieurs, inférieures et médianes de la structure (figure 5.14).

Tableau 5.1 Déformations dans les trois zones pour différentes configurations du porte-outil.

			partie supérieure							
	length,R0	18,23	18,25	18,27	20,23	20,25	20,27	22,23	22,25	22,27
thickness										
3		0.00197	0.00377	0.00619	0.00225	0.00384	0.00617	0.00237	0.00353	0.0072
4.5		0.00164	0.00285	0.00473	0.00185	0.00294	0.0046	0.0019	0.00283	0.00563
6		0.00128	0.00226	0.00373	0.00149	0.000233	0.0037	0.00167	0.00241	0.0044
			partie médiane							
	length,R0	18,23	18,25	18,27	20,23	20,25	20,27	22,23	22,25	22,27
thickness										
3		0.0111	0.01541	0.01857	0.01243	0.02006	0.0291	0.01433	0.02078	0.0321
4.5		0.00384	0.00578	0.00608	0.00869	0.01309	0.0195	0.0096	0.0142	0.0219
6		0.00264	0.00461	0.00502	0.00644	0.00969	0.01439	0.00742	0.01089	0.01627
			partie inférieure							
	length,R0	18,23	18,25	18,27	20,23	20,25	20,27	22,23	22,25	22,27
thickness										
3		0.01822	0.02902	0.04173	0.02038	0.0324	0.04636	0.02365	0.03398	0.0514
4.5		0.01319	0.01886	0.02893	0.01468	0.02152	0.03209	0.01654	0.02354	0.03552
6		0.00983	0.01412	0.02155	0.01115	0.0163	0.02398	0.01277	0.01834	0.02695

mm

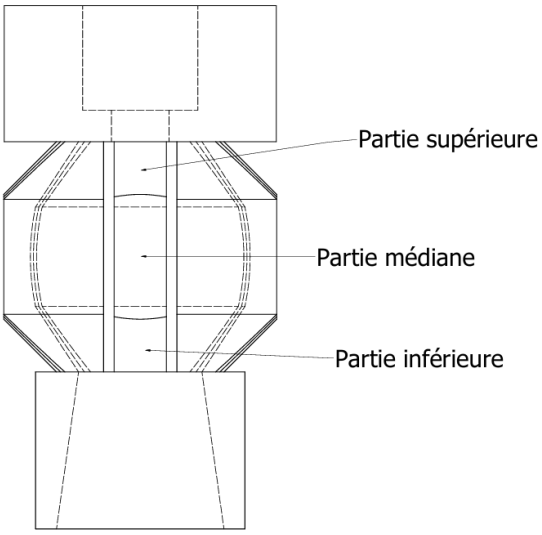


Figure 5.14 Division du porte-outil en trois sections principales.

Le choix de la meilleure configuration repose aussi sur le type de la jauge de contrainte utilisée. Dans le cadre de ce projet, la jauge a une limite de déformation de 2000 µm. La relation entre déformation et la variation de la longueur de la jauge est comme suit [48].

$$\varepsilon = \frac{\Delta_L}{L0} \tag{5.6}$$

$$\Delta_L = 2000 \times 10^{-6} \times 3mm = 0.006\ mm \tag{5.7}$$

Les valeurs de déplacement dans le porte-outil ne doivent pas, donc, dépasser 0.006 mm. Alors d'après l'analyse par éléments finis (tableau 5.1), la meilleure configuration du capteur aurait une épaisseur de 4.5 mm, une longueur de 18 mm et un rayon de 27 mm.

D'après Layegh et al.[49], la déflection admissible de l'outil de fraise ne devrait pas dépasser 0.1 mm. Ainsi, la déflexion de 0,006 mm observés dans le porte-outil est largement en dessous de 0.1 mm et peut être considérée comme acceptable et sans impact significatif sur l'integrité de l'outil de coupe.

5.8 Calcul du facteur de corrélation

Dans le but d'établir une relation entre l'anneau octogonal et le porte-outil, une série d'analyse par éléments finis a été effectuées. Ces simulations visent à déterminer un facteur de corrélation permettant de relier les sensibilités du porte-outil complet à celles de l'octogone. Ces simulations ont permis d'évaluer la réponse en déformation des deux structures sous différentes charges appliquées. Le facteur de corrélation a été définie comme le rapport des déformations :

$$k = \frac{\varepsilon_{octogone}}{\varepsilon_{Capteur\ complet}} \tag{5.8}$$

Ce rapport permet d'exprimer la réponse du capteur à partir des mesures effectuées sur l'octogone. Ce facteur de corrélation est donc essentiel, car il permet de transposer les résultats théoriques et expérimentaux obtenus sur le prototype simplifié de l'octogone au comportement réel du capteur complet. Le tableau 5.2 pressente les facteurs de corrélation calculé entre le capteur et le modèle élémentaire en forme d'anneau octogonal.

Tableau 5.2 Facteurs de corrélation entre le porte-outil et l'anneau octogonal.

Type de chargement	Valeurs appliquées	Déformation octogone (mm)	Déformation porte-outil (mm)	Facteur de corrélation, K
Fy	50 N	0.049	0.0024	17.01
	100 N	0.0817	0.00481	16.98
	150 N	0.1226	0.00719	17.05
Moyenne				17.01
Fz	50 N	0.00318	0.0002408	13.20
	100 N	0.00637	0.0004816	13.21
	150 N	0.00955	0.000722	13.22
Moyenne				13.21
Mz	50 N-m	0.000339	0.00001541	22
	100 N-m	0.000675	0.00003081	21.92
	150 N-m	0.001013	0.00004622	21.91
Moyenne				21.94

5.9 Conception et configuration électronique

L'un des défis majeurs dans la conception d'un capteur multiaxes est de minimiser la sensibilité croisée, c'est-à-dire de s'assurer que la mesure d'une force selon un axe n'est pas affectée par les

efforts appliqués sur les autres axes. La solution réside dans un positionnement adéquat des jauges de contrainte, basé sur les conditions d'annulation des contraintes.

Le principe consiste à implanter les ponts de jauges dans des zones où la déformation induite par les efforts parasites est naturellement nulle, tandis que la déformation due à l'effort à mesurer est significative. En se basant sur les équations de distribution des contraintes dans un anneau circulaire équations 5.1 – 5.3 nous avons identifié les conditions d'annulation suivantes :

- Condition d'annulation de l'effet de la force radiale Fy : Pour mesurer la force axiale Fz et le moment T, sans être affecté par la force radiale, les jauges correspondantes doivent être placées à un angle θ où la contrainte circonférentielle induite par Fy est nulle, $\sigma_{Fy} = 0$. La théorie des anneaux circulaires démontre que cette condition est satisfaite à θ = 90°. À cette position, les contraintes générées par Fz et T sont non nulles, ce qui permet de les mesurer de manière découplée de Fy.
- Condition d'annulation de l'effet de la force axiale Fz : Réciproquement, pour mesurer la force radiale Fy sans être affecté par la force axiale Fz, les jauges dédiées à Fy doivent être placées à un angle θ où la contrainte circonférentielle induite par Fz est nulle, $\sigma_{Fz} = 0$. Les mêmes équations montrent que cette condition est remplie à θ ≈ 39.54°. À cet angle, la contrainte générée par Fy est proche de son maximum, ce qui en fait la position optimale pour mesurer cette composante de force de manière isolée.

En respectant ces conditions d'annulation, les ponts de Wheatstone de Fy et Fz deviennent théoriquement sensible à une seule composante de l'effort, et pour le pont de Wheatstone de T ça sera discuté plus en détail dans la section consacrée à l’analyse d’interférence croisée.

La figure 5.15 illustre le capteur complet, montrant le positionnement des jauges de contrainte sur les surfaces visibles 1, 3, 5 et 7. En raison de la symétrie de la conception, les surfaces 2, 4, 6 et 8 sont situées sur les faces diamétralement opposées. Cette disposition symétrique est essentielle à la constitution des ponts de Wheatstone pour la mesure des efforts.

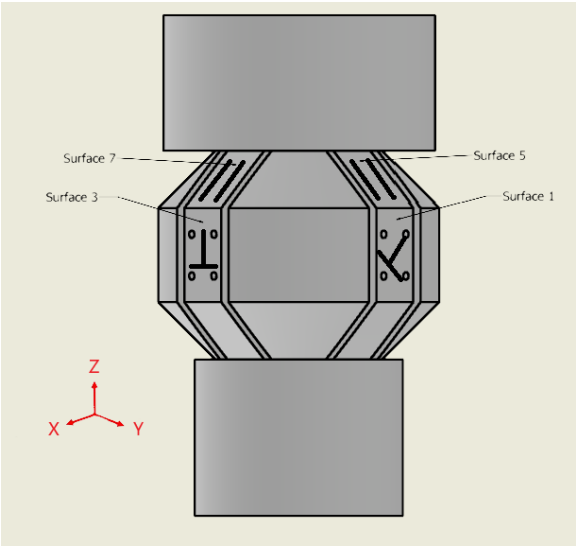


Figure 5.15 Disposition des jauges sur le porte-outil

La configuration qui se trouve dans la figure 5.16 est conçue pour la mesure de la tension, tout en assurant une compensation des effets de température. Elle permet également de neutraliser les déformations dues aux efforts axiaux en z, puisque toutes les jauges subissent alors des déformations de même amplitude ce qui se compensent donc mutuellement dans le pont de Wheatstone. Pour les efforts en x et y, les jauges opposées subissent des déformations de même amplitude mais de signe contraire, ce qui entraîne l'annulation du signal dans le pont de Wheatstone [48].

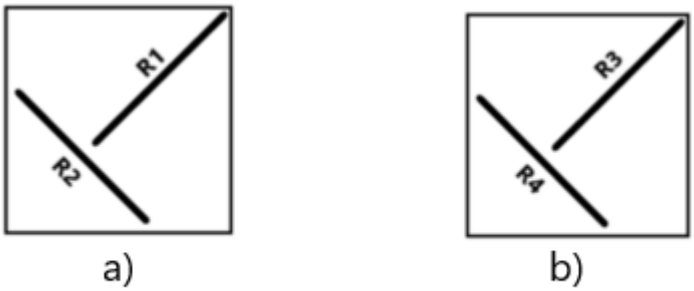


Figure 5.16 Configuration des jauges pour la mesure de la torsion a) surface 1. b) surface 2.

Dans la figure 5.17, ce système de jauges est configuré pour la mesure de Fz, tout en assurant une compensation des effets parasites. Puisque c'est un pont complet alors toutes les jauges subissent des variations thermiques identiques qui s'annulent dans le pont de Wheatstone. Cette disposition

a) b)

élimine les effets des forces parasites Fy et Fx, ainsi que ceux liés à la torsion. Seules les déformations dues à la compression axiale en Z génèrent une variation de tension mesurable dans le pont [48].

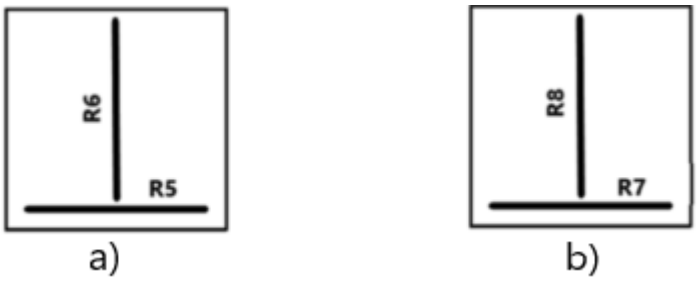


Figure 5.17 Configuration des jauges pour la mesure de Fz. a) surface 3. b) surface 4

Dans la figure 5.18, les efforts selon Fx et Fz produisent des déformations de même signe dans les jauges, ce qui annule leur effet dans le signal de sortie [8].

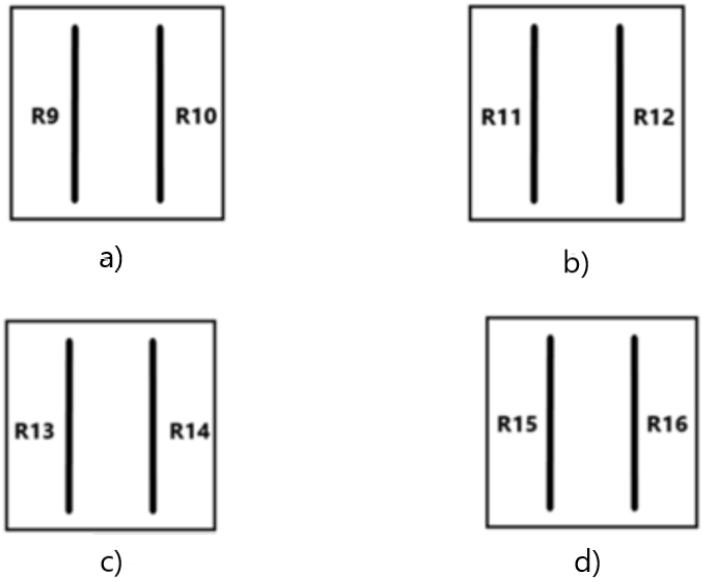


Figure 5.18 Configuration des jauges pour la mesure de Fy et Fx respectivement.
a) surface 5. b) surface 6. c) surface 7 d) surface 8

5.10 Analyse des déformations pour le calcul d’interférence croisée

Enfin, l'un des résultats fondamentaux de la simulation a été la visualisation claire de la distribution des contraintes sur l'anneau octogonal, qui a été la clé pour comprendre et quantifier l'interférence croisée.

En observant la réponse de la structure à une force Fy, par exemple, nous avons pu voir quelles déformations parasites étaient générées sur les surfaces dédiées à la mesure de Fz.

Le système est soumis à trois composantes de force selon les axes x, y et z, ainsi qu’à un moment. Chaque chargement a été étudié séparément afin d’isoler son effet sur la structure. Pour chacun de ces cas, une analyse par éléments finis a été réalisée dans le but d’évaluer les champs de déformation induits. Les Figures 5.19-5.21 présentent les distributions de déformation obtenues pour chaque cas de chargement.

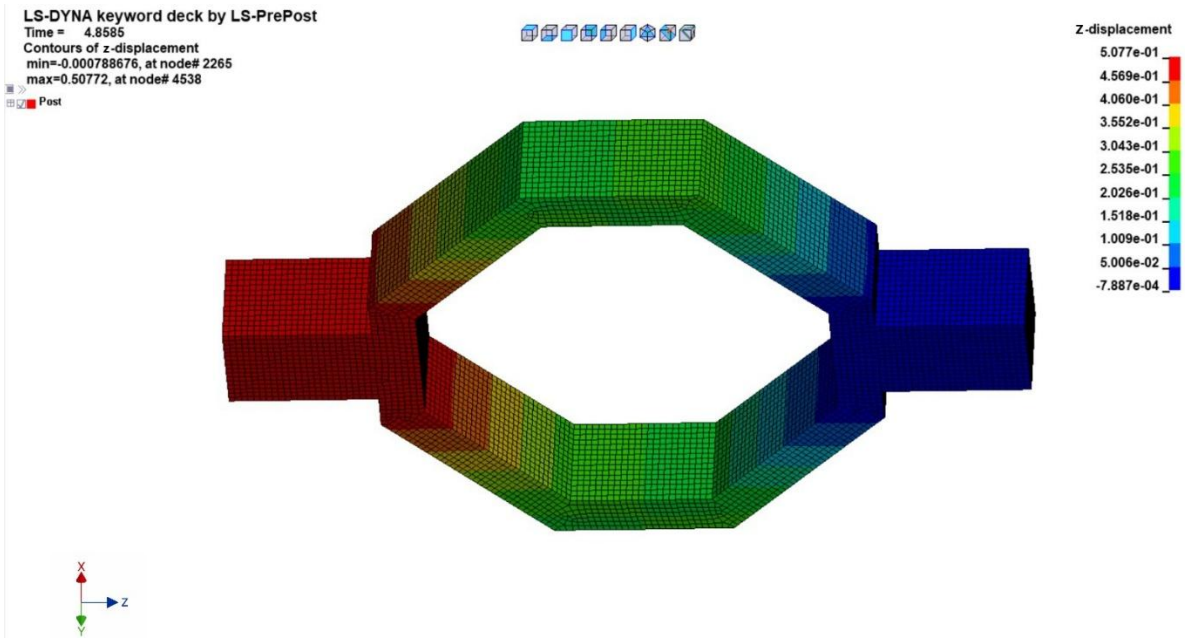


Figure 5.19 Cas 1 Déformation sous Fz

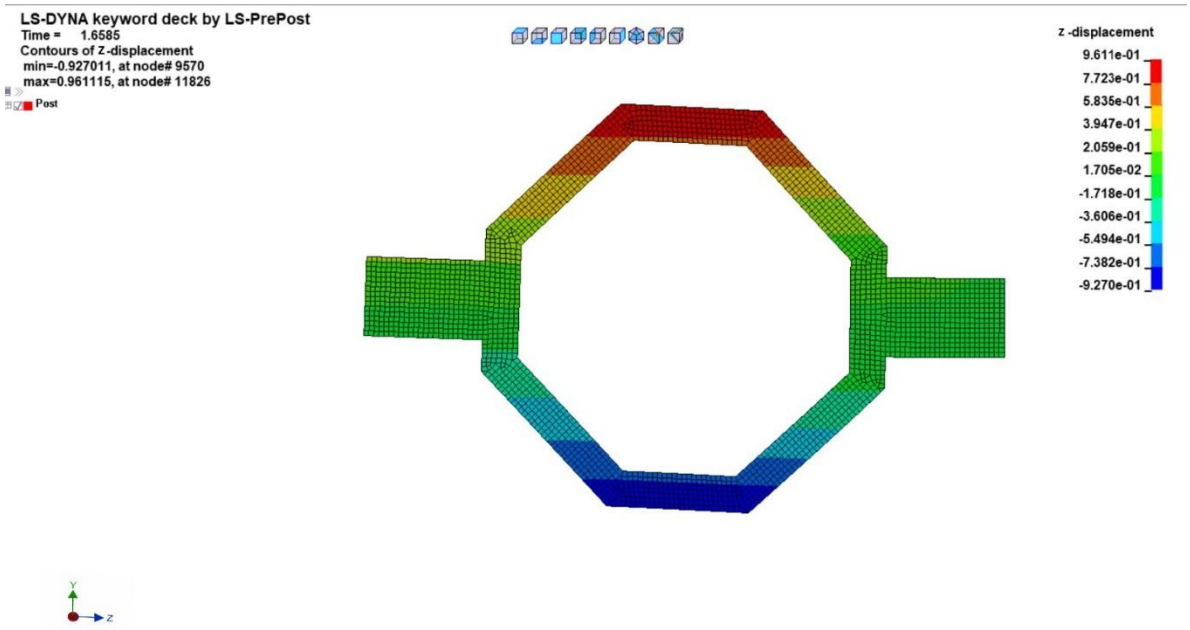


Figure 5.20 Cas 2 Déformation sous Fy

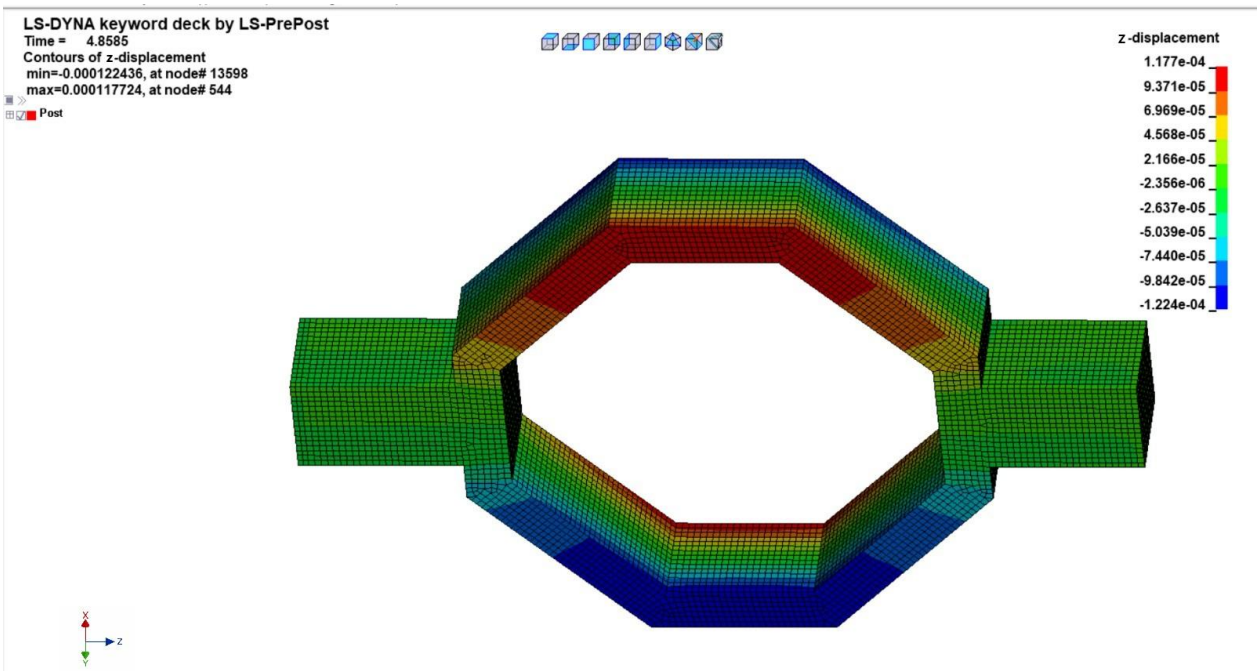


Figure 5.21 Déformation sous le moment Mz

Interférence croisée en torsion

Lorsqu'une force en z est appliquée sur l'octogone, une des surfaces est soumise à la compression tandis que la surface opposée subit une élongation [8] . Par conséquent, pour Fy, les jauges R1 et R2 présentent une variation de résistance Dr1 sur la surface 1, alors que les jauges R3 et R4 sur la surface 2 enregistrent une variation opposée, soit –Dr1 (Tableau 5.3). Sous une force Fx, les jauges sur la surface 1 subissent une élongation et les jauges de la surface 2 subissent une compression car elles sont opposées. Sous une force Fz les deux surfaces subit une élongation. En torsion, R1 et R3 présentent une variation de Dr4 et R2 et R4 une variation de –Dr4 [48].

Tableau 5.3 Variation des résistances de la surface 1 et 2 sous Fx, Fy, Fz et T

	Surface 1		Surface 2	
	R1	R2	R3	R4
Fy	Dr1	Dr1	-Dr1	-Dr1
Fz	Dr2	Dr2	-Dr2	-Dr2
Fx	Dr3	Dr3	Dr3	Dr3
T	Dr4	-Dr4	Dr4	-Dr4

L'équation 5.9 décrit la relation entre la tension de sortie V_T et la variation des résistances dans un pont de Wheatstone [48].

$$V_T = \left(\frac{R1}{R1 + R4} - \frac{R2}{R2 + R3}\right).V \tag{5.9}$$

L'équation 5.10 décrit la tension générée uniquement par la torsion alors que l'équation 5.11 decrit la réponse du circuit lorsque les effets Fx, Fy, Fz et T sont simultanément considérés.

$$V_T = \left(\frac{R0 + Dr4}{R0 - Dr4 + R0 + Dr4} - \frac{R0 - Dr4}{R0 - Dr4 + R0 + Dr4}\right) = \frac{Dr4}{R0}.V \tag{5.10}$$

$$V_T = \left(\frac{R0 + Dr1 + Dr2 + Dr3 + Dr4}{2R0 + 2Dr3} - \frac{R0 + Dr1 + Dr2 + Dr3 - Dr4}{2R0 + 2Dr3}\right).V = \frac{Dr4}{Ro + Dr3}.V \tag{5.11}$$

Étant donné que la variation de la résistance Dr3 est négligeable devant la résistance nominale R0 [8], la tension de sortie VT dépend seulement de Dr4 associé à la torsion. Il en résulte que la tension VT ne présente pas d'erreur d'interférence et reflète uniquement la composant de torsion appliquée.

Interférence croisée en X

Dans le tableau 5.4, sous l'effet d'une force Fy, les résistances R6 et R8 se trouvent dans un plan où aucune déformation n'est observée [8], tandis que les résistances R5 et R7 sont positionnées de manière à ce que la moitié de la jauge soit soumise à la compression et l'autre moitié à l'élongation, ce qui se traduit par une variation de résistance nulle. Pour la composante de force Fx, le

comportement observé sur les surfaces 3 et 4 est analogue à celui obtenue pour Fy sur les surfaces 1 et 2, alors les jauges opposées liraient des déformations opposées et donc s'annuleraient dans le pont. De même, pour la force Fz ainsi que pour le moment de torsion T, la répartition des déformations suivent le même principe que celui observé sur les surfaces 1 et 2.

Tableau 5.4 Variation des résistances de la surface 3 et 4 sous Fx, Fy, Fz et T

	Surface 3		Surface 4	
	R5	R6	R7	R8
Fy	0	0	0	0
Fz	0	0	0	0
Fx	_vDr5	Dr5	_vDr5	Dr5
T	0	0	0	0

La tension de sortie attribuée uniquement à la composante de force Fz est présentée à l'équation 5.12.

$$V_{Fz} = \left(\frac{R0 + Dr5}{R0 - vDr5 + R0 + Dr5} - \frac{R0 - vDr5}{R0 - vDr5 + R0 + Dr5}\right)V = \frac{Dr5(1+v)}{2R0 + Dr5(1-v)}V \quad (5.12)$$

Alors la tension de sortie V_{Fx} dépend uniquement de la force Fx.

Interférence croisée en z et y

Dans le tableau 5.5, sous l'application d'une force Fx les jauges situées sur les surfaces 5 et 6 se trouve de part et d'autre de l'axe neutre. Aucune variation de résistance n'est observée lorsqu'une force est appliquée selon l'axe z puisque les jauges sont positionnées à $\theta = 39.54$, un angle correspondant à une zone où les contraintes sont nulles.

Pour le moment de torsion, la moitié droite de la structure est soumise à l'élongation, tandis que la moitié gauche est en compression.

Tableau 5.5 Variation des résistances des surfaces 5, 6, 7 et 8 sous Fx, Fy, Fz et T

	Surface 5		Surface 6		Surface 7		Surface 8	
	R9	R10	R11	R12	R13	R14	R15	R16
Fy	Dr6	Dr6	_Dr6	_Dr6	Dr9	_Dr9	Dr9	_Dr9
Fx	Dr7	_Dr7	Dr7	_Dr7	Dr10	Dr10	_Dr10	_Dr10
Fz	0	0	0	0	0	0	0	0
T	Dr8	_Dr8	Dr8	_Dr8	Dr11	_Dr11	Dr11	_Dr11

La tension générée uniquement par la force Fy est donnée par l'équation 5.13, alors que l'équation 5.14 intègre les contributions simultanées de Fx, Fy et du moment de torsion T.

$$V_{Fy} = \left(\frac{R0 - Dr6}{R0 - Dr6 + R0 + Dr6} - \frac{R0 + Dr6}{R0 - Dr6 + R0 + Dr6}\right) V = -\frac{Dr6}{R0} V \tag{5.13}$$

$$V_T = \left(\frac{R0 - Dr6 + Dr7 + Dr8}{2R0} - \frac{R0 + Dr6 + Dr7 + Dr8}{2R0}\right) V = \frac{-Dr6}{Ro} V \tag{5.14}$$

Alors V_{Fy} dépend seulement de Dr6, c'est-à-dire Fy. On peut conclure que V_{Fy} ne présente pas d'erreur d'interférence. Le même constat s'applique sur V_{Fx}.

5.11 Conclusion

Ce chapitre a présenté la démarche complète de conception et d'optimisation de la structure du capteur de force, en combinant une approche analytique et une analyse numérique par éléments finis. Dans un premier temps, le modèle analytique basé sur la théorie de l'anneau circulaire mince a permis d'estimer la distribution des contraintes et d'identifier les positions optimales pour le placement des jauges de contrainte. Toutefois, cette approche théorique présentant des limites, notamment en ignorant les concentrations de contraintes aux angles de la structure octogonale, le recours à la simulation numérique s'est avéré indispensable.

L'analyse par éléments finis a ainsi permis de prendre en compte toute la complexité du modèle géométrique et de répondre aux objectifs qui avaient été définis. Elle a constitué l'outil central pour optimiser la géométrie du capteur à travers un plan d'expériences numérique, garantissant un compromis idéal entre sensibilité et rigidité. De plus, elle a permis d'établir un facteur de corrélation essentiel pour relier le modèle théorique simplifié au comportement réel du porte-outil complet.

Enfin, la simulation a validé la stratégie de suppression de l'interférence croisée. En confirmant les zones où les déformations parasites s'annulent, elle a permis de configurer judicieusement les ponts de Wheatstone. Ainsi, les effets indésirables s'annulent électriquement, transformant un concept théorique en une stratégie d'instrumentation robuste et validée, prête pour la conception de l'architecture électronique détaillée dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 6 CONCEPTION DE L'ARCHITECTURE ÉLECTRONIQUE

Ce chapitre présente la conception du système électronique qui permet de convertir les déformations mécaniques de la structure en signaux électriques exploitables. Nous décrirons d'abord les jauges de contrainte utilisées, puis leur configuration en ponts de Wheatstone, le circuit électronique d'acquisition, et enfin les calculs de sensibilité et d'interférence croisée.

6.1 Caractéristiques de la jauge de contrainte.

Dans ce travail, des jauges de type BF350-3AA ont été utilisées. Ces jauges possèdent une résistance nominale de 350 Ω, un facteur de jauge Sg 2 et une limite de déformation de 2 % [50] ce qui leur confère une sensibilité suffisante pour la mesure des faibles déformations. Bien que des alternatives à plus haute sensibilité existent, comme les jauges à semi-conducteurs, leur coût élevé et leur complexité d'intégration les rendent moins adaptées à l'objectif de ce projet, qui est la validation d'un prototype. Des articles de la littérature, ont utilisé des jauges de contrainte avec un facteur de jauge Sg faible [27] [25] grâce à leur prix réduit et leur disponibilité dans le marché. Ces avantages faisaient un bon choix pour le développement et la validation des prototypes expérimentaux.

6.2 Configuration en pont de Wheatstone

Le pont de Wheatstone constitue le cœur du système de mesure du dynamomètre. Il permet de convertir les déformations mécaniques, mesurées par les jauges de contrainte, en une variation de tension électrique proportionnelle aux efforts appliqués. Dans ce travail des ponts complets ont été adoptés, composé de quatre jauges de contrainte disposées sur les quatre branches de la structure afin d'assurer une amélioration de sensibilité.

Le schéma de principe de ce montage est illustré à la Figure 6.1. Pour faire le lien entre ce schéma électrique et l'implantation physique des 16 jauges, le Tableau 6.1 détaille la configuration spécifique de chaque pont. Ce tableau précise quelles jauges (R1 à R16) correspondent aux

branches logiques du pont (R1 à R4) pour la mesure de chaque composante de l'effort Fx, Fy, Fz et T.

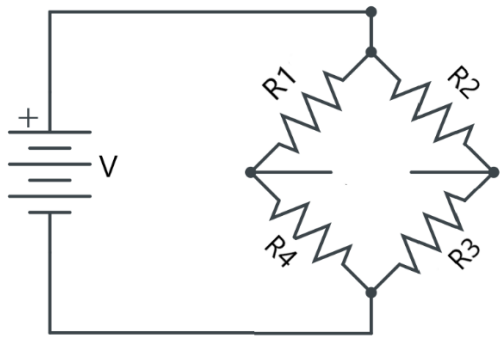


Figure 6.1 Schéma de principe du pont de Wheatstone utilisé pour la mesure des forces. La variable Fi représente la composante de force mesuré (Fx, Fy, Fz ou T) par le pont correspondant.

Tableau 6.1 Configuration des ponts de Wheatstone pour chaque axe de mesure.

Pont de mesure	R1 (Jauge Nº)	R2 (Jauge Nº)	R3 (Jauge Nº)	R4 (Jauge Nº)
Force Fx	R15	R13	R16	R14
Force Fy	R11	R9	R12	R10
Force Fz	R5	R6	R7	R8
Couple T	R2	R1	R4	R3

6.3 Circuit électronique

Le signal différentiel issu du pont est ensuite amplifié par un module HX711, puis traité par un microcontrôleur Arduino Uno. Le module HX711 et la carte Arduino Uno se distinguent par leur très faible coût, leur grande disponibilité sur le marché et leur facilité d'intégration, notamment grâce à l'abondance de librairies logicielles et de documentation. Le schéma de connexion entre ces 2 composants et le pont de Wheatstone est présenté à la figure 6.2.

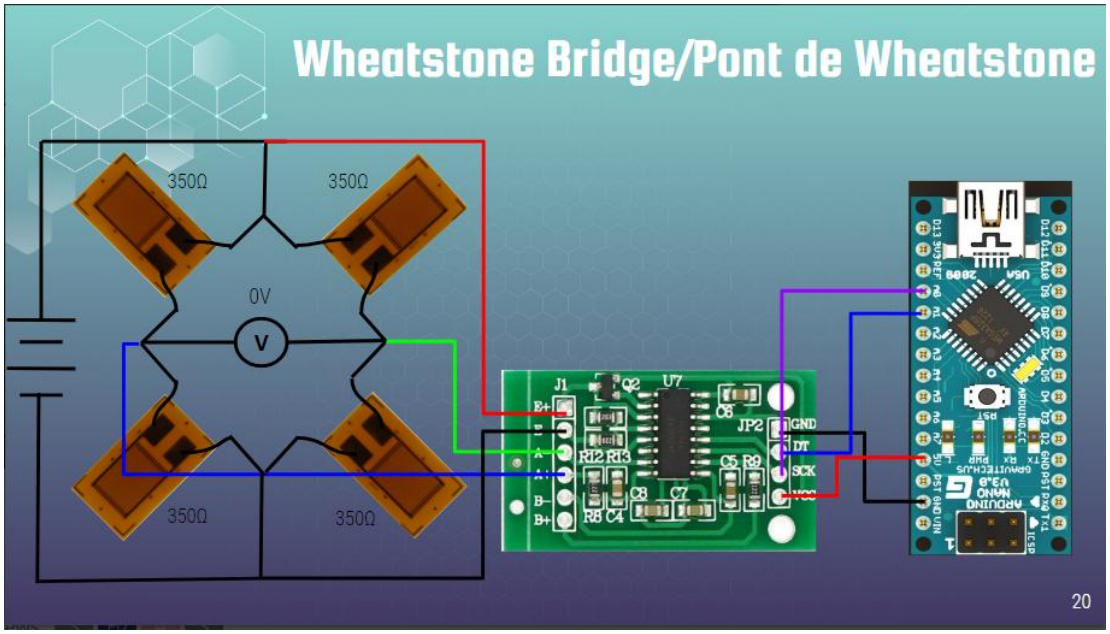


Figure 6.2 Représentant le circuit électronique du pont de Wheatstone, HX711 et de la carte Arduino [51].

6.4 Calcul de la sensibilité

6.4.1 Sensibilité en x et y

La différence de tension dans le pont de Wheatstone est obtenue en multipliant le facteur de jauge Sg par la déformation ε par la tension d'alimentation V (équation 6.1) [48].

$$V_Y = Sg.\varepsilon.V \tag{6.1}$$

La relation entre la contrainte et la déformation dans le domaine élastique selon la loi de Hooke, est donné dans l'équation 7.2

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \tag{6.2}$$

En remplacent l'équation de la contrainte issue des équations 6.1 et 6.2 dans l'équation de la théorie des anneaux donnée par l'équation 3.16, on obtient :

$$Fy = \frac{E.bt^2.V_y}{3.R0.\cos\theta.V.Sg} \tag{6.3}$$

La relation entre la sensibilité, la tension et la force est obtenue dans l'équation suivante :

$$F = \frac{V}{S} \tag{6.4}$$

Notre conception utilise deux anneaux octogonaux identiques et croisés, où le premier est dédié à la mesure de la force Fx et le second à la mesure de la force Fy. Puisque les deux anneaux possèdent exactement la même géométrie et les mêmes propriétés matérielles, leur sensibilité théorique est donc identique. Alors la sensibilité en x et y est :

$$Sx = Sy = \frac{3.R0.\cos\theta.V.Sg}{E.bt^2}\left(\frac{mV}{N}\right) \tag{6.5}$$

$$Sx = Sy = \frac{3 \times 24.75 \times \cos(39.54) \times 5000 \times 2}{215000 \times 10 \times 4.5^2} = 13.15 \times 10^{-3}\left(\frac{mV}{N}\right) \tag{6.6}$$

6.4.2 Sensibilité en Z

D'après L.Marchand [48], la différence de tension différentielle du pont de Wheatstone est exprimer par l'équation 6.7

$$V_Z = \frac{V}{4}.SG(2(1+v)\varepsilon) \tag{6.7}$$

En faisant les mêmes démarches on obtient :

$$Fz = \frac{E.bt^2.V_Z}{3.R0.V.SG(1+v).(\frac{1}{2}sin\theta - \frac{1}{\pi})} \tag{6.8}$$

Alors d'après l'équation 7.4 la sensibilité en z est :

$$Sz = \frac{3.R0.V.Sg(1+v).(\frac{1}{2}sin\theta - \frac{1}{\pi})}{E.bt^2}\left(\frac{mV}{N}\right) \tag{6.9}$$

$$Sz = \frac{3 \times 24.75 \times 5000 \times 2 \times (1+0.3)\left(\frac{1}{2}\sin(90) - \frac{1}{\pi}\right)}{215000 \times 10 \times 4.5^2} = 4.0281 \times 10^{-3}\left(\frac{mV}{N}\right) \tag{6.10}$$

6.4.3 Sensibilité en torsion

L'équation reliant la différence de voltage à la contrainte est donné par l'équation :

$$V_T = \frac{V}{4}.Sg.\frac{\sigma_{Mz}}{G} \tag{6.11}$$

La relation entre les constantes élastiques d'un matériau est donnée par la loi de Hooke généralisée qui définit le module de cisaillement G comme suit :

$$G = \frac{E}{2(1+v)} \tag{6.12}$$

Alors la sensibilité en Torsion d'après l'équation 6.4 est décrite par la formule 6.13 :

$$S_{Mz} = \frac{V}{4}.Sg.\frac{6R0sin\theta(1+v)}{Ebt^3}\left(\frac{mV}{N.m}\right) \tag{6.13}$$

$$S_{Mz} = \frac{5000}{4} \times 2 \times \frac{6 \times 24.75 \times 1 \times 1.3}{215000 \times 10 \times 4.5^3} = 2.46 \times 10^{-3}\left(\frac{mV}{N.mm}\right) \tag{6.14}$$

6.5 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a détaillé la conception de l'architecture électronique de notre dynamomètre. Nous avons présenté le choix des jauges de contrainte et leur configuration en ponts de Wheatstone. Les principaux résultats de ce chapitre sont les sensibilités théoriques calculées pour chaque axe : 13.15 x 10^{-3} mV/N pour les axes X et Y, 4.03 x 10^{-3} mV/N pour l'axe Z, et 2.46 x 10^{-3} mV/(N.mm) pour la torsion. Ces valeurs théoriques constituent une base essentielle pour l'étape suivante, qui consistera à calibrer expérimentalement le capteur afin de valider et d'affiner ces sensibilités.

CHAPITRE 7 VALIDATION EXPÉRIMENTALE SUR LA STRUCTURE ÉLÉMENTAIRE EN FORME OCTOGONAL

7.1 Introduction

Ce chapitre présente la validation expérimentale des calculs théoriques des interférences et sensibilité à l'aide d'une structure élémentaire en forme octogonal. Cette étape vise à valider les calculs analytiques réalisés lors de la phase de conception, en comparant la sensibilité expérimentale obtenue à partir des mesures électriques avec la valeur théorique prédite. Cette expérience permet également d'évaluer la proportionnalité entre la force appliquée et la tension de sortie du pont de Wheatstone. Cette validation constitue une étape essentielle avant l'intégration définitive de la nouvelle conception de la structure élémentaire optimisée dans la conception finale du capteur.

7.2 Montage expérimental

Le montage expérimental, illustré à la Figure 7.1, a été conçu pour réaliser la calibration statique de la structure élémentaire octogonale. La procédure consiste à appliquer des charges connues et contrôlées afin de solliciter sélectivement chacune des quatre composantes des forces Fx, Fy, Fz, et le moment de torsion T. Pour ce faire, des forces sont générées à l'aide d'un jeu de masses calibrées, allant de 1 à 10 kg, suspendues via un système de poulies. Cette configuration assure une application de charge stable et précisément alignée avec l'axe étudié, tout en minimisant les pertes par frottement. Le moment de torsion T est quant à lui généré en appliquant une force connue à une distance radiale de 5 mm du centre de la structure.

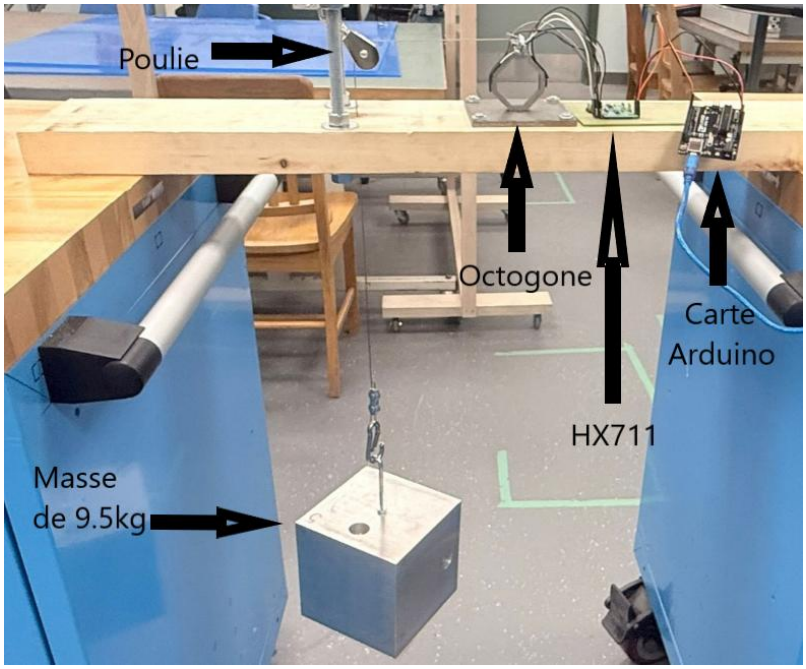


Figure 7.1 Montage expérimental

7.3 Instrumentation et procédure expérimentale

La structure élémentaire octogonale a été instrumenté à l'aide de jauges de contrainte BF350-3AA collées avec époxy sur ses faces afin de mesurer les variations de contrainte liées à l'application des forces. Des ponts de Wheatstone complet ont été utilisés pour la conversion des variations des résistances en une tension différentielle. Le signal est amplifié par un module HX711 (figure 7.2). Ce module est relié à une carte Arduino Uno, utilisée pour la conversion analogique-numérique et la transmission des données vers un ordinateur via un port USB.

Les forces ont été appliquées de manière statique et progressive. Avant chaque série de mesures, une tare à vide a été réalisée afin d'annuler l'offset du signal et de s'assurer que la tension de sortie corresponde uniquement à la déformation due à la charge appliquée. Pour atténuer l'impact du bruit inhérent au HX711, chaque point de mesure a été obtenu en moyennant 6 lectures consécutives.

Les données obtenues ont été traitées avec Excel afin de tracer la relation entre la force appliquée et la tension mesurée, permettant ainsi de déterminer la sensibilité expérimentale du capteur.

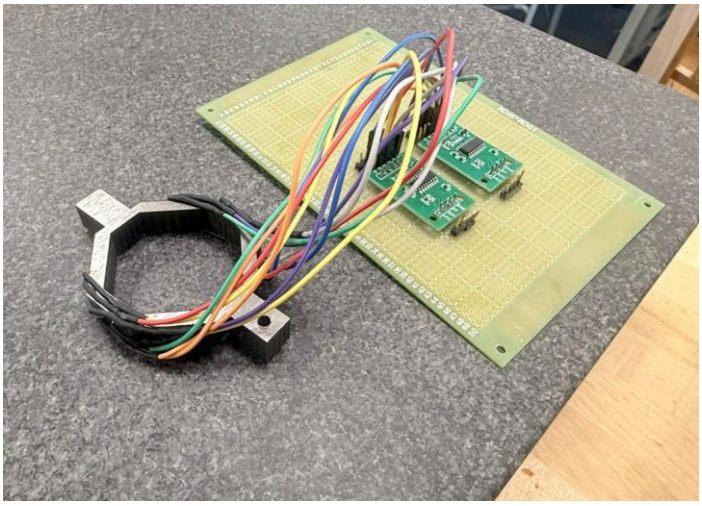
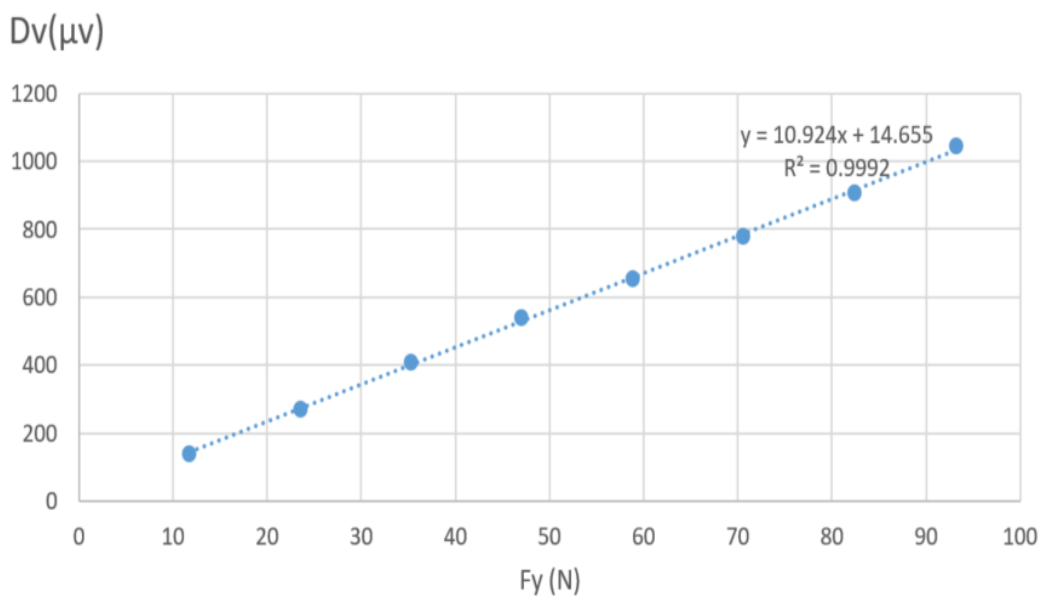


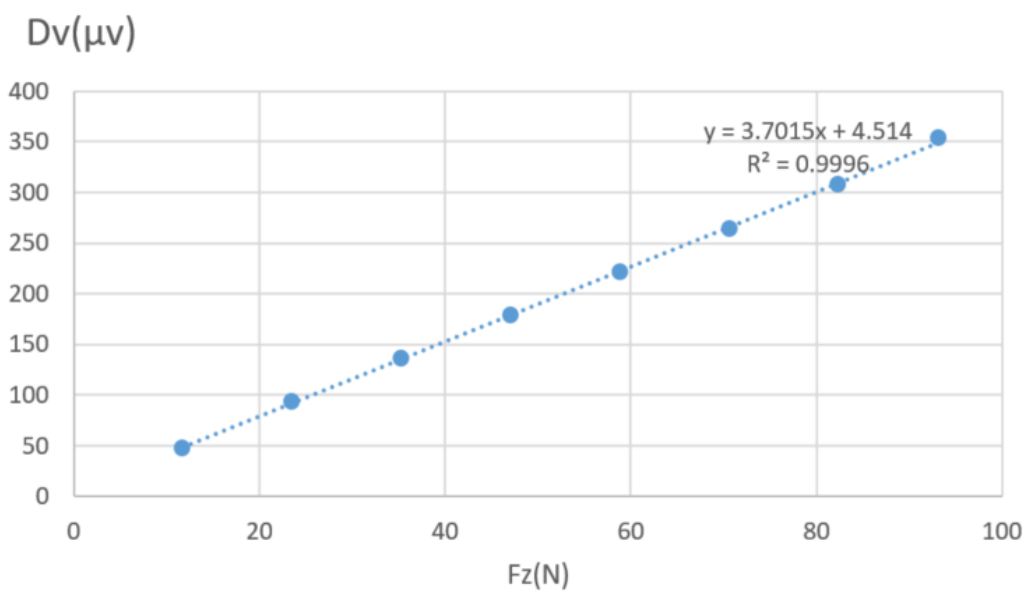
Figure 7.2 Connection de la structure élémentaire octogonale avec le module HX711

7.4 Résultat expérimental

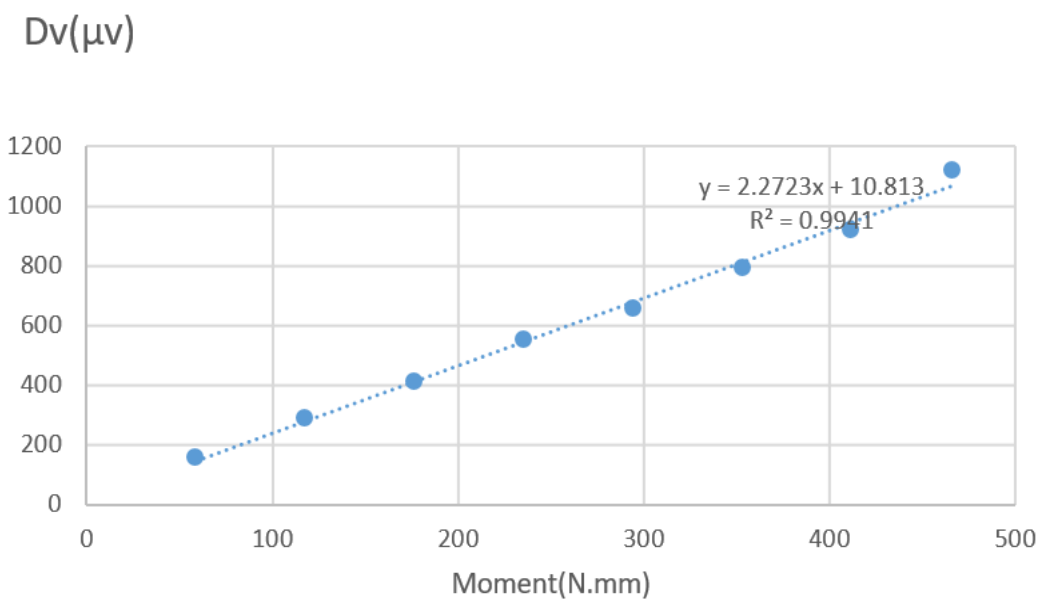
La sensibilité d'un dynamomètre représente sa capacité à convertir une force ou un moment appliqué en un signal électrique mesurable. Les sensibilités expérimentales ont été déterminées pour les trois directions principales X, Y, Z et le moment de torsion. La procédure de calibration, qui établit la relation entre la sortie brute du capteur et la grandeur physique mesurée, a été réalisée pour chaque direction. Un protocole commun a été appliqué : une charge de référence de 9.5kg a été appliquée pour les force Fy et Fz, ainsi que pour le moment Txy. Dans chaque cas, six lectures successives ont été enregistrées. La moyenne de ces lectures a été utilisée pour calculer un facteur de calibration, qui a été intégré dans le code Arduino pour une conversion en temps réel. La Figure 7.1 présente la sortie en tension (DV) en fonction de la force ou du moment appliqué. L'ajustement linéaire de ces données fournit des équations, dont la pente correspond à la sensibilité du dynamomètre. Le signal électrique répondait de manière linéaire aux forces appliquées, avec des coefficients de détermination (R^2) supérieur à 99% dans toutes les directions.


Dv(µv)
1200
1000
800
600
400
200
0
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
Fy (N)
y = 10.924x + 14.655
R² = 0.9992

a)


Dv(µv)
400
350
300
250
200
150
100
50
0
0
20
40
60
80
100
Fz(N)
y = 3.7015x + 4.514
R² = 0.9996

b)



c)

Figure 7.3 Courbes de variation de la tension en fonction des charges appliquées. a) en Y. b) en Z. c) en T.

Le processus de calibration vise à établir une relation linéaire entre la charge physique appliquée et la valeur numérique brute appelée "comptes") lue par l'Arduino. Les données brutes et les résultats de la calibration pour chaque direction sont synthétisés dans le Tableau 7.1.

Tableau 7.1 Synthèse des données et résultats de calibration

Direction	Charge appliquée	Moyenne de comptes	Facteur de calibration	Sensibilité (octogone)
Y	9.5 kg	462563	48690.8 comptes/kg	10.924 µV/N
Z	9.5 kg	159360	16788.2 comptes/kg	3.7015 µV/N
Torsion	9.5 kg	89507	9421.8 comptes/kg	2.2723 µV/(N.mm)

Les sensibilités de la structure élémentaire en forme octogonale (S_octogone) sont ensuite corrigées à l'aide des facteurs de corrélation (k) issus du Tableau 4.1 pour déterminer la sensibilité du capteur (S_capteur), selon l'équation (7.1) :

$$k = \frac{S_{octogone}}{S_{capteur}} \tag{7.1}$$

Les sensibilités finales du capteur sont ainsi égales a 0.6406 µV/N pour Fy, 0.28 µV/N pour Fz, et 0.1035 µV/N.mm) pour le moment de torsion Txy.

7.5 Comparaison entre la sensibilité expérimentale et la sensibilité analytique

La comparaison entre les sensibilités analytiques et expérimentales permet d'évaluer la précision du modèle théorique utilisé pour prédire le comportement du capteur. Le Tableau 7.2 présente cette comparaison pour les trois directions de mesure, ainsi que l'écart relatif entre les deux approches.

Tableau 7.2 Comparaison des sensibilités analytiques et expérimentales

Direction	Sensibilité analytique (µV/N ou µV/N.mm)	Sensibilité expérimentale (µV/N ou µV/N.mm)	Ecart relatif (%)
Y	13.15	10.924	16.90%
Z	4.028	3.702	8.10%
T	2.463	2.272	7.70%

Les résultats du tableau 7.4 montrent des écarts raisonnables entre les valeurs expérimentales et théoriques. Rizal et al. [27] rapportent un écart plus faible de 9.6 %. À l'inverse, Zhang et al. [18] font état d'un écart beaucoup plus important, atteignant 60 %, ce qui souligne la difficulté de modéliser parfaitement de tels systèmes. Notre résultat de 16.9 % se situe donc dans une plage tout à fait raisonnable. Ces différences peuvent être attribuées à des imperfections liées à la nature du collage utiliser, la tolérance géométrique de la structure, la position exacte des jauges par rapport à la direction principale des déformations ou à la direction correcte des forces appliquées. De plus le modèle analytique suppose un comportement purement élastique et une répartition homogène des contraintes. Malgré ces écarts, la tendance générale est bien reproduite, ce qui confirme la validité du modèle analytique et la fiabilité du montage expérimental.

7.6 Comparaison avec la littérature

Pour évaluer la pertinence de nos résultats, les sensibilités obtenues expérimentalement ont été comparées à celles rapportées dans la littérature pour des dynamomètres basés sur des jauges de contrainte. Le Tableau 7.3 synthétise cette comparaison en distinguant les jauges métalliques (faible facteur de jauge, Sg ≈ 2) et les jauges à semi-conducteur (facteur de jauge élevé, Sg ≈ 100-200).

Tableau 7.3 Comparaison des sensibilités des dynamomètres de coupe de la littérature.

Auteur	Technologie	Sensibilité YetZ (µV/N)	Sensibilité T (µV/N.mm)
Rizal et al. [27]	Jauges métalliques	0.42-0.85	N/A
Zhang et al. [18]	Jauges semi-conducteur	20-160	1.65
Wu et al. [25]	Jauges métalliques	0.009	0.00138
Qin et al. [23]	Jauges semi-conducteur	38.7	4.4
Notre étude	Jauges métalliques	0.28-0.64	0.1035

Concernant la mesure des forces (Y et Z), notre capteur affiche une sensibilité comprise entre 0.28 et 0.64 µV/N. C'est un résultat très encourageant, car il est tout à fait dans le même ordre de grandeur que celui de Rizal et al. [27], qui ont obtenu des sensibilité entre 0.42 et 0.85 µV/N avec la même technologie de jauges métalliques. L'énorme différence avec les résultats de Wu et al. [25] (seulement 0.009 µV/N) montre bien que la forme de la structure mécanique est un facteur clé : une conception différente peut donner des résultats très éloignés. Quand on regarde les capteurs à semi-conducteur de Zhang et al. [18] ou Qin et al. [23], leurs sensibilités (20-160 µV/N et 38.7 µV/N) sont bien sûr beaucoup plus élevées. Cela s’explique par la technologie des jauges à base de semi-conducteurs qui sont connus pour être 50 à 100 fois plus sensibles. Fait intéressant, si on imaginait notre propre capteur équipé de ces jauges avancées, un simple calcul montre qu'on atteindrait entre 14 et 32 µV/N, ce qui prouve que notre design mécanique est très efficace et rivalise sans problème avec les autres conceptions.

Là où notre capteur se démarque encore plus, c'est pour la mesure du couple de torsion (T). Avec une sensibilité de 0.1035 µV/N.mm, il est près de 75 fois plus performant que celui de Wu et al. [25], qui utilise pourtant la même technologie. Mieux encore, si on poussait l'exercice jusqu'à équiper notre capteur de jauges à semi-conducteur, sa sensibilité théorique grimperait à 5.18 µV/N.mm. Cette valeur n'est pas seulement excellente, elle est même supérieure à celles publiées par Zhang et al. [18] (1.65 µV/N.mm) et Qin et al. [23] (4.4 µV/N.mm). Cela suggère que notre conception est une solution de premier plan pour mesurer le couple avec précision, et qu'elle représente une amélioration notable par rapport à d'autres structures existantes.

CHAPITRE 8 CONCLUSION

L'usinage par fraisage constitue un procédé de fabrication essentiel dans les industries de haute précision, notamment dans les secteurs de l'aéronautique, de l'automobile et de l'outillage Ce projet de maîtrise s'est inscrit dans le contexte de l'optimisation des procédés d'usinage par une meilleure surveillance des forces de coupe. L'objectif principal était de développer et de valider la conception d'un porte-outil dynamométrique compact et capable de mesurer les efforts de coupe (Fx, Fy, Fz) et le couple de torsion (T) tout en minimisant les interférences croisées, un défi majeur pour les capteurs multiaxiaux. La démarche a reposé sur une modélisation analytique, une conception électronique et une validation expérimentale.

Les résultats obtenus constituent la principale contribution de ce travail et démontrent le succès de l'approche adoptée. L'étalonnage statique de la structure octogonale instrumentée a révélé une excellente linéarité, avec des coefficients de détermination (R^2) supérieurs à 99 % pour toutes les composantes de force mesurées. Cette forte corrélation confirme la fiabilité de la conversion du signal et la justesse de la conception. Les sensibilités expérimentales finales du capteur, corrigées par le facteur de corrélation, se sont établies à 0.64 µV/N pour la force Fy, 0.28 µV/N pour Fz, et 0.10 µV/N.mm pour le couple de torsion. Ces valeurs, obtenues avec des jauges de contrainte métalliques standards, sont non seulement cohérentes mais également très compétitives. Une comparaison avec la littérature scientifique a montré que la sensibilité de notre capteur est comparable, voire supérieure, à celle d'autres dynamomètres basés sur une technologie similaire, notamment pour la mesure du couple de torsion où notre conception s'est avérée particulièrement performante. De plus, les calculs théoriques ont confirmé que la configuration des ponts de Wheatstone complets a permis de supprimer efficacement les interférences croisées, garantissant ainsi la précision des mesures pour chaque axe de force.

La qualité de ces résultats est renforcée par la convergence entre les trois axes de travail : la modélisation analytique, la simulation par éléments finis et la validation expérimentale. Bien qu'un écart relatif allant jusqu'à 16.9 % ait été observé entre les prédictions analytiques et les mesures expérimentales, cet écart reste dans une plage raisonnable et comparable à celles rapportées dans

d'autres études. Ces différences s'expliquent principalement par les hypothèses simplificatrices du modèle analytique et les imperfections inhérentes à la fabrication manuelle du prototype, telles que la précision du collage des jauges et les tolérances géométriques. Néanmoins, la cohérence globale valide la pertinence du modèle comme outil de conception et confirme la viabilité de la structure octogonale.

8.1 Limitations du projet de recherche

Bien que les résultats obtenus soient encourageants et valident la faisabilité du concept, il est essentiel de reconnaître les limitations de cette étude afin de mieux orienter les travaux futurs et d'éviter une surestimation de la portée des conclusions. Ces limitations concernent à la fois les aspects expérimentaux, les hypothèses du modèle théorique et les conditions de validation.

La première limitation majeure réside dans le fait que la validation expérimentale a été réalisée exclusivement en conditions statiques. Les charges ont été appliquées de manière progressive et maintenues constantes pendant les mesures. Or, dans un environnement d'usinage réel, les forces de coupe sont dynamiques, variables et intermittentes, notamment en fraisage où la coupe est interrompue à chaque passage de dent. Le comportement dynamique du capteur, sa fréquence naturelle et sa capacité à suivre des variations rapides de force n'ont pas été caractérisés. Il est donc possible que la réponse du système soit différente en conditions dynamiques, et que des phénomènes tels que la résonance ou l'amortissement influencent la qualité des mesures.

La deuxième limitation concerne les imperfections liées au processus de fabrication et d'instrumentation. Le collage des jauges de contrainte a été réalisé manuellement, ce qui introduit des incertitudes quant à la position exacte des jauges, à l'épaisseur de la couche d'adhésif et à l'orientation par rapport aux directions principales de déformation. Ces imperfections peuvent expliquer une partie de l'écart observé entre les sensibilités analytiques et expérimentales. De plus, les tolérances géométriques du prototype, bien que contrôlées, ne sont pas parfaites. Des variations dans l'épaisseur de paroi, le rayon ou la symétrie de l'octogone peuvent affecter la répartition des contraintes et donc la réponse du capteur.

La troisième limitation est liée aux hypothèses simplificatrices du modèle analytique. Le modèle suppose un comportement purement élastique du matériau, une répartition homogène des contraintes et néglige certains effets secondaires tels que les concentrations de contrainte locales, les effets de bord ou les interactions entre les différentes faces de l'octogone. De plus, le modèle ne

prend pas en compte l'influence de la température, qui peut varier significativement pendant l'usinage et affecter les propriétés du matériau ainsi que la réponse des jauges de contrainte. Les effets thermiques peuvent induire des dérives du signal et nécessitent une compensation appropriée.

Enfin, la quatrième limitation concerne l'absence de tests en conditions réelles d'usinage. Le prototype n'a pas été intégré dans un porte-outil complet et n'a pas été soumis à des opérations de fraisage avec enlèvement de copeaux. Les conditions réelles d'usinage introduisent des facteurs supplémentaires tels que les vibrations de la machine, les chocs dus à l'entrée et à la sortie de l'outil de la matière, la présence de fluide de coupe, et les perturbations électromagnétiques générées par les moteurs et les variateurs de fréquence. Ces facteurs peuvent affecter la qualité du signal et la robustesse du système de mesure.

8.2 Travaux futurs et recommandations

Les résultats obtenus dans ce mémoire constituent une base solide pour le développement d'une nouvelle génération de porte-outils. Cependant, plusieurs étapes supplémentaires sont nécessaires pour transformer ce prototype de laboratoire en une solution industrialisable et commercialisable. Les travaux futurs peuvent être organisés selon trois horizons temporels : court terme, moyen terme et long terme.

À court terme, la priorité doit être accordée à l'intégration de l'octogone instrumenté dans un porte-outil complet et à la réalisation d'essais en conditions réelles d'usinage. Il est essentiel de caractériser le comportement dynamique du capteur en mesurant sa fréquence naturelle et sa réponse en fréquence. Des essais de fraisage avec différents matériaux, outils et conditions de coupe permettront de valider la capacité du système à mesurer les forces de coupe en temps réel et à détecter des événements tels que l'usure progressive de l'outil ou la casse brutale. Ces essais fourniront également des informations précieuses sur la robustesse du système face aux vibrations, aux chocs et aux perturbations environnementales. Il est recommandé de comparer les mesures obtenues avec celles d'un dynamomètre commercial de référence afin de quantifier la précision et la fiabilité du système développé.

À moyen terme, plusieurs améliorations techniques peuvent être envisagées pour optimiser les performances du capteur. Tout d'abord, il serait pertinent d'explorer l'utilisation de jauges de contrainte à semi-conducteurs, qui présentent des facteurs de jauge beaucoup plus élevés (de l'ordre de 100 à 200) que les jauges métalliques classiques (facteur de jauge de 2). Cette augmentation de

sensibilité permettrait de détecter des variations de force plus faibles et d'améliorer le rapport signal sur bruit. Cependant, les jauges à semi-conducteurs sont plus sensibles à la température et nécessitent une compensation thermique appropriée. Une autre piste d'amélioration concerne le développement d'un système de transmission de données sans fil. L'utilisation de modules Bluetooth ou Wi-Fi permettrait d'éliminer les câbles, de simplifier l'intégration du capteur dans le porte-outil rotatif et de faciliter la maintenance. Il serait également judicieux d'améliorer le processus de fabrication et d'instrumentation en automatisant le collage des jauges et en utilisant des techniques de dépôt en couches minces pour réduire les incertitudes et améliorer la répétabilité. Enfin, le développement d'un modèle par éléments finis permettrait d'affiner les prédictions théoriques, de prendre en compte les effets tridimensionnels et les concentrations de contrainte, et d'optimiser davantage la géométrie de l'octogone.

À long terme, les perspectives de développement s'orientent vers l'intégration d'algorithmes d'intelligence artificielle et d'apprentissage automatique pour la surveillance prédictive de l'état de l'outil. En exploitant les données de force mesurées en temps réel, il serait possible de développer des modèles capables de prédire l'usure de l'outil, de détecter des anomalies et d'optimiser automatiquement les paramètres de coupe pour maximiser la productivité et la qualité des pièces. Ces systèmes intelligents pourraient être intégrés dans des plateformes de fabrication connectée et contribuer à la mise en œuvre de l'Industrie 4.0. Par ailleurs, la commercialisation du système nécessiterait une étude de marché approfondie, une analyse des coûts de production et une stratégie de propriété intellectuelle pour protéger les innovations développées. Il serait également pertinent d'explorer l'application du concept à d'autres types d'opérations d'usinage, tels que le perçage ou le tournage, en adaptant la géométrie et l'instrumentation en conséquence.

RÉFÉRENCES

[1] N. T. Anh et T. T. Tung, « Cutting force prediction in end milling processes: Analytical models and applications », *Appl. Eng. Sci.*, vol. 23, p. 100250, sept. 2025, doi: 10.1016/j.apples.2025.100250.

[2] S. Cho, S. Asfour, A. Onar, et N. Kaundinya, « Tool breakage detection using support vector machine learning in a milling process », *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 45, nº 3, p. 241-249, mars 2005, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2004.08.016.

[3] M. Rizal, J. A. Ghani, M. Zaki Nuawi, et C. Hassan Che Haron, « A Review of Sensor System and Application in Milling Process for Tool Condition Monitoring », *Res. J. Appl. Sci. Eng. Technol.*, vol. 7, nº 10, p. 2083-2097, mars 2014, doi: 10.19026/rjaset.7.502.

[4] S. Liang, R. Hecker, et R. Landers, *Machining Process Monitoring and Control: The State–of–the–Art*. 2002. doi: 10.1115/IMECE2002-32640.

[5] R. Teti, K. Jemielniak, G. O'Donnell, et D. Dornfeld, « Advanced monitoring of machining operations », *CIRP Ann.*, vol. 59, nº 2, p. 717-739, 2010, doi: 10.1016/j.cirp.2010.05.010.

[6] Y. Zhao, Y. Zhao, et X. Ge, « The Development of a Triaxial Cutting Force Sensor Based on a MEMS Strain Gauge », *Micromachines*, vol. 9, nº 1, p. 30, janv. 2018, doi: 10.3390/mi9010030.

[7] Y. Qin, Y. Zhao, Y. Li, Y. Zhao, et P. Wang, « A High Performance Torque Sensor for Milling Based on a Piezoresistive MEMS Strain Gauge », *Sensors*, vol. 16, nº 4, p. 513, avr. 2016, doi: 10.3390/s16040513.

[8] Y. Zhao et Y. Zhao, « Research of a Cross-Interference Suppression Method for Piezoresistive Three-Dimensional Force Sensor », *Sensors*, vol. 23, nº 9, p. 4573, mai 2023, doi: 10.3390/s23094573.

[9] H. A. Youssef et H. El-Hofy, *Machining technology: machine tools and operations*. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 2008.

[10] W. Sujuan, Z. Tao, H. Bowen, M. Guoqun, S. Zhanwen, et S. To, « Analytical model for the prediction of milling forces: a review », *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 134, nº 3-4, p. 1015-1041, sept. 2024, doi: 10.1007/s00170-024-14129-y.

[11] Z. Duan *et al.*, « Milling Force Model for Aviation Aluminum Alloy: Academic Insight and Perspective Analysis », *Chin. J. Mech. Eng.*, vol. 34, nº 1, p. 18, déc. 2021, doi: 10.1186/s10033-021-00536-9.

[12] D. Yu. Pimenov, M. Kumar Gupta, L. R. R. Da Silva, M. Kiran, N. Khanna, et G. M. Krolczyk, « Application of measurement systems in tool condition monitoring of Milling: A review of measurement science approach », *Measurement*, vol. 199, p. 111503, août 2022, doi: 10.1016/j.measurement.2022.111503.

[13] T. Mohanraj, S. Shankar, R. Rajasekar, N. R. Sakthivel, et A. Pramanik, « Tool condition monitoring techniques in milling process — a review », *J. Mater. Res. Technol.*, vol. 9, nº 1, p. 1032-1042, janv. 2020, doi: 10.1016/j.jmrt.2019.10.031.

[14] M. E. Korkmaz *et al.*, « Indirect monitoring of machining characteristics via advanced sensor systems: a critical review », *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 120, nº 11-12, p. 7043-7078, juin 2022, doi: 10.1007/s00170-022-09286-x.

[15] J. Yang, J. Duan, T. Li, C. Hu, J. Liang, et T. Shi, « Tool Wear Monitoring in Milling Based on Fine-Grained Image Classification of Machined Surface Images », *Sensors*, vol. 22, nº 21, p. 8416, nov. 2022, doi: 10.3390/s22218416.

[16] Y. Altintas, *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*, 2nd ed. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 2012.

[17] D. A. Stephenson et J. S. Agapiou, *Metal Cutting Theory and Practice, Third Edition*.

[18] P. Zhang, D. Gao, Y. Lu, F. Wang, et Z. Liao, « A novel smart toolholder with embedded force sensors for milling operations », *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 175, p. 109130, août 2022, doi: 10.1016/j.ymssp.2022.109130.

[19] M. Rizal, J. A. Ghani, M. Z. Nuawi, et C. H. C. Haron, « An embedded multi-sensor system on the rotating dynamometer for real-time condition monitoring in milling », *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 95, nº 1-4, p. 811-823, mars 2018, doi: 10.1007/s00170-017-1251-8.

[20] K. Gomathi et A. Balaji, « Tool condition monitoring of PCB milling machine based on vibration analysis », *Mater. Today Proc.*, vol. 45, p. 3386-3397, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2020.12.778.

[21] B. Qin, Y. Wang, K. Liu, S. Jiang, et Q. Luo, « A novel online tool condition monitoring method for milling titanium alloy with consideration of tool wear law », *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 199, p. 110467, sept. 2023, doi: 10.1016/j.ymssp.2023.110467.

[22] Z. Xie, Y. Lu, et X. Chen, « A multi-sensor integrated smart tool holder for cutting process monitoring », *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 110, nº 3-4, p. 853-864, sept. 2020, doi: 10.1007/s00170-020-05905-7.

[23] Y. Qin, Y. Zhao, Y. Li, Y. Zhao, et P. Wang, « A novel dynamometer for monitoring milling process », *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 92, nº 5-8, p. 2535-2543, sept. 2017, doi: 10.1007/s00170-017-0292-3.

[24] M. Liu, J. Bing, L. Xiao, K. Yun, et L. Wan, « Development and Testing of an Integrated Rotating Dynamometer Based on Fiber Bragg Grating for Four-Component Cutting Force Measurement », *Sensors*, vol. 18, nº 4, p. 1254, avr. 2018, doi: 10.3390/s18041254.

[25] F. Wu, Y. Li, B. Guo, et P. Zhang, « The Design of Force Measuring Tool Holder System Based on Wireless Transmission », *IEEE Access*, vol. 6, p. 38556-38566, 2018, doi: 10.1109/ACCESS.2018.2853735.

[26] « Rotating dynamometers (RCD) to measure cutting forces directly on the cutting edge | Kistler INT ». Consulté le: 2 décembre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://www.kistler.com/INT/en/rotating-dynamometers-rcd-to-measure-cutting-forces-directly-on-the-cutting-edge/C00000578

[27] M. Rizal, J. A. Ghani, M. Z. Nuawi, et C. H. Che Haron, « Development and testing of an integrated rotating dynamometer on tool holder for milling process », *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 52-53, p. 559-576, févr. 2015, doi: 10.1016/j.ymssp.2014.07.017.

[28] K. Hoffmann, *An introduction to stress analysis using strain gauges*.

[29] H. A. Rahman *et al.*, « Semiconductor strain gauges as potential replacement to metal foil for cutting force measurement in machining process », 2022.

[30] M. Rizal, J. A. Ghani, H. Usman, M. Dirhamsyah, et A. Zaki Mubarak, « Design and Optimization of a Cross-Beam Force Transducer for a Stationary Dynamometer for Measuring Milling Cutting Force », *J. Mach. Eng.*, mars 2023, doi: 10.36897/jme/162514.

[31] R. Puers, « Capacitive sensors: When and how to use them », *Sens. Actuators Phys.*, vol. 37-38, p. 93-105, juin 1993, doi: 10.1016/0924-4247(93)80019-D.

[32] M.-Y. Cheng, C.-L. Lin, Y.-T. Lai, et Y.-J. Yang, « A Polymer-Based Capacitive Sensing Array for Normal and Shear Force Measurement », *Sensors*, vol. 10, nº 11, p. 10211-10225, nov. 2010, doi: 10.3390/s101110211.

[33] Y. Ye, C. Zhang, C. He, X. Wang, J. Huang, et J. Deng, « A Review on Applications of Capacitive Displacement Sensing for Capacitive Proximity Sensor », *IEEE Access*, vol. 8, p. 45325-45342, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.2977716.

[34] G. Luyckx, E. Voet, N. Lammens, et J. Degrieck, « Strain Measurements of Composite Laminates with Embedded Fibre Bragg Gratings: Criticism and Opportunities for Research », *Sensors*, vol. 11, nº 1, p. 384-408, déc. 2010, doi: 10.3390/s110100384.

[35] C.-Y. Hong, Y.-F. Zhang, M.-X. Zhang, L. M. G. Leung, et L.-Q. Liu, « Application of FBG sensors for geotechnical health monitoring, a review of sensor design, implementation methods and packaging techniques », *Sens. Actuators Phys.*, vol. 244, p. 184-197, juin 2016, doi: 10.1016/j.sna.2016.04.033.

[36] M. Kreuzer, « Strain Measurement with Fiber Bragg Grating Sensors ».

[37] M. I. Mupona, I. C. Roşca, et S. Vlase, « Modeling a Milling Dynamometer as a 3DOF Dynamic System by Stiffness Identification », *Appl. Sci.*, vol. 14, nº 12, p. 4981, juin 2024, doi: 10.3390/app14124981.

[38] P. Zhang, D. Gao, Y. Lu, Z. Ma, X. Wang, et X. Song, « Cutting tool wear monitoring based on a smart toolholder with embedded force and vibration sensors and an improved residual network », *Measurement*, vol. 199, p. 111520, août 2022, doi: 10.1016/j.measurement.2022.111520.

[39] N. B. McLaughlin et Y. Chen, « Effect of strain gage misalignment on cross sensitivity of extended ring (ER) transducers », *Can. Biosyst. Eng.*, vol. 54, p. 2.23-2.31, 2012, doi: 10.7451/CBE.2012.54.2.23.

[40] N. T. Anh et T. T. Tung, « Cutting force prediction in end milling processes: Analytical models and applications », *Appl. Eng. Sci.*, vol. 23, p. 100250, sept. 2025, doi: 10.1016/j.apples.2025.100250.

[41] A. Abazeed, M. Abdelshakor, A. Othman, K. F. Tee, et A. Lorenzana, « Development of an ultra-low-cost wireless data acquisition system for monitoring strain and deflection », *J. Strain Anal. Eng. Des.*, vol. 60, nº 3, p. 196-207, avr. 2025, doi: 10.1177/03093247241293865.

[42] « Bluetooth 5.2/Bluetooth LE wireless sensor provides predictive maintenance data and alerts for industrial equipment ». Consulté le: 3 décembre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://www.nordicsemi.com/Nordic-news/2020/04/Lynxemis-Bluetooth-5-2-Bluetooth-LE-sensor-employs-nRF52840

[43] KENNAMETAL, « KenCut<StartNumerator/>™ AL • AADE • Radiused • 3 Flutes • Plain Shank • Inch », kENNAMETAL. Consulté le: 15 octobre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://www.kennametal.com/us/en/products/fam.kencutstartnumerator-al-aade-radiused-3-flutes-plain-shank-inch.100003801.html

[44] S. Yaldız et F. Ünsaçar, « A dynamometer design for measurement the cutting forces on turning », *Measurement*, vol. 39, nº 1, p. 80-89, janv. 2006, doi: 10.1016/j.measurement.2005.07.008.

[45] E. Soliman, « Performance analysis of octal rings as mechanical force transducers », *Alex. Eng. J.*, vol. 54, nº 2, p. 155-162, juin 2015, doi: 10.1016/j.aej.2015.01.004.

[46] W. C. Young, R. G. Budynas, et R. J. Roark, *Roark's formulas for stress and strain*, 7. ed., Reprint. in McGraw-Hill international edition, General engineering series. New York: McGraw-Hill, 2011.

[47] « AISI Type H13 Hot Work Tool Steel ». Consulté le: 17 octobre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=e30d1d1038164808a85cf7ba6aa87ef7&n

[48] L. Marchand, « Analyse expérimentale des contraintes ». Polytechnique Montréal, 2009.

[49] E. Layegh, I. Lazoglu, et H. Erdim, « Tool Deflection in Five-Axis Milling », juin 2013.

[50] « BF350-3AA Precision Resistive Strain gauge for Pressure Sensor Load Cell, Wires, pack/2 ». Consulté le: 20 octobre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://abra-electronics.com/sensors/sensors-flex-force-en/sens-bf350-3aa-precision-resistive-strain-gauge-for-pressure-sensor-load-cell-wires-pack-2.html

[51] « 4 Strain Gauges Coding Problem - Projects / General Guidance », Arduino Forum. Consulté le: 20 octobre 2025. [En ligne]. Disponible sur: https://forum.arduino.cc/t/4-strain-gauge