



UNIVERSITÉ DE
SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique



DÉVELOPPEMENT D'OUTILS POUR L'USINAGE DU BOIS À GRANDE VITESSE

Mémoire de maîtrise ès sciences appliquées
Spécialité : génie mécanique

L'annexe D – Extrait de la norme EN 847-1 (Outils pour le travail du bois)
a été retiré avec l'accord de l'auteur (pages 84-85-86).

Philippe TURCOT, ing.

RÉSUMÉ

L'industrie du bois ouvré est actuellement en pleine transformation, forcée d'améliorer son parc technologique pour mieux faire face à la compétition internationale. L'usinage à grande vitesse (UGV) constitue une alternative intéressante pour les fabricants car elle permet de réduire substantiellement les temps de production sans obliger le producteur à acquérir de nouvelles machines. Cependant, dans bien des cas, les outils limitent la capacité de production des machines, empêchant les fabricants de les utiliser à leur plein potentiel.

Les Outils Gladu et l'Université de Sherbrooke, par le biais de la maîtrise en partenariat, ont donc conjointement décidé de travailler au développement de la première gamme d'outils pour l'usinage du bois à grande vitesse. L'application de la méthode de l'ingénierie simultanée, associée à une démarche de recherche a permis de déboucher sur un concept innovateur.

L'essentiel des travaux de recherche concerne donc la validation de ce concept : les choix des matériaux, les analyses par la méthode des éléments finis et, les essais en laboratoire et en industrie. Les recherches ont permis de doubler les vitesses de rotation admissibles des outils, permettant de réduire de moitié les temps d'usinage en plus d'améliorer le fini de surface et d'allonger la durée de vie des couteaux.

Le dévoilement des outils, au concours d'innovations de l'exposition internationale sur le travail du bois (IWF 2002), a valu aux Outils Gladu un premier prix.

REMERCIEMENTS

Cette recherche en partenariat n'aurait jamais vu le jour sans l'intérêt scientifique que porte M. Yvon Gauthier, vice-président des Outils Gladu. Merci aussi à mon directeur, M. François Gitzhofer, qui m'a offert un support indispensable et continu tout au long de ce projet.

Je tiens aussi à remercier mes partenaires de travail, qui ont collaboré au développement de ce produit : Gabriel Fafard, Michel Laflamme, Mario Laflamme, Steeve Wilson et Yves Lemay.

Finalement, je remercie mon épouse, Marie-Josée, et mes enfants Émilie, Claudine et Ariane pour leur patience et leur soutien à l'égard de cette charge de travail supplémentaire.

TABLE DES MATIÈRES

1. INTRODUCTION	1
1.1. Objectifs et originalité de l'étude.....	2
1.2. Avancement technologique	3
2. L'USINAGE DU BOIS À GRANDE VITESSE.....	4
2.1. Origine	4
2.1.1. Bénéfices recherchés	4
2.1.2. Historique	4
2.1.3. Définition	6
2.2. Problématique	6
2.2.1. La machine	8
2.2.2. L'outil.....	8
2.3. Effets et avantages.....	9
2.3.1. Gain de productivité	9
2.3.2. Diminution des forces de coupe et augmentation de la puissance consommée	9
2.3.3. Amélioration de l'état de surface	11
2.3.4. Impact sur l'usure	14
2.3.5. Effets sur les vibrations	16
2.4. Impact sur la conception des outils et des machines.....	17
2.4.1. Matériau tranchant et géométrie de coupe	17
2.4.2. Serrage des couteaux	18
2.4.3. Conception du corps.....	18
2.4.4. Équilibrage	20
2.4.5. Conception de la machine	20
2.4.6. Mandrin	20
2.4.7. Moteur	22
2.4.8. Roulements.....	22
2.4.9. Sécurité.....	22

3. CONCEPTION DES OUTILS	23
3.1. Méthodologie de conception	23
3.1.1. Recherche des besoins.....	23
3.2. Objectifs à atteindre	25
3.2.1. Les spécifications techniques.....	25
3.2.2. La maison de la qualité.....	25
3.3. Émergence du concept.....	25
3.3.1. Génération des idées.....	26
3.3.2. Avantages du concept.....	27
3.4. Incertitudes liées au concept	28
3.4.1. Propriétés des matériaux	28
3.4.2. Facteurs de sécurité	29
3.4.3. Vibrations et niveau d'équilibrage des outils.....	29
3.4.4. Résistance des pièces	29
3.4.5. Niveau de bruit.....	29
3.4.6. Modes de résonance	29
4. ÉTUDES ANALYTIQUES ET NUMÉRIQUES DU CONCEPT.....	30
4.1. Méthodologie	30
4.1.1. Moyens de validation de la résistance des pièces	30
4.2. Propriétés des matériaux.....	31
4.2.1. Choix des matériaux du corps	31
4.2.2. Propriétés des matériaux	35
4.2.3. Choix des nuances de carbure	36
4.3. Facteurs de sécurité	38
4.4. Vibrations et niveau d'équilibrage des outils.....	40
4.5. Résistances des pièces	49
4.5.1. Tige des mèches de toupies.....	49
4.5.2. Analyse des vis.....	50
4.5.3. Analyse des cales	54
4.5.4. Analyse des couteaux	60
4.5.5. Analyse des butées	64
4.5.6. Analyse du corps	65

5. VALIDATION	67
5.1. Essais en laboratoire	67
5.1.1. Lecture du bruit	67
5.1.2. Modes de résonance	68
5.1.3. Tests d'usinage.....	69
5.2. Essais industriels	71
5.2.1. Choix des clients	72
5.2.2. Essais chez Nicobois	72
5.2.3. Essais chez L & J.G. Stickley	74
5.2.4. Essais chez Robert Ribeyron.....	75
6. CONCLUSION	77
Annexe A - Analyse comparée par paires	81
Annexe B - La maison de la qualité	82
Annexe C - Propriétés des matériaux	83
Annexe D - Extraits de la Norme EN 847-1	84
Annexe E - Précision des machines à équilibrer	87
Annexe F - Calcul de la tolérance de masse à appliquer sur les pièces de rechange	88
Annexe G - Charte d'équilibrage pour les outils à couteaux jetables	90
Annexe H - Calcul des réactions normales à la rupture de la cale	91
Annexe I - Demande de brevet.....	92
Annexe J - Résultats des essais de traction des plaquettes tests.....	105
Annexe K - Résultats des essais d'usinage	106
Annexe L - Calcul de rentabilité de l'outil utilisé chez Nicobois	107
Annexe M - Procédures suivies lors des analyses par éléments finis	108
BIBLIOGRAPHIE	113

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 - Centre d'usinage (défonceuse) Biesse Rover 35, moteur 30000 tr/min.....	2
Figure 1.2 - Outil à couteaux jetables Gladu, RPM_{max} : 12000.....	2
Figure 2.1 - Vitesses de coupe pour l'UGV des métaux.....	6
Figure 2.2 - Vitesses de coupe pour l'UGV du bois.....	6
Figure 2.3 - Éléments constituant la problématique de l'UGV.	7
Figure 2.4 - Force de coupe en fonction de la vitesse de rotation pour le défonçage du MDF avec couteaux en carbure (-) et PCD (--).	10
Figure 2.5 - Force de coupe en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF avec une avance par dent de 0,8 mm.	10
Figure 2.6 - Force de coupe en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF avec une avance par dent de 1,5 mm.	10
Figure 2.7 - Force de coupe en fonction de la longueur usinée pour le défonçage du MDF.	10
Figure 2.8 - Force de coupe en fonction de la vitesse de coupe pour le défonçage de l'épicéa. ...	10
Figure 2.9 - Force de coupe en fonction de la vitesse de coupe pour le défonçage du hêtre.	10
Figure 2.10 - Puissance consommée en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF.....	10
Figure 2.11 - Comparaison de l'état de surface de l'épicéa aux vitesses de coupe 70 et 140 m/s. Lectures contre le grain.....	13
Figure 2.12 - Effet de la grande vitesse sur la force normale et la déformation du matériau usiné.13	
Figure 2.13 - Usure en fonction de la longueur coupée pour les panneaux de particules (SV_M) recouverts de mélamine (SV_D).	15
Figure 2.14 - Usure des couteaux en carbure et diamant en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF.	15
Figure 2.15 - Usure en fonction de la longueur coupée pour le fraisage périphérique du MDF avec une avance par dent de 1,5 mm.	15
Figure 2.16 - Réponses vibratoires d'une défonceuse en fonction de la vitesse de rotation	17

Figure 2.17 - Réponses vibratoires d'une calibreuse simple en fonction de la vitesse de coupe ..	17
Figure 2.18 - Si la meule ne se déplace pas perpendiculairement au profil, les angles de dégagements peuvent être minimales à certains endroits	18
Figure 2.19 - Vitesse de rotation maximale des fraises en acier en fonction de leur diamètre	19
Figure 2.20 - Mandrin conique traditionnel.	21
Figure 2.21 - Système de serrage HSK.	21
Figure 3.1 - Comparaison des avantages du concept retenu et du système classique.	28
Figure 4.1 - Banc d'essais de traction servant à la validation des calculs par MEF.	31
Figure 4.2 - Répartition des contraintes des disques avec trou en rotation.	33
Figure 4.3 - Répartition des contraintes des disques sans trou en rotation.	31
Figure 4.4 - Comparaison des propriétés mécaniques des carbures.	37
Figure 4.5 - Répartition de la force de déséquilibre admissible en fonction des sources de vibration.	42
Figure 4.6 - Force de déséquilibre admissible de l'outil en fonction de la vitesse de rotation.	43
Figure 4.7 - Plage admissible de la qualité d'équilibrage du corps.	46
Figure 4.8 - Qualité d'équilibrage requise de l'outil et excentricité équivalente.	46
Figure 4.9 - Qualité d'équilibrage requise du corps et déséquilibre admissible équivalent.	47
Figure 4.10 - Déséquilibre admissible des pièces interchangeables.	48
Figure 4.11 - Schéma d'une mèche de toupie désaxée dans un mandrin.	49
Figure 4.12 - Force de serrage du tournevis VACO Allen 3/32".	51
Figure 4.13 - Force maximale de serrage du tournevis VACO Allen 3/32".	52
Figure 4.14 - Résistance à la traction des vis 3/32" à filets inverses.	52
Figure 4.15 - Analyse MEF pour trouver la force d'élévation de la cale.	53
Figure 4.16 - Analyse des forces et des contraintes de la cale.	54
Figure 4.17 - Inclinaison de la cale orientée parallèlement au profil.	54
Figure 4.18 - Éprouvette de traction de la cale.	56
Figure 4.19 - Éprouvette de la cale cassée.	56
Figure 4.20 - Analyse par éléments finis de la cale avec un angle d'inclinaison de 30°.	58

Figure 4.21 - Comparaison des forces appliquées sur le couteau classique et sur le couteau ProcentriX.	60
Figure 4.22 - Zones de contraintes élevées sur le couteau.	62
Figure 4.23 - Montage utilisé pour la traction des plaquettes tests.	63
Figure 4.24 - Analyse d'éléments finis des plaquettes tests.	63
Figure 4.25 - Forces sur les butées de blocage et de positionnement.	64
Figure 4.26 - Analyse par éléments finis du corps.	65
Figure 5.1 - Lecture du bruit en fonction de la vitesse de rotation.	67
Figure 5.2 - Lecture des modes vibratoires d'une mèche de toupie.	69
Figure 5.3 - Schéma d'un des plans d'usinage des essais de coupe.	70
Figure 5.4 - Influence de l'augmentation des vitesses de coupe sur les finis de surface.	71
Figure 5.5 - Fraise pour l'usinage à grande vitesse des panneaux ravalés.	75
Figure 5.6 - Fraise pour l'usinage à grande vitesse des lattes de plancher en bois.	76
Figure 6.1 - Trophée décernée aux gagnants du « <i>Challengers Award</i> ».	79

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 2.1 - INFLUENCE DE LA VITESSE DE COUPE SUR L'ÉTAT DE SURFACE.	12
TABLEAU 2.2 - TESTS EFFECTUÉS POUR CONNAÎTRE L'INFLUENCE DE LA VITESSE DE COUPE SUR L'USURE.....	15
TABLEAU 3.1 - ATTENTES DES CLIENTS FACE AUX OUTILS À COUTEAUX JETABLES.....	23
TABLEAU 3.2 - OBJECTIFS VISÉS EN FONCTION DES BESOINS DU MARCHÉ.....	25
TABLEAU 3.3 - ÉVOLUTION DU CONCEPT RETENU.....	26
TABLEAU 4.1 - CRITÈRES DE SÉLECTION DU MATÉRIAU POUR LE CORPS.....	32
TABLEAU 4.2 - RÉSULTATS OBTENUS DU LOGICIEL « <i>MATERIALS SELECTION IN MECHANICAL DESIGN</i> ».....	32
TABLEAU 4.3 - PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DES MATÉRIAUX RETENUS POUR LE CORPS.....	33
TABLEAU 4.4 - CONTRAINTES MAXIMALES DES DISQUES EN ROTATION DE DIFFÉRENTS MATÉRIAUX.....	35
TABLEAU 4.5 - PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DE L'ACIER 4340 SOUMIS À DIFFÉRENTES TREMPES.....	35
TABLEAU 4.6 - PROPRIÉTÉS MÉCANIQUES DES PLAQUETTES EN CARBURE.....	36
TABLEAU 4.7 - NUANCES DE CARBURE RETENUES POUR LES APPLICATIONS UGV.....	37
TABLEAU 4.8 - EXPLICATION DES FACTEURS V&D AFFECTANT LA LIMITE ÉLASTIQUE.....	39
TABLEAU 4.9 - FACTEURS DE SÉCURITÉ (SI RPM \leq 12 000 TR/MIN).....	39
TABLEAU 4.10 - FACTEURS DE SÉCURITÉ (SI RPM $>$ 12 000 TR/MIN).....	40
TABLEAU 4.11 - SOURCES DE VIBRATION.....	40
TABLEAU 4.12 - VITESSES DE ROTATION MAXIMALES ET CHARGES LIMITES EN FATIGUE DES ROULEMENTS.....	42
TABLEAU 4.13 - PRÉCISION DES OPÉRATIONS D'ÉQUILIBRAGE.....	44

TABLEAU 4.14 - PARAMÈTRES REQUIS AU CALCUL DE LA VITESSE DE ROTATION BASÉE SUR LES TIGES DE MÈCHES DE TOUPIES.....	49
TABLEAU 4.15 - CALCUL DE LA LIMITE ADMISSIBLE EN FATIGUE DES TIGES DE MÈCHES DE TOUPIE EN ACIER 4340.....	50
TABLEAU 4.16 - PARAMÈTRES DE L'OUTIL INFLUENÇANT LE NIVEAU DE CONTRAINTES DANS LES RAYONS INTERNES DE LA CALE.....	55
TABLEAU 4.17 - RÉSULTATS DES DEUX PREMIERS ESSAIS DE TRACTION DES ÉPROUVETTES DE LA CALE.....	56
TABLEAU 4.18 - RÉSULTATS DU TROISIÈME ESSAI DE TRACTION DES ÉPROUVETTES DE LA CALE.....	57
TABLEAU 4.19 - RÉSULTATS DES ANALYSES PAR ÉLÉMENTS FINIS DE LA CALE..	58
TABLEAU 4.20 - RÉSULTATS DU QUATRIÈME ESSAI DE TRACTION DES ÉPROUVETTES DE LA CALE.....	58
TABLEAU 4.21 - VITESSES DE ROTATION LIMITES DE LA CALE.....	59
TABLEAU 4.22 - FORCES DE RUPTURE DES PLAQUETTES TESTS ET CONTRAINTES MAXIMALES TROUVÉES PAR MEF.....	63
TABLEAU 4.23 - CORRÉLATION ENTRE LES FINIS D'USINAGE DES PLAQUETTES ET LES CONTRAINTES TROUVÉES PAR MEF.....	64
TABLEAU 5.1 - SÉLECTION DES CLIENTS POUR LES ESSAIS INDUSTRIELS.....	72
TABLEAU 5.2 - DONNÉES DE PERFORMANCES DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ NICOBOIS.....	73
TABLEAU 5.3 - DONNÉES DE PERFORMANCES DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ L & J.G. STICKLEY.....	74
TABLEAU 5.4 - DONNÉES DE PERFORMANCE DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ ROBERT RIBEYRON.....	75
TABLEAU 6.1 - RÉSULTATS OBTENUS EN RAPPORT AVEC LES OBJECTIFS VISÉS..	78

LISTE DES ÉQUATIONS

Équation 4.1 - Contraintes maximales d'un disque annulaire en rotation.	34
Équation 4.2 - Contraintes maximales d'un disque plein en rotation.	34
Équation 4.3 - Facteurs de sécurité demandés la norme EN847-1.....	38
Équation 4.4 - Facteurs de sécurité retenus pour la conception des outils destinés à l'UGV.....	38
Équation 4.5 - Facteur de sécurité associé à la norme EN847-1.....	38
Équation 4.6 - Facteur de sécurité associé à V&D.....	39
Équation 4.7 - Force de déséquilibre.....	41
Équation 4.8 - Qualité d'équilibrage admissible.....	44
Équation 4.9 - Excentricité admissible du centre de gravité.....	44
Équation 4.10 - Qualité d'équilibrage globale.....	44
Équations 4.11 à 4.14 - Qualité d'équilibrage du corps.....	45
Équation 4.15 - Déséquilibre admissible du corps.....	48
Équation 4.16 - Déséquilibre admissible des pièces interchangeables.....	48
Équations 4.17 à 4.19 - Vitesse de rotation limite basée sur la résistance des tiges de mèches de toupies.....	49
Équations 4.20 à 4.23 - Facteur de sécurité à appliquer sur le serrage des vis.....	50
Équation 4.24 - Contraintes dans la cale.....	55
Équations 4.25 et 4.26 - Force centrifuge et vitesse de rotation maximale.....	59
Équation 4.27 - Contraintes dans le couteau.....	62
Équation 4.28 - Contraintes en cisaillement des butées.....	64
Équation 4.29 - Contraintes en compression des butées.....	64
Équation 4.30 - Contraintes dans le corps.....	65

LEXIQUE

c.g. : Centre de gravité

CNC : *Computer Numerical Control* (Commande Numérique par Calculateur)

ENSTIB : École Nationale Supérieure des Technologies et Industrie du Bois

F.S. : Facteur de sécurité

HSK : *Hohl Shaft Kegel* (Mandrin conique creux)

IWF : *Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik*

IWF : *International Woodworking Fair* (Exposition internationale sur l'usinage du bois)

MEF : Méthode des éléments finis

MDF : *Medium Density Fiberboard* (Panneau de fibres à densité moyenne)

PCA : *Paired Comparison Analysis* (Analyse Comparée par Paires)

PCD : *Polycrystalline Diamond* (Diamant polycristallin)

QFD : *Quality Function Deployment* (Déploiement de la Fonction Qualité)

TRS : *Transverse Rupture Strenght* (Résistance en flexion)

UGV : Usinage à Grande Vitesse

V&D : Vallenge et Doughtie

1. INTRODUCTION

L'industrie du bois ouvré, comme la plupart des secteurs manufacturiers, fait actuellement face à la mondialisation de son marché. Cette globalisation amène une concurrence internationale de plus en plus vive et, conséquemment, les marges de profit des fabricants diminuent. Un des moyens de contrer cet effet consiste à augmenter la productivité.

Dans le passé, les efforts investis dans l'amélioration de la production se bornaient à réduire les temps d'arrêt ou de mise en route des machines. Maintenant, à cause d'une demande toujours croissante de rationalisation, la productivité passe aussi par une réduction du temps d'usinage [WESTKÄMPER et coll., 1993a]. L'usinage à grande vitesse (UGV) constitue une solution intéressante pour les fabricants de meubles qui veulent accroître leur production et leur marge de profits.

La performance des machines destinées à l'usinage du bois a connu un progrès considérable ces dernières années. Aujourd'hui, elles sont dotées de moteurs puissants et rapides permettant de grandes vitesses d'avance. Toutefois, dans bien des cas, ces machines ne sont pas utilisées à leur plein régime. La conception de certains outils empêche en effet les manufacturiers d'utiliser tout le potentiel de leurs machines. Ainsi, pour des raisons de sécurité, la vitesse de coupe des outils à couteaux brasés est limitée à 75 m/s tandis que celle des outils à couteaux jetables est limitée à 50 m/s [INRS N°AK920,1994]. Cette dernière limitation est due au fait que les couteaux sont retenus uniquement par la friction d'un assemblage mécanique. En fonction de leur diamètre externe, les outils possèdent donc une vitesse de rotation maximale qui est souvent bien en deçà des vitesses que peuvent atteindre les machines actuelles.

L'outil à couteaux jetables de la figure 1.2 pourrait très bien être utilisé sur la machine de la figure 1.1. Dans ce cas-ci, la perte de productivité à l'usinage est de 2,5. À cause de la limite de rotation de l'outil, la vitesse d'avance de la machine doit être volontairement réduite afin de ne pas affecter le fini de surface du matériau usiné.



Figure 1.1 - Centre d'usinage (défonceuse) Biesse Rover 35, moteur 30000 tr/min.



Figure 1.2 - Outil à couteaux jetables Gladu, RPM_{max}: 12000.

$$\frac{rpm_{machine}}{rpm_{outil}} = \frac{30000}{12000} = 2,5$$

Dans ces circonstances, la conception d'outils sécuritaires pouvant atteindre et dépasser les vitesses de rotation des machines permettrait enfin d'exploiter celles-ci à leur pleine capacité. Paradoxalement, les outils à couteaux jetables sont ceux qui limitent le plus le procédé, mais ce sont aussi ceux qui ont le meilleur potentiel d'atteindre des grandes vitesses de coupe. En effet, la force de retenue mécanique des couteaux peut être facilement augmentée alors que la résistance des outils brasés ne peut être améliorée.

1.1. Objectifs et originalité de l'étude

La présente recherche vise le développement et à la validation d'une gamme d'outils à couteaux jetables destinés à l'usinage du bois à grande vitesse. Le moyen pris pour y parvenir passe par la conception d'un système de serrage plus performant, plus résistant et répondant mieux aux besoins changeants de la clientèle. Cette dernière exige des outils à couteaux jetables plus rapides, ayant une meilleure précision et un fonctionnement simplifié. Les objectifs spécifiques de ce projet sont de :

- Augmenter les vitesses de rotation des outils de coupe à 30 000 tr/min pour les outils dont le diamètre est inférieur à 57 mm et augmenter les vitesses de coupe à 90 m/s pour les outils dont le diamètre est supérieur à 57 mm;
- Pouvoir affûter les couteaux tout en maintenant un diamètre et un profil constants après aiguisage pour 60% des profils existants;
- Prolonger la durée d'utilisation des couteaux jetables (réduire sa fréquence d'entretien ou son remplacement);
- Faciliter le montage de l'outil et le positionnement des couteaux;
- Augmenter la précision du battement, du diamètre et réduire le jeu entre les profils;
- Réduire les vibrations causées par le déséquilibre de l'outil afin de pouvoir respecter la norme EN847-1;
- Normaliser la forme des plaquettes utilisées pour la fabrication des couteaux;
- Normaliser les outils à couteaux jetables;
- Réduire la quantité de matière brute qui entre dans la fabrication d'un couteau.

1.2. Avancement technologique

Les outils à couteaux jetables pour l'industrie du bois n'atteignent pas des vitesses aussi élevées que celles énoncées dans les objectifs. En effet, la technologie présentement utilisée ne permet pas de concevoir un outil capable de résister aux forces et aux vibrations générées par des vitesses de rotation de 30 000 tr/min.

2. L'USINAGE DU BOIS À GRANDE VITESSE

2.1. Origine

2.1.1. Bénéfices recherchés

Les bénéfices recherchés par l'usinage du bois à grande vitesse sont les mêmes que ceux qui ont motivé le développement de l'usinage des métaux à grande vitesse. Historiquement, l'UGV a d'abord été exploré dans le but d'améliorer les méthodes d'usinage de l'acier et du titane pour augmenter la productivité. Par la suite, l'UGV a plutôt été exploité dans l'amélioration des surfaces usinées, pour laquelle elle a eu beaucoup de succès, entre autres dans l'usinage de l'aluminium [SCHULZ et coll., 1992]. Aujourd'hui, l'objectif premier est d'usiner à très grande vitesse et à des vitesses d'avance correspondantes, de façon à réduire le temps d'usinage, d'augmenter la production, puis enfin d'améliorer la qualité des surfaces usinées, si possible [WESTKÄMPER et coll., 1993a, HOGAN, 1999].

Ainsi, de plus en plus, l'UGV est appliqué afin de rendre la production plus efficace. Il ne faut cependant pas négliger les avantages que procurent l'UGV dans l'amélioration des surfaces de certains matériaux. Il reste encore beaucoup d'applications pour lesquelles l'objectif premier reste encore le surfacage et l'usinage de précision [WESTKÄMPER et coll., 1992c].

2.1.2. Historique

Théoriquement, les avantages de l'UGV ont été reconnus aussi tôt qu'en 1920, mais la résistance à l'usure des outils et celle des roulements des moteurs ont empêché une percée finale jusqu'à la fin des années 1980 [WESTKÄMPER et coll., 1992c, NIEMINEN et coll., 1996].

Depuis le début des années 1950, plusieurs essais en UGV ont été réalisés sur différents matériaux. Ces tests plutôt théoriques ont été mis en pratique pour la première fois en 1977 [WESTKÄMPER et coll., 1992c]. C'est véritablement à partir de cette époque que le développement prend une ampleur considérable. Les documents du CIRP relatent qu'en 1978, 26 laboratoires de recherche à travers le monde se penchaient sur l'UGV. Parmi ces

recherches, l'une des plus systématiques a été le «*4-year Advanced Machining Research Program*», faite aux États-Unis. Les vitesses de coupe étudiées variaient alors entre 0 et 408 m/s [SCHULZ et coll., 1992].

La venue des matériaux plus durs comme les céramiques, le nitrure du bore cubique (CBN) et le diamant polycristallin (PCD), combinée à une meilleure technologie des machines-outils ont fait des années 1980 la période la plus intensive de recherche en UGV pour les métaux. Les matériaux concernés étaient l'aluminium, la fonte, le cuivre, l'acier et le plastique [WESTKÄMPER et coll., 1992c]. C'est également au cours de ces années que l'industrie aéronautique prend le virage UGV. Pour cette industrie, les bénéfices sont évidents puisque sur certaines pièces d'aluminium, on usine jusqu'à 90% de la matière [WESTKÄMPER et coll., 1992c, REITER et coll., 1999].

L'UGV appliqué au bois et aux matériaux dérivés du bois voit son apparition au début des années 1990. Les domaines d'études concernent surtout le défonçage à commande numérique, qui s'apparente au fraisage de pièces d'aluminium en aéronautique. Les principaux groupes de recherche identifiés sont :

- Wood Machining & Tooling Research Program, NCSU, USA
- École Nationale Supérieure des Arts et Métiers, Cluny, France
- Équipe de productique du Bois de Tarbes, France
- Labor für CNC-Technik, Rosenheim, Allemagne

Le fraisage à grande vitesse avec des outils de plus grands diamètres a aussi fait l'objet de recherches. Guillen, un fabricant français d'outils sur mesure, a entre autres développé une fraise de 170 mm de diamètre pour l'usinage des panneaux ravalés à grande vitesse [COURBIS, 2000]. De façon plus générale, l'*Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik* (IWF), de l'Université de Braunschweig, en Allemagne, a étudié plusieurs procédés de l'UGV du bois entre 1991 et 1993 [WESTKÄMPER et coll., 1991, 1992a, 1992b, 1992c, 1993b, 1993c].

2.1.3. Définition

La définition de l'UGV est complexe puisqu'elle varie en fonction du matériau à couper, de l'opération de coupe, du type d'outil utilisé, etc. [SCHULZ et coll., 1992] Dans l'usinage des métaux, on parle d'UGV lorsque les vitesses de coupe sont de 5 à 10 fois plus élevées que les vitesses classiques [ZENKER et coll., 1993, COSTES et coll., 1999]. Naturellement, l'augmentation de la vitesse de coupe et de la fréquence de rotation permet des avances plus grandes. L'UGV est donc aussi défini par un enlèvement de la matière de 3 à 5 fois supérieur à ce qu'on retrouve en usinage classique [DESTEFANI, 1997].

Pour la coupe du bois, l'UGV est caractérisé par une augmentation de la vitesse de coupe autour d'un facteur de 2 à 5 par rapport aux vitesses de coupe classiques et par une augmentation correspondante de la vitesse d'avance [WESTKÄMPER et coll., 1993b].

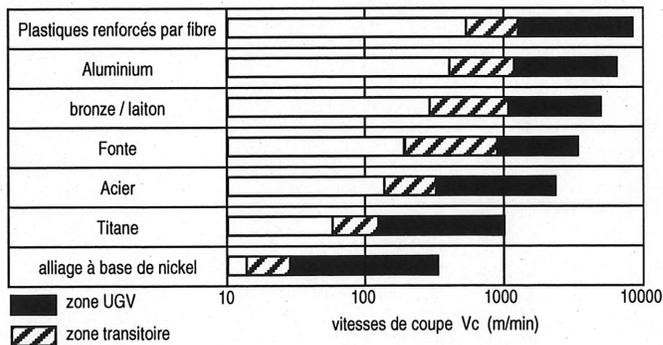


Figure 2.1 - Vitesses de coupe pour l'UGV des métaux. [SCHULZ et coll., 1992]

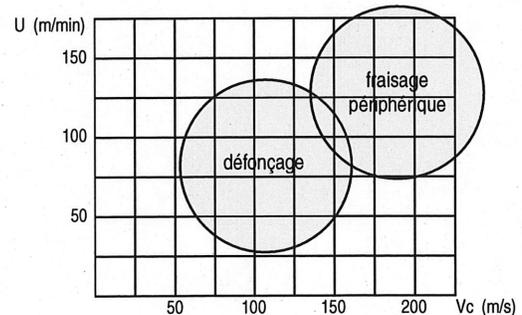


Figure 2.2 - Vitesses de coupe pour l'UGV du bois. [WESTKÄMPER et coll., 1993b]

2.2. Problématique

Dans le passé, les moteurs, les roulements et la résistance à l'usure des matériaux tranchants ont toujours été les principaux facteurs limitant l'exploration de l'UGV. Aujourd'hui, d'autres facteurs s'ajoutent à ceux-ci. Ils concernent la résistance des outils aux vitesses de rotation et l'inertie associée au déplacement du matériau à couper [SCHULZ et coll., 1992, REITER et coll., 1999]. L'un ou l'autre de ces facteurs prédominera en fonction du procédé de coupe et du genre de matériau coupé. Par exemple, après avoir atteint une vitesse de coupe maximum,

l'usure et la température pourraient augmenter drastiquement et la puissance du moteur pourrait être atteinte [ZENKER et coll., 1993].

L'UGV n'est pas simple à appliquer parce qu'il s'agit d'un procédé comportant plusieurs éléments qui doivent tous être révisés [HOGAN, 1999]. Pour plusieurs de ces éléments, dont l'outil, l'optimisation n'est pas suffisante, il faut innover [SCHULZ et coll., 1992].

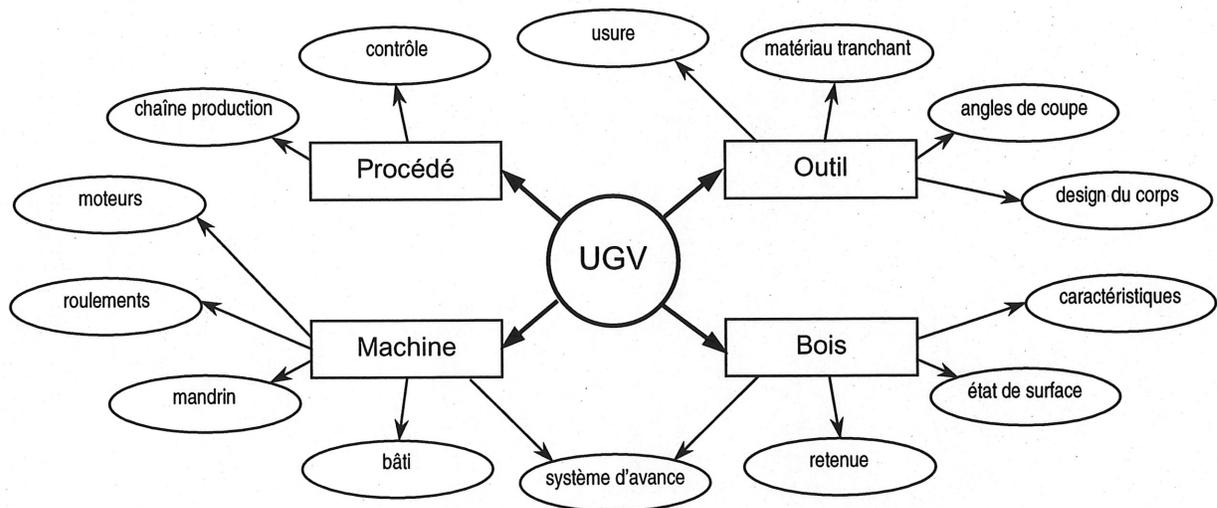


Figure 2.3 - Éléments constituant la problématique de l'UGV.

L'augmentation des vitesses d'avance dans l'usinage du bois est étroitement reliée à l'évolution des machines et des outils. Il va de soi que l'évolution des systèmes d'avance mécanique même y a contribué, mais la précision des outils et du système dans son ensemble favorise aussi des avances plus grandes parce que le procédé d'usinage est plus constant. En 1959, le bouvetage du bois de pin se faisait à une vitesse d'avance entre 65 et 100'/min [MÉTRAL, 1959]. Aujourd'hui, les machines les plus performantes atteignent 500'/min.

Si les vitesses d'avance ont connu une évolution, il en est tout autrement des vitesses de rotation. Encore aujourd'hui, la vitesse de rotation de plusieurs machines plafonne toujours autour de 6000 tr/min, la même vitesse qu'il y a plus de 40 ans. C'est plutôt le nombre de dents sur l'outil qui a augmenté avec l'accroissement des vitesses d'avance afin de maintenir la même qualité de coupe.

2.2.1. La machine

On ne peut faire de l'UGV sans être équipé de moteurs puissants à haute révolution. C'est vrai aussi pour le déplacement du bois qui doit pouvoir se faire rapidement et avec précision [HOGAN, 1999]. Les seules variations des vitesses de rotation de la broche et du système d'avance provoquent une variation de la vitesse de coupe périphérique, mais également une variation de l'avance par dent et donc de l'épaisseur du copeau [COSTES et coll., 1999].

Pour éviter les modes de fréquences naturelles, la machine et l'outil doivent être dynamiquement stables [GALLIST, 1989, GÜNSCHE et coll., 1998]. Une grande rigidité éloigne ces modes de résonance [HOGAN, 1999, GALLIST, 1989]. Le déséquilibre et le battement radial des pièces tournantes sont aussi des sources de vibrations. C'est pourquoi toutes les composantes en rotation doivent être équilibrées avec précision et les battements radiaux doivent être extrêmement faibles sur la broche (0,000080"), le mandrin et l'outil [DESTEFANI, 1997]. La lecture des excitations vibratoires à l'aide de capteurs s'impose [GALLIST, 1989].

2.2.2. L'outil

En doublant la vitesse de rotation, on multiplie par quatre l'énergie cinétique des composantes tournantes [SCHULZ et coll., 1995]. Les pièces de l'outil sont alors soumises à des forces centrifuges extrêmes. En plus d'exiger un serrage approprié entre les couteaux et l'outil, ces forces exigent que l'on fasse la révision du design du corps quant à sa forme et au choix des matériaux, car ce dernier risque d'être à la limite de sa résistance mécanique. Des calculs sont donc essentiels pour garantir la sécurité [GÜNSCHE et coll., 1998]. Afin de rendre le procédé sécuritaire, il est aussi nécessaire que les opérateurs en connaissent tous les aspects et qu'ils vérifient rigoureusement chacune des composantes du système. Une discipline de travail doit alors être imposée par l'entreprise manufacturière [HOGAN, 1999].

2.3. Effets et avantages

Les avantages que procurent l'UGV peuvent être obtenus seulement si l'on considère une bonne interaction entre l'outil et le matériau usiné. De plus, la machine doit être bien sélectionnée, les paramètres de coupe doivent être adéquats et enfin, les aspects de sécurité doivent tous être examinés [NIEMINEN et coll., 1996].

2.3.1. Gain de productivité

De plus grandes vitesses de coupe permettent de plus grandes vitesses d'avance, ce qui amène une augmentation de la productivité [NIEMINEN et coll., 1996, REITER et coll., 1999, COSTES et coll., 1999, DESTEFANI, 1997]. Celle-ci s'explique par la réduction des temps de fabrication de 40% à 70% entraînant ainsi une diminution des coûts de main d'œuvre de 20% à 50% [WESTKÄMPER et coll., 1992c, SCHULZ et coll., 1992]. C'est sans contredit le principal avantage puisqu'il est applicable quel que soit le procédé utilisé ou le matériau coupé.

2.3.2. Diminution des forces de coupe et augmentation de la puissance consommée

La réduction des efforts de coupe s'explique dans la plupart des cas par une réduction de l'épaisseur de copeau [ZENKER et coll., 1993]. Toutefois, dans l'UGV des matériaux tendres et souples, on peut voir une diminution des forces de coupe de 30% par rapport aux vitesses classiques, tout en maintenant une épaisseur de copeau constante [WESTKÄMPER et coll., 1992c, 1993b]. L'UGV n'obéit pas aux mêmes lois que l'usinage classique [COSTES et coll., 1999].

Pour l'usinage du MDF, les forces de coupe augmentent légèrement avec l'accroissement de la vitesse de coupe. Cette augmentation est aussi plus marquée avec de plus grandes avances par dent (figures 2.4, 2.5 et 2.6). Toutefois, si on fait abstraction des forces requises pour faire avancer le matériau afin de maintenir un copeau constant, les forces de coupe ne varient plus en fonction de la vitesse de coupe (figure 2.7). [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1992b, 1993a, GÜNSCHE et coll., 1998]

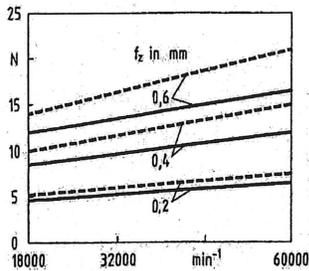


Figure 2.4 - Force de coupe en fonction de la vitesse de rotation pour le défonçage du MDF avec couteaux en carbure (—) et PCD (---). [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]

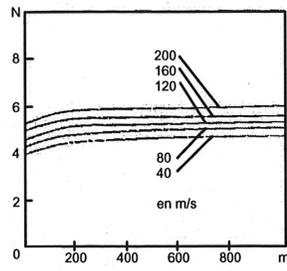


Figure 2.5 - Force de coupe en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF avec une avance par dent de 0,8 mm. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

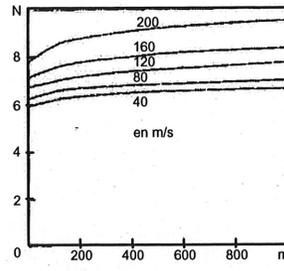


Figure 2.6 - Force de coupe en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF avec une avance par dent de 1,5 mm. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

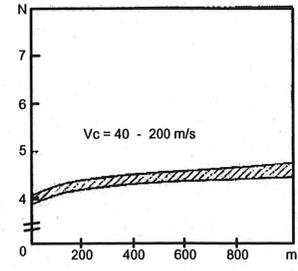


Figure 2.7 - Force de coupe en fonction de la longueur usinée pour le défonçage du MDF. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

Les figures 2.5, 2.6 et 2.7 montrent qu'à mesure que l'outil s'use, les forces augmentent légèrement d'une façon dégressive. Cette augmentation est aussi influencée par le matériau tranchant. À la fin de la vie des outils, on remarque un accroissement de la force de 30% avec du carbure et de 15% avec du diamant. Cependant, comme le montre la figure 2.4, les forces sont toujours plus élevées avec du diamant en raison de la géométrie de coupe qui est moins favorable. [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]

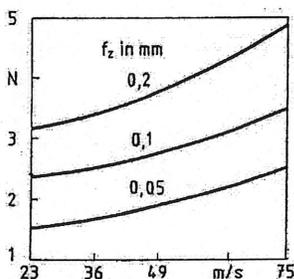


Figure 2.8 - Force de coupe en fonction de la vitesse de coupe pour le défonçage de l'épicéa. [WESTKÄMPER et coll., 1992a]

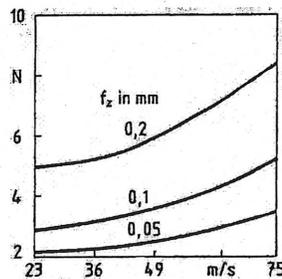


Figure 2.9 - Force de coupe en fonction de la vitesse de coupe pour le défonçage du hêtre. [WESTKÄMPER et coll., 1992a]

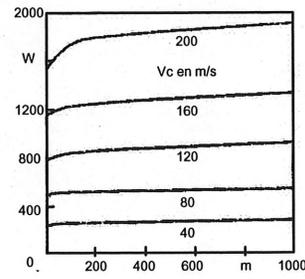


Figure 2.10 - Puissance consommée en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

L'usinage du bois naturel montre les mêmes tendances, soit une augmentation de la force de coupe avec l'augmentation de la vitesse de coupe (figures 2.8 et 2.9). L'usinage des bois durs

par rapport aux bois tendres demande plus de force à cause des différences de densité. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

La puissance consommée (figure 2.10), contrairement à la force de coupe, augmente de façon à peu près proportionnelle avec l'augmentation de la vitesse de coupe, pour une même avance par dent. Elle s'accroît donc en relation directe avec la vitesse d'avance du matériau.

2.3.3. Amélioration de l'état de surface

Tout comme pour la diminution des efforts de coupe, l'amélioration de la qualité de surface s'explique souvent par une réduction de l'épaisseur du copeau. Mais encore ici, dans l'UGV des matériaux tendres et souples, on observe une nette amélioration des finis de surface pour une même épaisseur de copeau [REITER et coll., 1999, WESTKÄMPER et coll., 1992a, COSTES et coll., 1999, GÜNSCHE et coll., 1998]. La réduction des forces de coupe en est responsable [WESTKÄMPER et coll., 1993b].

L'analyse des finis de surface se fait à l'aide d'appareils de mesure qui enregistrent les variations de profil. Différents systèmes de mesure ont été développés dont TOPOVISE par l'ENSTIB et EQUAM par l'IWF [WESTKÄMPER et coll., 1993a, COSTES et coll., 1999]. Si on se fie à l'expérience du passé, deux paramètres d'usinage peuvent influencer le fini de surface d'une espèce de bois, pour une orientation de coupe constante : l'avance par dent et les vitesses de coupe [WESTKÄMPER et coll., 1992a]. Plusieurs essais ont été effectués sur différents matériaux afin de connaître l'influence de l'augmentation de la vitesse de coupe sur l'état de surface. Afin de bien comparer les différents procédés, les résultats s'expriment tous en distance usinée pour une qualité de surface donnée et pour une même avance par dent.

TABLEAU 2.1 - INFLUENCE DE LA VITESSE DE COUPE SUR L'ETAT DE SURFACE.

Test	Résultats de l'état de surface
<p>Fraisage périphérique de panneaux de particules recouverts de mélamine Couteaux en carbure K05 et PCD Avance par dent : 0,8 mm Vitesses étudiées : 40 - 160 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1992b, 1993a]</p>	<p>En doublant les vitesses de coupe avec le carbure, l'état de surface s'est immédiatement détérioré et les distances usinées ont chuté de moitié. Par contre, avec le PCD, la variation de la vitesse de coupe n'affectait ni le fini de surface, ni les distances usinées qui étaient 50 fois supérieures à celles observées dans le carbure. Puisque les avances ont été quadruplées, on note également une très grande rentabilité avec l'utilisation du PCD.</p>
<p>Défonçage du MDF Couteaux en carbure K05 Avance par dent : 0,2 - 0,8 mm Vitesses étudiées : 23 - 70 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]</p>	<p>Avec l'augmentation des vitesses de coupe, la qualité de surface est toujours diminuée, de même que les longueurs coupées. En triplant la vitesse de coupe, on diminue de près de six fois la longueur coupée. L'augmentation de l'avance par dent a toutefois une incidence positive sur les longueurs usinées, même si au début de l'usinage, la qualité de surface est moins bonne.</p>
<p>Défonçage du MDF Couteaux en PCD Avance par dent : 0,2 - 0,4mm Vitesses étudiées : 23 - 70 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]</p>	<p>Les distances usinées avec le PCD sont 10 fois supérieures à celles observées avec le carbure. Par contre, comme avec ce dernier, l'augmentation des vitesses de coupe réduit la qualité de surface et les longueurs coupées. Toutefois, en triplant les vitesses de coupe, les distances ne diminuent que du tiers, ce qui double ici la productivité. De plus, l'augmentation de l'avance par dent résulte d'un faible accroissement des longueurs coupées mais la qualité de surface en est affectée sur la quasi-totalité de la coupe.</p>
<p>Défonçage de l'épicéa et du hêtre Vitesses étudiées : 23 - 70 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1992a]</p>	<p>Avec l'augmentation de la vitesse de coupe, on remarque une nette augmentation de la qualité de surface, surtout pour les coupes difficiles, contre le grain et en bout.</p>
<p>Fraisage périphérique du MDF Couteaux en carbure K05 Avance par dent : 0,8 - 1,5mm Vitesses étudiées : 40 - 200 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1992b]</p>	<p>Les longueurs usinées diminuent toutes avec l'accroissement des vitesses de coupe. Cependant, en augmentant l'avance par dent de 0,8 à 1,5mm, elles sont toujours supérieures mais chutent plus rapidement à partir de 120 m/s. De plus, en doublant les vitesses de coupe, on ne diminue que de moitié les longueurs coupées, montrant ainsi une profitabilité.</p>
<p>Fraisage périphérique de l'épicéa et du hêtre Vitesses étudiées : 40 - 200 m/s [WESTKÄMPER et coll., 1993b]</p>	<p>L'augmentation des vitesses de coupe indique de légers progrès de l'état de surface dans le cas du hêtre. Par contre, on note de remarquables améliorations dans l'usinage de l'épicéa, surtout pour les zones difficiles, contre le grain et près des nœuds (figure 2.11).</p>
<p>Profilage de l'érable, du châtaigner, du hêtre, du tauari, du chêne et de l'épicéa. Vitesses de rotation : 24000 tr/min Vitesses étudiées : 191 - 213 m/s [COURBIS, 2000]</p>	<p>Les premiers tests montrent une amélioration visuelle du fini de surface pour toutes les espèces sauf pour le chêne et l'épicéa. Mais avec les essais à 213 m/s, la qualité de surface de toutes les essences s'est améliorée. Le fini était si bon que même l'usinage en avalant n'était plus nécessaire dans le travail contre la fibre.</p>

À la lumière des résultats de ces essais, on peut conclure que l'augmentation des vitesses de coupe détériore la qualité de surface des panneaux de particules et de MDF, surtout avec l'utilisation du carbure. Cependant, elle améliore le fini des bois naturels, spécialement dans les usinages difficiles, contre le grain et près des nœuds. Ces résultats sont encore plus marqués dans l'usinage des espèces tendres comme l'épicéa.

L'état de surface s'améliore parce que la coupe se fait avant que le matériau n'ait eu le temps de réagir à la déformation. En d'autres termes, le temps de relaxation des espèces tendres est plus long que le temps de coupe. Ainsi, avec l'augmentation de la vitesse de coupe, la force minimum requise pour couper la fibre est atteinte plus rapidement, en autant que le matériau coupé soit assez souple. Puisque la coupe s'effectue sur une plus petite distance, la force normale et la déformation du matériau sont conséquemment réduites (voir figure 2.12) [WESTKÄMPER et coll., 1993b]. De ce fait, considérant que le bois est un matériau relativement flexible, l'UGV réduit la possibilité que les fibres se relèvent parce que la coupe se fait de façon plus nette [WESTKÄMPER et coll., 1992a].

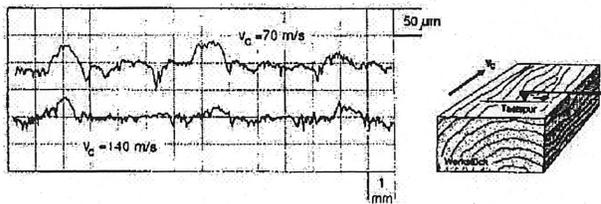


Figure 2.11 - Comparaison de l'état de surface de l'épicéa aux vitesses de coupe 70 et 140 m/s. Lectures contre le grain.

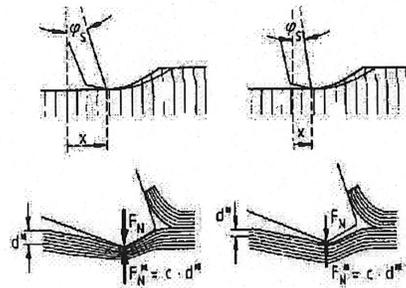


Figure 2.12 - Effet de la grande vitesse sur la force normale et la déformation du matériau usiné.

2.3.4. Impact sur l'usure

L'usure des outils doit prioritairement être contrôlée en UGV parce que, d'une part, elle influence directement la rentabilité du procédé, et, d'autre part, elle détériore la qualité de surface usinée en plus d'augmenter la force de coupe [KO et coll., 1999]. Puisque l'usure est en relation directe avec les efforts de coupe [KO et coll., 1999], il est plausible de croire à une diminution de l'usure [COSTES et coll., 1999] dans l'UGV de certains matériaux. Pour l'instant, les expériences les plus positives ne dénotent pas d'augmentation d'usure pour la même quantité de matériaux coupés à des vitesses différentes.

Dans l'usinage des métaux, les résultats de plusieurs expériences démontrent que la théorie de la formation du copeau s'applique à l'UGV. Pour ces mêmes matériaux, avec l'augmentation des vitesses de coupe, on remarque une diminution des forces de coupe, une amélioration de la qualité des surfaces (découlant de la réduction de chaleur dans la pièce usinée), puis un accroissement de la température et de l'usure de la pointe tranchante. [WESTKÄMPER et coll., 1993a, NIEMINEN et coll., 1996, SCHULZ et coll., 1992].

Dans l'usinage du bois, on observe trois formes d'usure des outils : usure abrasive, ruptures fragiles et usure chimique. L'usinage de bois très abrasifs use rapidement les matériaux mous tandis que la présence de nœuds ou de variations dans la densité du matériau usiné, combiné à la nature de l'impact du procédé d'usinage, causera la rupture des matériaux durs et fragiles. Pour sa part, l'usure chimique est le résultat de la rencontre des matériaux tranchants et tranchés à haute température. Par exemple, dans l'usinage du MDF (*Medium Density Fiberboard*) avec du carbure, la chaleur de la pointe du couteau cause l'oxydation et le ramollissement des grains de cobalt. Plus les grains de cobalt sont grands, plus le phénomène s'accroît. Le PCD surclasse le carbure dans l'usinage du MDF à cause de son habilité à résister aux attaques chimiques et à dissiper la chaleur en dehors de la zone de coupe. [KO et coll., 1999] Avec l'augmentation des vitesses de coupe, le frottement et la température de la pointe de l'outil risquent d'augmenter. L'usure chimique est donc potentiellement un obstacle à celle-ci. Pour contrer cet effet, l'utilisation des carbures micro grains et du PCD pourraient s'avérer des solutions possibles [GÜNSCHE et coll., 1998].

TABLEAU 2.2 - TESTS EFFECTUES POUR CONNAITRE L'INFLUENCE DE LA VITESSE DE COUPE SUR L'USURE.

Tests	Résultats de l'usure
Fraisage périphérique de panneaux de particules recouverts de mélamine Couteaux en PCD Vitesses étudiées : 60 - 160 m/s	L'usure lors de la coupe des panneaux de mélamine, qui est essentielle à la détermination de la longueur usinée, est indépendante de la vitesse de coupe et augmente très peu avec la longueur coupée. Toutefois, lors de la coupe des panneaux de particules, l'usure est clairement dépendante de la vitesse de coupe. Des éclats (ruptures fragiles) apparaissent à intervalles réguliers. [WESTKÄMPER et coll., 1992b, 1993a]
Défonçage du MDF Couteaux en carbure K05 Vitesses étudiées : 23 - 70 m/s	L'usure est fortement influencée par l'augmentation de la vitesse de coupe, mais faiblement par l'augmentation de l'avance par dent. Ces résultats concernant l'usure correspondent très bien aux résultats sur la qualité de surface. [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]
Défonçage du MDF Couteaux en PCD Vitesses étudiées : 23 - 70 m/s	L'usure s'accroît avec l'augmentation de la vitesse de coupe et de l'avance par dents. Ces résultats sont cependant beaucoup moins dépendants des paramètres d'usinage. [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1993a]
Fraisage périphérique du MDF Couteaux en carbure K05 Avance par dent : 0,8 - 1,5 mm Vitesses étudiées : 40 - 200 m/s	Pour une avance par dent de 0,8 mm, on ne note pas d'augmentation d'usure, ni dans l'arrondi, ni dans la profondeur des entailles. Par contre, avec une avance par dent de 1,5 mm, la profondeur des entailles croît avec l'augmentation de la vitesse de coupe mais l'arrondi demeure constant. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

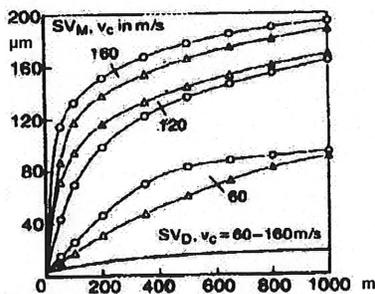


Figure 2.13 - Usure en fonction de la longueur coupée pour les panneaux de particules (SV_M) recouverts de mélamine (SV_D). [WESTKÄMPER et coll., 1994a]

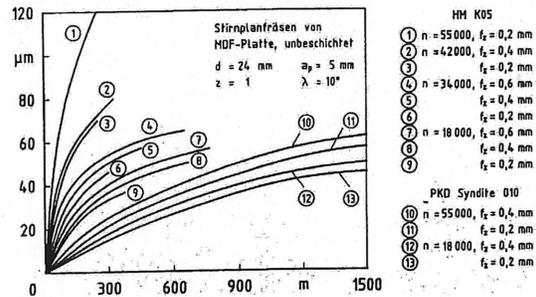


Figure 2.14 - Usure des couteaux en carbure et diamant en fonction de la longueur coupée pour le défonçage du MDF. [WESTKÄMPER et coll., 1992a]

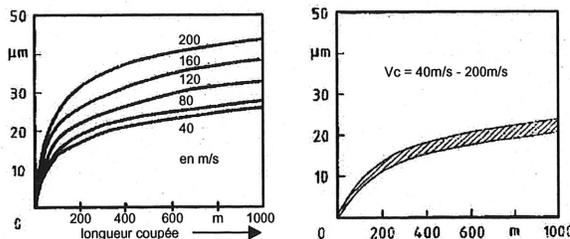


Figure 2.15 - Usure en fonction de la longueur coupée pour le fraisage périphérique du MDF avec une avance par dent de 1,5 mm.
À gauche : profondeur des entailles.
À droite : arrondi.
[WESTKÄMPER et coll., 1992b]

D'après les résultats de ces essais, l'usure varie en fonction des matériaux tranchés et tranchants, de la vitesse de coupe, de l'avance par dent et du procédé. Malheureusement, aucune donnée de l'usure dans l'usinage du bois naturel n'a pu être trouvée et le manque de résultats pour les autres matériaux empêche également de tirer une conclusion claire quant à l'influence de la vitesse de coupe sur l'usure. On remarque toutefois qu'avec l'augmentation des vitesses de coupe, l'usure semble s'accroître plus rapidement dans le toupillage que dans le fraisage périphérique.

2.3.5. Effets sur les vibrations

Puisque les vibrations sont entre autres provoquées par les forces de coupe, la diminution de celles-ci par la formation de petits copeaux entraîne également une réduction des vibrations. «Une vitesse de coupe trop faible favorise la mise en vibration, surtout lorsque la profondeur de passe est grande [COSTES et coll., 1999].» Les vibrations détériorent la qualité de surface du matériau usiné, réduisent la durée de vie des roulements et peuvent détruire le tranchant du couteau quand celui-ci est composé d'un matériau fragile, comme c'est le cas du PCD [COSTES et coll., 1999, GÜNSCHE et coll., 1998]. Elles sont causées par le déséquilibre des pièces tournantes, l'excentricité de chacune de ces pièces par rapport à l'axe du moteur, une avance par dent trop grande, des outils usés et une mauvaise conversion des fréquences du moteur à trois phases [BOOTH, 1994].

Les lectures des fréquences vibratoires en UGV, faites sur une défonceuse CNC et sur une calibreuse simple, ont montré une nette dépendance des résultats au déséquilibre des outils. Le graphique de la figure 2.16 indique que la qualité d'équilibrage du système complet se détériore proportionnellement avec l'augmentation de la rotation. Les mesures avec et sans travail dénotent seulement une augmentation des vibrations de 20% sur une plage de 60 000 tr/min ce qui démontre une faible influence de l'avance par dents, de l'usure de l'outil et des matériaux tranchants et tranchés. Des tests similaires effectués sur la calibreuse simple (figure 2.17) montrent également l'importance de l'équilibrage de l'outil, puisque jusqu'à 120 m/s le système vibre d'une façon constante à 16 m/s^2 , mais qu'à partir de cette vitesse, la qualité se détériore rapidement pour atteindre 40 m/s^2 à une vitesse de coupe de 200 m/s. Ces dernières lectures vibratoires correspondent exactement aux lectures des finis de surface qui

indiquent une accélération de la détérioration à partir de 120 m/s. [WESTKÄMPER et coll., 1992a, 1992b]

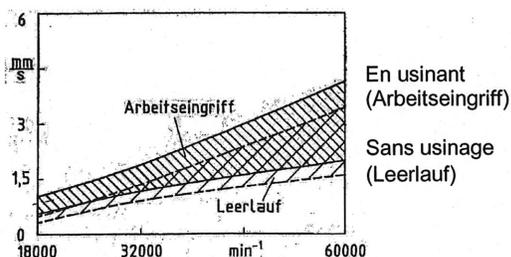


Figure 2.16 - Réponses vibratoires d'une défonceuse en fonction de la vitesse de rotation. [WESTKÄMPER et coll., 1992a]

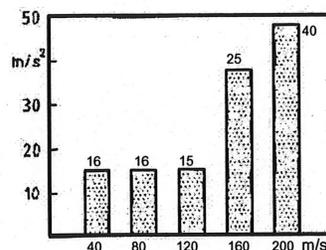


Figure 2.17 - Réponses vibratoires d'une calibreuse simple en fonction de la vitesse de coupe. [WESTKÄMPER et coll., 1992b]

2.4. Impact sur la conception des outils et des machines

Le design d'un outil destiné à l'UGV doit être entièrement revu pour tout ce qui touche la sécurité et les performances. À très grande vitesse, les forces centrifuges et le déséquilibre soumettent le corps de l'outil à des contraintes énormes et les serrages classiques ne suffisent plus à tenir les couteaux en place [WESTKÄMPER et coll., 1992a]. De plus, afin d'améliorer les performances, la géométrie de coupe, le matériau tranchant et les tolérances de fabrication doivent tous être optimisés [GÜNSCHE et coll., 1998].

2.4.1. Matériau tranchant et géométrie de coupe

En UGV, les critères de sélection des angles de coupe et du matériau tranchant sont les mêmes qu'en usinage classique. Le matériau doit donc être choisi en fonction de sa résistance à l'usure, de la qualité de coupe obtenue et de son prix. En faisant varier la géométrie de coupe en UGV, des tests ont reproduit les mêmes phénomènes qu'en usinage classique [WESTKÄMPER et coll., 1993a].

Des essais de profilage à grande vitesse (140 m/s) montrent toutefois l'importance du dégagement radial sur le couteau afin d'empêcher les brûlures sur le bois [WESTKÄMPER et coll., 1993b]. Les méthodes d'usinage du couteau peuvent limiter la grandeur de ces angles de dégagements (voir figure 2.18).

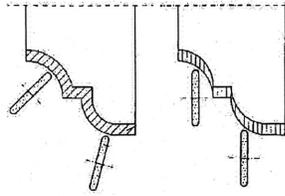


Figure 2.18 - Si la meule ne se déplace pas perpendiculairement au profil, les angles de dégagements peuvent être minimisés à certains endroits.

[WESTKÄMPER et coll., 1993b]

2.4.2. Serrage des couteaux

Alors que les forces centrifuges augmentent au carré de la vitesse de rotation, le serrage des couteaux devient un enjeu important dans la conception de l'outil. Pour des raisons de sécurité, plusieurs outils dont les couteaux sont retenus par friction au moyen de vis ont été écartés lors de tests en UGV [WESTKÄMPER et coll., 1993a]. Les couteaux brasés ont toutefois eux aussi leurs limites. Le fabricant d'outil Guillen a conçu un système de serrage vissé avec couteaux crantés en PCD parce que suite à des calculs, la conception brasée ne résistait pas aux forces centrifuges d'après la norme européenne EN 847-1 de 1997 (voir l'annexe D). Cette norme, en application en Europe, impose un facteur de sécurité de 2,25 à la force de retenue des couteaux.

2.4.3. Conception du corps

Avec l'accroissement des forces centrifuges, les couteaux des outils de petit diamètre peuvent se déplacer, mais le corps des outils de grand diamètre peut éclater [WESTKÄMPER et coll., 1993a]. En effet, ces forces deviennent si grandes qu'elles atteignent la limite élastique et structurelle du matériau. La résistance de l'outil se définit en fonction du matériau et de la forme du corps tandis que les forces centrifuges dépendent de la masse, des dimensions de l'outil et de sa vitesse de rotation. Seuls des calculs par éléments finis peuvent garantir la résistance de l'outil aux forces centrifuges. Afin de valider ces résultats théoriques, on utilise des bancs d'essais qui font tourner les outils au double de la vitesse d'opération maximale prescrite. [SCHULZ et coll., 1992, 1995, COURBIS, 2000]

Des essais destructifs ont été faits sur des fraises de 80, 100 et 200 mm (figure 2.19). Un facteur de sécurité de 4 est appliqué aux résultats de ces tests. [SCHULZ et coll., 1995]

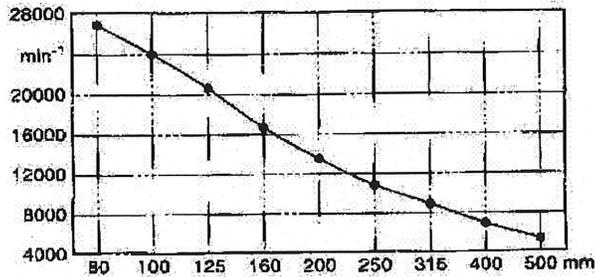


Figure 2.19 - Vitesse de rotation maximale des fraises en acier en fonction de leur diamètre.

Des expériences sur la résistance à la rupture due aux forces centrifuges ont été faites sur différents matériaux. Dans l'ordre, l'aluminium, l'acier et le titane obtiennent des résistances de plus en plus grandes. Toutefois, le titane est extrêmement sensible à l'usinage et de simples éraflures peuvent conduire à des fissures prématurées. [SCHULZ et coll., 1995] De plus, le titane se corrode lorsqu'on l'usine avec des machines à électroérosion à fil [COURBIS, 2000].

La capacité des gorges est un autre élément de l'outil qui doit être optimisé. En UGV, pour maintenir la même avance par dent, il faut soit avancer plus vite, soit augmenter le nombre de dents sur l'outil. De très petites avances par dent causent une chaleur excessive sur l'outil et le mandrin, une usure prématurée et une possibilité de brûler le bois. De trop grandes avances par dent remplissent les gorges et entraînent une augmentation de la puissance consommée, une mauvaise qualité de coupe, de plus grandes vibrations, et dans des cas extrêmes, la rupture du mandrin ou de l'outil. Quand la capacité des gorges est atteinte, la force de coupe augmente brusquement, ce qui cause souvent une rupture, particulièrement pour les outils de petits diamètres. [REITER et coll., 1999]

À grande vitesse, la forme du corps peut aussi être une source de bruit élevé, comme l'a constaté Guillen avec son premier prototype qui avait de très larges gorges. En effet, à 24 000 tr/min, l'outil d'un diamètre de 152 mm générait un bruit infernal. Le second prototype, un outil quasiment circulaire d'un diamètre 170 mm, produisait un bruit acceptable. [COURBIS, 2000]

2.4.4. Équilibrage

Le déséquilibre est un aspect qui ne doit pas être laissé pour compte lorsque les vitesses de rotation sont élevées. Il est créé par une excentricité du centre de gravité des pièces tournantes par rapport à l'axe de rotation de la machine. En UGV, on doit porter une attention particulière à la conception afin d'éviter le déséquilibre et de veiller à sa compensation optimale. En outre, les fraisages profonds, les accumulations de masses à de grands rayons, les jeux, la reproductibilité de l'ajustement des couteaux et la concentricité du battement radial ne doivent pas être négligés. [REITER et coll., 1999, SCHULZ et coll., 1995]

Un trop grand déséquilibre réduit la vie du moteur et endommage ses pièces. Les forces sur l'outil augmentent de même que les vibrations sur la machine. L'usure de l'outil et le fini de surface en sont affectés. [REITER et coll., 1999, HOGAN, 1999] Pour un bon équilibrage, toutes les composantes doivent être traitées : la broche, le mandrin et l'outil. La compagnie Universal Engineering équilibre ses mandrins destinés à l'UGV à au plus G1. [ZEILINGER, 1989] Le fabricant de moteurs Perske recommande de ne pas utiliser d'outils dont la qualité d'équilibrage dépasse G2.8 [ZEILINGER, 1989]. Enfin, l'IWF a équilibré ses outils pour l'UGV à G1 à 18 000 tr/min et Guillen à G1 à 24 000 tr/min. Cette qualité d'équilibrage est toutefois difficile à obtenir par perçage. [COURBIS, 2000, WESTKÄMPER et coll., 1992a]

2.4.5. Conception de la machine

À grande vitesse de coupe, les caractéristiques de la machine deviennent critiques. De façon à permettre un usinage et des avances rapides, toutes les pièces fixes de la machine doivent être rigides et bien amorties pour minimiser le niveau des vibrations. Toutes les pièces en mouvement doivent être optimisées en fonction de leur rigidité et de leur masse. Une grande rigidité assurera la précision du procédé de coupe. [REITER et coll., 1999]

2.4.6. Mandrin

Le mandrin, l'interface entre l'outil et le moteur, est une composante essentielle à l'accomplissement de l'UGV. Son design doit permettre un changement rapide des outils tout en assurant une reproductibilité de la concentricité entre les pièces. Le manque de précision et

de rigidité de cette interface peut augmenter le niveau de bruit, amener l'outil à vibrer, ce qui affecte la qualité de surface, endommagent les roulements du moteur et accélèrent l'usure du tranchant. [REITER et coll., 1999, HOGAN, 1999]

Les mandrins coniques traditionnels ne peuvent pas être utilisés à grande vitesse à cause de la force centrifuge qui crée de la dilatation dans la broche et déplace ce dernier radialement et axialement. Pour résoudre ce problème, les fabricants de machines ont conçu, en 1987, les mandrins HSK qui sont aujourd'hui largement utilisés dans l'UGV. Ils améliorent la précision en procurant deux surfaces de références et conservent cette précision à grande vitesse grâce à un système mécanique qui maintient l'outil à sa place et le sécurise à la fois. [SCHULZ et coll., 1992, WESTKÄMPER et coll., 1991, HOGAN, 1999]

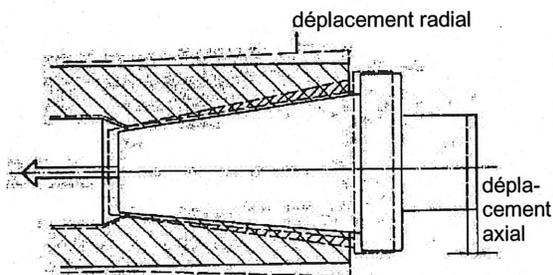


Figure 2.20 - Mandrin conique traditionnel.

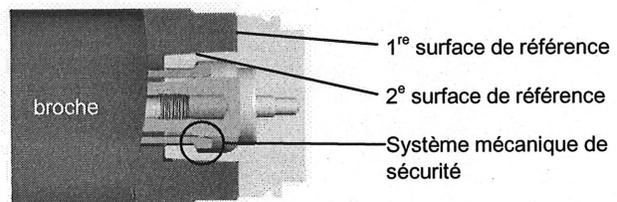


Figure 2.21 - Système de serrage HSK. [KOCHEROVSKY, 1999]

Les mandrins à serrage hydraulique offrent une excellente rigidité et une bonne précision (0,007 mm). Toutefois, leurs vitesses de rotation sont limitées à environ 25 000 tr/min. Pour assurer une rigidité à très grande vitesse, un premier moyen est d'usiner directement le mandrin HSK et l'outil en une seule pièce, comme le font Guillen et Weinig. On évite en plus toutes les erreurs d'excentricité entre les deux pièces. [COURBIS, 2000] Une autre méthode est d'utiliser le mandrin à rétrécissement par chaleur, conçu pour l'usinage à grande puissance du métal, qui donne une rigidité exceptionnelle entre l'outil et le mandrin et qui permet de tourner à des vitesses de rotation supérieures à 40 000 tr/min [REITER et coll., 1999, HOGAN, 1999].

2.4.7. Moteur

Le moteur constitue la pièce maîtresse permettant de faire de l'UGV. Il doit avoir une puissance suffisante, des caractéristiques d'amortissement et une bonne concentricité. Particulièrement dans l'usinage du bois, un bon serrage est requis, de même qu'une isolation à la poussière et une grande robustesse parce que les outils sont souvent déséquilibrés. Les concepteurs doivent aussi considérer les problèmes reliés à la chaleur en utilisant une lubrification adéquate et des techniques de refroidissement. Présentement, les moteurs conçus pour l'UGV varient en puissance et en vitesse de rotation en fonction des applications. Celles-ci se situent entre 10 000 tr/min à 45 kW et 90 000 tr/min à 5 kW. [WESTKÄMPER et coll., 1992c, REITER et coll., 1999, GÜNSCHE et coll., 1998]

2.4.8. Roulements

Les roulements sont les composantes clés d'un moteur à haute vitesse et ils sont les pièces qui limitent actuellement la vitesse des moteurs. Les roulements les plus utilisés en UGV sont les roulements à billes. Cependant, il existe beaucoup de choix dépendamment de la charge appliquée et des vitesses de rotation. Les roulements avec billes de céramique permettent de grandes vitesses et une longue durée de vie. Les roulements magnétiques permettent de plus grandes vitesses encore en plus de réduire les vibrations et la friction au minimum. Ils sont cependant très chers. Les roulements à air peuvent être utilisés à très grandes vitesses, mais avec peu de charge. [WESTKÄMPER et coll., 1992c, DESTEFANI, 1997, HOGAN, 1999]

2.4.9. Sécurité

La sécurité en UGV doit toujours être mise au premier plan. La machine doit être équipée d'une cabine capable d'absorber l'énergie provenant de la rupture de l'outil ou du mandrin. En plus de cette protection passive, elle doit être équipée d'un appareil de mesure des vibrations permettant d'observer activement le procédé et de couper le moteur si la réponse vibratoire devient trop grande. [SCHULZ et coll., 1992, WESTKÄMPER et coll., 1992a] Dans le cas d'un danger extrême, on ne peut pas s'attendre à ce que l'opérateur soit en mesure d'arrêter immédiatement le procédé ou de se retirer à temps de la machine-outil [SCHULZ et coll., 1995].

3. CONCEPTION DES OUTILS

3.1. Méthodologie de conception

L'ingénierie simultanée est la méthode retenue pour concevoir la gamme d'outils spécialisée pour l'usinage du bois à grande vitesse. Cette méthode a la particularité de s'inspirer des besoins énoncés directement par les clients dans le développement d'un nouveau produit. Elle élimine donc les intermédiaires entre les concepteurs et les utilisateurs, intermédiaires qui peuvent brouiller les désirs réels des clients. Ainsi, à partir d'une liste de besoins mis en ordre d'importance, les concepteurs transposent chacun de ceux-ci en termes techniques et en objectifs à atteindre à l'intérieur d'une matrice appelée «La maison de la qualité». C'est avec cet outil de travail que la génération des concepts s'effectue. Cette méthode demande évidemment beaucoup plus de temps de préparation avant d'effectuer les premières conceptions. Cependant, tout ce temps est rapidement regagné car les concepts retenus répondent nécessairement aux besoins des clients. Cela évite les nombreuses heures de corrections inhérentes aux méthodes de conception classiques.

3.1.1. Recherche des besoins

La recherche des besoins est une tâche très importante ; elle constitue une étape critique dans tout développement de produits. Dans le cadre de ce projet, le service du marketing a procédé à quatre sondages auprès des clients, des vendeurs externes et des vendeurs internes. On leur a demandé quelles étaient leurs attentes au sujet des outils à couteaux jetables. Naturellement, l'usinage à grande vitesse et ses caractéristiques n'étaient pas évoquées dans le questionnaire car l'objectif de l'enquête était de connaître et de mesurer l'importance des besoins propres aux clients. En fonction des résultats obtenus, une analyse comparée par paires (PCA) a été effectuée pour chacune des attentes afin de les mettre en ordre de priorité. Cette analyse détaillée est présentée à l'annexe A.

TABLEAU 3.1 - ATTENTES DES CLIENTS FACE AUX OUTILS A COUTEAUX JETABLES.

Besoins mentionnés par les clients au sujet des outils à couteaux jetables		Sondage clients	Enquête marketing	Ventes externes	Ventes internes	Analyse PCA
Performance	Longévité de coupe	5	5	5	5	39
	Meilleure précision du profil usiné	5	5		4	33
	Vitesse de rotation élevée			4	4	31
	Moins de vibrations				4	10
	Outils légers				4	11
	Qualité de coupe				3	13
	Grandes gorges				3	5
Utilisation	Facilité de montage des couteaux	5		4	5	35
	Diamètre et profil constants après affûtage	5			4	28
	Vis durables				4	3
	Moins de pièces				3	0
	Moins d'entretien				3	2
Services	Conformité aux spécifications demandées		5			44
	Respect des délais de livraison		5			31
	Constance de la qualité		5			25
	Plus de nuances disponibles				5	26
	Outils profilés standards stocks			4	4	16
	Prix compétitifs			5		9
	Outils multi-profils			4		2
	Outils de petits diamètres				4	13

Légende : 5 = Essentiel, 4 = Très important, 3 = Important, 2 = Intéressant, 1 = Peu important.

L'analyse des sondages marketing indique clairement les besoins à utiliser pour faire le développement du nouveau produit. Par ailleurs, l'augmentation des vitesses de rotation est un besoin relativement important. Le nouveau concept d'outil devra toutefois tenir compte de l'ensemble des besoins importants afin d'assurer un succès commercial.

3.2. Objectifs à atteindre

3.2.1. Les spécifications techniques

À chacun des besoins, il faut associer des spécifications techniques mesurables qui deviennent, par le biais de la maison de la qualité, les objectifs à atteindre.

TABLEAU 3.2 - OBJECTIFS VISES EN FONCTION DES BESOINS DU MARCHÉ.

Besoins du marché	Objectifs visés
1. Vitesse de rotation élevée	1. Atteindre une vitesse de coupe de 90 m/s
2. Facilité et rapidité de montage des couteaux	2. Réduire de moitié le temps de montage et de mise en route
3. Diamètre et profils constants après affûtage	3. Concevoir un système à diamètre constant
4. Sécurité accrue	4. Respecter la norme EN 847-1
5. Précision et qualité du profil usiné	5. Assurer une qualité d'équilibrage de G4 et faire passer le battement radial de 0,002" à 0,0014"
6. Longévité de coupe	6. Augmenter la longueur de coupe de 25% et faire passer le nombre de nuances disponible de 2 à 4
7. Durée de vie des couteaux	7. Doubler le nombre d'affûtages possibles

3.2.2. La maison de la qualité

La maison de la qualité ou la matrice QFD «*Quality Function Deployment*» est l'outil principal de l'ingénierie simultanée. La construction de la matrice sert à établir les objectifs à atteindre en fonction des attentes des clients, des spécifications techniques et des forces et faiblesses de la compétition. La maison de la qualité est présentée à l'annexe B.

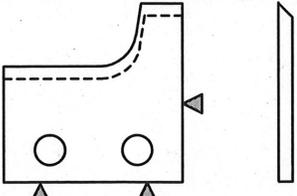
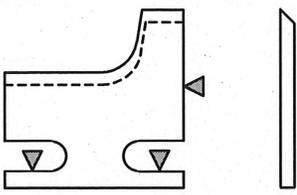
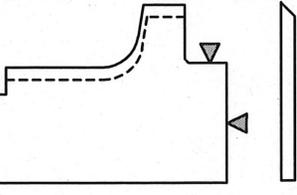
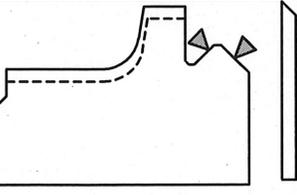
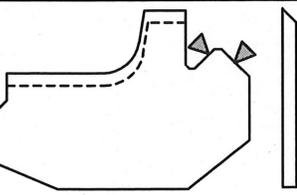
3.3. Émergence du concept

L'ingénierie simultanée a permis d'établir des objectifs spécifiques à atteindre en fonction des besoins des clients. Elle force les concepteurs à faire cette démarche avant de générer les premiers concepts pour s'assurer que ceux-ci répondent aux objectifs visés.

3.3.1. Génération des idées

Le tableau suivant présente l'évolution du concept retenu. La génération des idées s'est faite dans le cadre de réunions de remue-méninges (*brainstormings*).

TABLEAU 3.3 - ÉVOLUTION DU CONCEPT RETENU.

Concept	Description
 <p>vue de face vue de côté</p>	<p>Représentation du couteau classique avec les trois points d'appui sur le corps. Les deux trous servent à l'insertion de goupilles qui empêchent le couteau de s'éjecter dans le cas d'un trop faible serrage par friction.</p>
 <p>vue de face vue de côté</p>	<p>Ici, les trous ont été remplacés par des rainures qui peuvent à la fois positionner et bloquer le couteau. En ré-usinant le profil et les rainures, on obtient un système à diamètre constant.</p>
 <p>vue de face vue de côté</p>	<p>Le peu de matière laissée sous les rainures de blocage et de positionnement du système précédent ne peut assurément pas contribuer à l'augmentation des vitesses et à une plus grande sécurité. Toutefois, en ajoutant des épaulements, de part et d'autre du profil, on accède à ces deux avantages.</p>
 <p>vue de face vue de côté</p>	<p>En inclinant les trois surfaces de positionnement, des réactions aux appuis s'opposent toutes à la force centrifuge et contribuent également à un positionnement plus précis, ne laissant aucune chance au couteau de se déplacer.</p>
 <p>vue de face vue de côté</p>	<p>Puisque le positionnement du couteau ne se fait plus par le bas, on peut enlever toute la matière ne contribuant pas à la rigidité de celui-ci, diminuant directement les efforts causés par la force centrifuge.</p>

Les appuis de position du design choisi bloquent seulement deux rotations et deux translations dans l'espace. En ajoutant un système de serrage par cale sur la face du couteau, ce dernier se trouve à être complètement immobilisé. Un grand serrage n'est toutefois pas requis pour ce système contrairement aux systèmes classiques qui doivent retenir les couteaux par friction. Une seule vis suffit, ce qui améliore substantiellement la facilité et la rapidité de montage des couteaux.

3.3.2. Avantages du concept

Le concept retenu répond à l'ensemble des besoins énoncés par les clients. Les butées latérales bloquent et positionnent les couteaux avec précision. Ils permettent ainsi d'augmenter les vitesses de rotation de façon sécuritaire, empêchant les couteaux de glisser. L'ajout d'un système de positionnement et de serrage muni d'une seule vis améliore la facilité, la rapidité et la répétitivité du positionnement des couteaux. Enfin, la méthode d'affûtage permet d'augmenter le nombre d'aiguises des couteaux tout en conservant la position du profil d'un aiguise à l'autre. L'affûtage classique se fait sur l'épaisseur du couteau, ce qui limite la quantité d'aiguises réalisables et modifie la position du profil par rapport aux points d'appui du couteau. Par contre, l'affûtage des couteaux *ProcentriX^{MC}* se fait à la fois sur le profil et sur les surfaces d'appui. La position du profil est donc maintenue par rapport aux points d'appui.

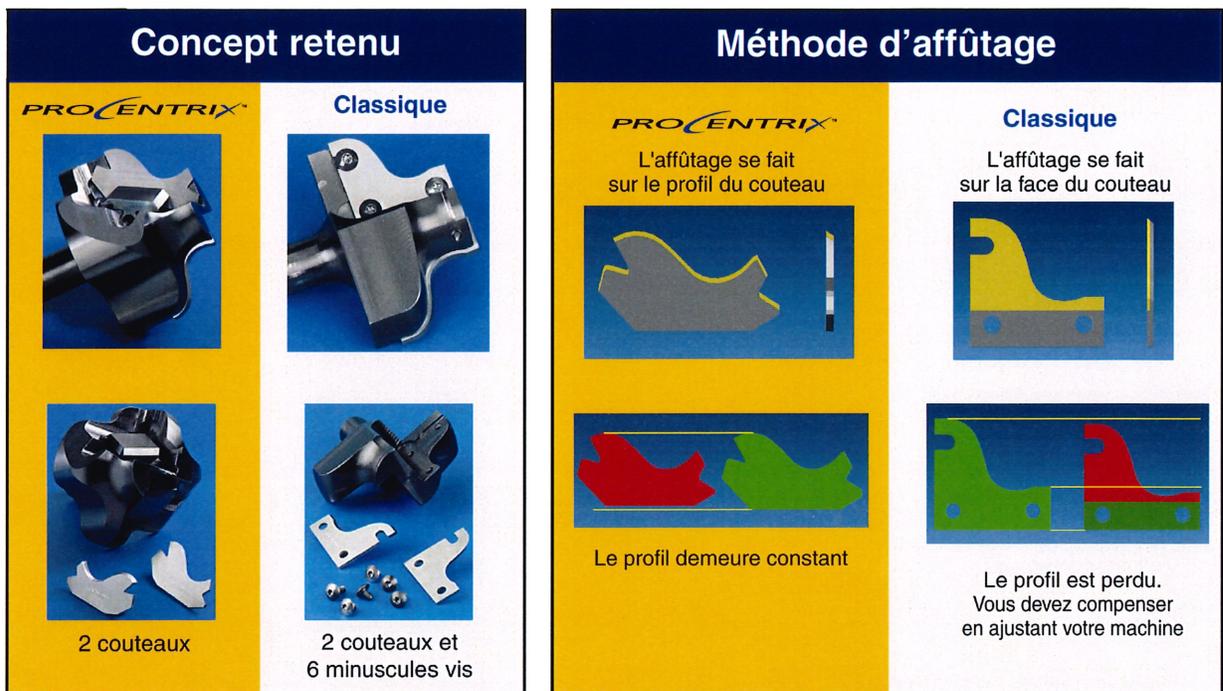


Figure 3.1 - Comparaison des avantages du concept retenu et du système classique.

3.4. Incertitudes liées au concept

Ce nouveau concept permettra certainement d'atteindre les vitesses de rotation actuellement obtenues par les outils classiques. Cependant, à ce point-ci, bien des interrogations restent encore en suspens. Le concept permettra-t-il d'atteindre des vitesses suffisantes pour l'usinage à grande vitesse ? Comment calculer la vitesse de rotation maximale des outils ? Quels sont les facteurs de sécurité à utiliser ?

3.4.1. Propriétés des matériaux

La résistance des matériaux utilisés dans la fabrication de l'outil doit être connue et validée correctement, car elle influence directement la limite de rotation des outils. La masse volumique, les limites en traction, en compression et en fatigue sont parmi les propriétés les plus importantes à connaître. De plus, les calculs par éléments finis requièrent de connaître le module d'Young et le coefficient de Poisson des matériaux étudiés.

3.4.2. Facteurs de sécurité

La conception et la fabrication d'outils pour l'usinage à grande vitesse ne doivent pas se faire au détriment de la sécurité des utilisateurs. Les facteurs de sécurité doivent tenir compte des normes en vigueur et des règles de l'art du génie mécanique.

3.4.3. Vibrations et niveau d'équilibrage des outils

L'équilibrage des outils est très important pour limiter les vibrations. Ces dernières affectent le fini de surface des matériaux coupés et réduisent la durée de vie des composantes de la machine. Avec l'augmentation des vitesses de rotation, la force de déséquilibre et les vibrations s'accroissent. Par conséquent, la qualité d'équilibrage requise en grande vitesse n'est certainement pas la même que celle nécessaire avec les outils classiques.

3.4.4. Résistance des pièces

Chaque pièce de l'outil doit être analysée afin de connaître les modes de défaillance possibles et les limites correspondant à ces modes en terme de vitesse de rotation. Les pièces à étudier sont : la tige des mèches de toupie, les vis, les cales, les couteaux, les butées et le corps. Les analyses par la méthode des éléments finis seront ici un outil essentiel dans l'étude et dans la validation des ces pièces.

3.4.5. Niveau de bruit

La rotation d'outils à très grande vitesse génère nécessairement beaucoup de bruit. La limite acceptable en industrie sera-t-elle dépassée ?

3.4.6. Modes de résonance

Faire tourner des outils plus rapidement sur une machine génère des vibrations sur une plus large plage de rotation, augmentant ainsi la possibilité d'atteindre une des fréquences naturelles du système. Quelles en seraient alors les conséquences ?

4. ÉTUDES ANALYTIQUES ET NUMÉRIQUES DU CONCEPT

Afin d'éliminer l'ensemble des incertitudes soulevées et de valider le concept retenu, il devient essentiel de faire de la recherche expérimentale. Les efforts de développement seront concrétisés par la conception, la fabrication et l'essai de prototypes.

4.1. Méthodologie

L'enquête du service de marketing effectuée en 1999 a démontré que les clients les plus importants exploitent trois secteurs d'activités précis : la fabrication d'armoires de cuisine, de mobilier résidentiel et de lattes pour les planchers. La stratégie reposera donc sur la conception, la fabrication et l'essai de trois prototypes. Chacun sera testé chez des clients correspondant au secteur d'activités les plus exploités. Les clients choisis devront être ciblés en fonction de leurs niveaux d'attente par rapport à l'amélioration des outils à couteaux jetables.

Évidemment, avant de fabriquer ces prototypes, la plupart des incertitudes devront être éliminées. Les propriétés des matériaux, les facteurs de sécurité, l'équilibrage des outils et la résistance des pièces seront l'objet des premières études. Par la suite, le bruit et les modes de résonance seront analysés en laboratoire au moyen de ces prototypes. Le CNRC de Vancouver possède à cet effet une défonceuse à commande numérique dont le moteur peut atteindre 30 000 tr/min et permet un accès facile à l'équipement nécessaire pour la lecture du bruit et des vibrations. Toutes ces lectures et les premiers essais de coupe seront donc réalisés à cet endroit.

4.1.1. Moyens de validation de la résistance des pièces

À cause de la complexité des pièces et des forces en jeu, l'analyse par la méthode des éléments finis (MEF) sera le moyen de validation principal de la résistance des pièces. De plus, pour s'assurer que les résultats obtenus par ces analyses seront justes, un banc d'essais de traction servira à confirmer la résistance réelle de certaines pièces.

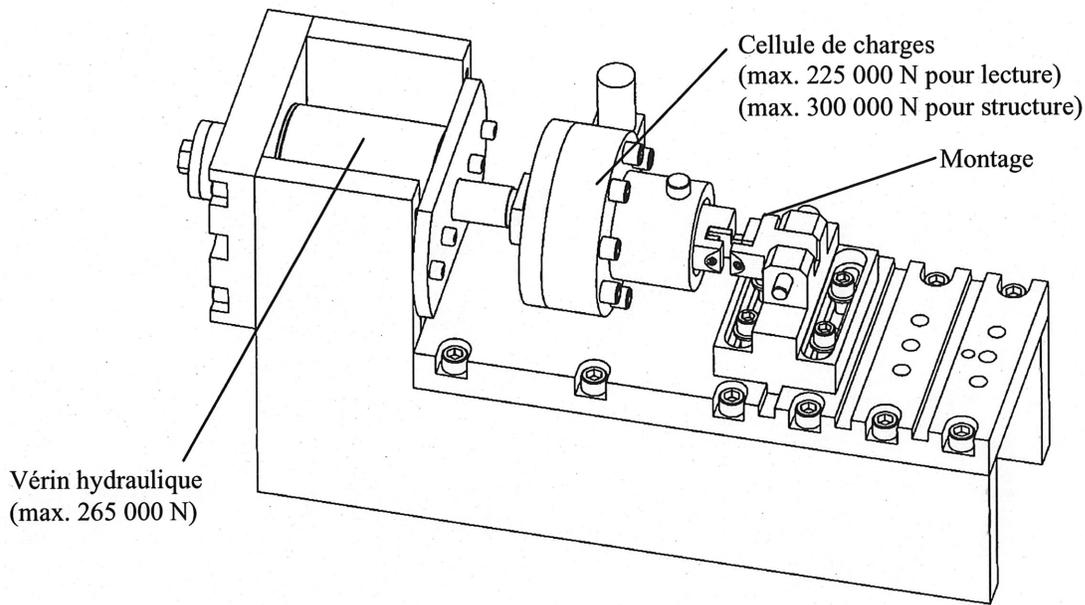


Figure 4.1 - Banc d'essais de traction servant à la validation des calculs par MEF.

4.2. Propriétés des matériaux

4.2.1. Choix des matériaux du corps

La recherche et la sélection des meilleurs matériaux pour le corps de l'outil sont d'une grande importance. Les matériaux normalement utilisés dans la fabrication des corps d'outils sont les aciers (4340 et 8640) et l'aluminium (7075-T6). Bien que les alliages de titane ne soient pas utilisés industriellement, ils seront inclus dans l'étude parce qu'ils possèdent des propriétés mécaniques intéressantes et qu'ils ont été utilisés en essai sur des outils pour l'usinage à grande vitesse. [SCHULZ et coll., 1995, COURBIS, 2000] Les alliages de titane alpha-bêta sont les plus utilisés et ils acquièrent, après traitements thermiques, des propriétés mécaniques élevées, ce qui ne les empêche pas de conserver une assez bonne ductilité [DORLOT et coll., 1986].

Le logiciel «*Materials selection in mechanical design*» [ASHBY, 1999] a été utilisé afin de couvrir tous les matériaux potentiellement applicables. Ce logiciel classe les matériaux en fonction des propriétés mécaniques. Pour faire une sélection, il faut attribuer des critères et une importance à chacune des propriétés. L'annexe C présente la définition des propriétés mécaniques.

TABLEAU 4.1 - CRITERES DE SELECTION DU MATERIAU POUR LE CORPS.

Besoin	Propriété	Objectifs	Critère	Importance	
Minimiser l'accumulation d'énergie.	Densité	Minimiser la masse volumique.	$\rho \rightarrow \min$	6	8%
Assurer un soutien pour les couteaux qui soit dur, rigide et qui puisse conduire facilement la chaleur.	Dureté	Maximiser la dureté	$H_B \rightarrow \max$	5	4%
	Rigidité	Maximiser le module d'Young	$E \rightarrow \max$	8	16%
		Maximiser le module de Coulomb	$G \rightarrow \max$	1	2%
	Propriété thermique	Maximiser la conductibilité thermique	$\lambda \rightarrow \max$	2	2%
Empêcher les déformations plastiques.	Élasticité	Maximiser la limite d'écoulement par unité de masse ¹ .	$S_y / \rho \rightarrow \max$	10	30%
	Fluage	S'assurer que la température de fusion du matériau est assez grande par rapport à la température maximale d'opération.	T_f	4	-
Éviter les ruptures fragiles et par fatigue.	Ténacité	Maximiser l'énergie à fournir avant la rupture par unité de masse ¹ .	$S / \rho \rightarrow \max$ $S = A \cdot (S_y + (S_{ut} - S_y) / 2)$	9	30%
		Maximiser le facteur critique d'intensité de contraintes par unité de masse ¹ .	$K_{Ic} / \rho \rightarrow \max$		
		S'assurer que la température de transition ductile-fragile du matériau est plus basse que les températures les plus froides d'hiver.	TTDF $\rightarrow \max$	3	-
	Endurance	Maximiser la limite d'endurance ou la résistance à la fatigue pour la durée de vie de l'outil.	S_e' ou $S_f \rightarrow \max$	7	8%

Les critères de sélection ont ensuite été entrés dans le logiciel selon les pourcentages d'importance choisis. Voici ce que ce dernier a donné comme résultat :

TABLEAU 4.2 - RÉSULTATS OBTENUS DU LOGICIEL «MATERIALS SELECTION IN MECHANICAL DESIGN».

Name	Density		Price		Ductility		Elastic Limit / Density		Endurance Limit		Fracture toughness / Density		Hardness		Shear modulus		Young's modulus		Thermal conductivity	
	g/cm ³		CAD/kg / Density		%	%	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	W/m.K	W/m.K
Epoxy/Carbon Fibre Composite	1.48	1.6	49	145	1%	3%	203	1000	255	1110	10.1	28.1	350	1200	8	50	60	240	0.4	1.2
Nickel Beryllium Alloy	7.9	8.85	3	6	0%	50%	39.2	180	260	1000	13.3	16.9	1100	5900	65	85	172	207	28	34
Nickel Iron Alloy	7.85	8.85	1	4	1%	70%	19.1	164	160	840	12.1	16.9	900	5000	60	95	165	240	11	45
Nickel Chromium Alloy	7.75	8.65	1	4	1%	70%	21.9	243	130	1150	8.39	17.3	1000	6000	55	100	150	245	8	17
Nickel Copper Alloy	8.25	8.95	1	3	1%	60%	17	131	65	625	13.3	16.8	1000	4500	55	72	150	188	16	27.5
Wrought Precipitation Hardened Stainless Steel	7.7	7.9	1	1	1%	20%	66.9	190	364	650	5.19	20.9	2500	5000	74	83	192	208	12	20.5
Wrought Aluminium Alloy	2.52	2.84	1	2	1%	44%	11.9	180	21.6	157	11.1	14.1	120	1505	25	31	68	82	76	235
Titanium/Titanium Carbide Composite	4.47	4.58	27	37	0%	2%	179	227	315	364	4.48	8.73	2400	2700	40	59	110	158	5.5	6.5
Titanium	4.36	4.84	8	20	1%	40%	39.4	257	175	705	3.21	24.8	600	3800	32	51	90	137	3.8	20.7
Low Alloy Steel	7.8	7.9	0	0	3%	38%	31.4	285	248	801	1.79	26.6	1400	6925	77	85	201	217	34	55

¹ Puisque les contraintes principales sont directement proportionnelles à la densité du matériau : $S_{max} = (3+\nu)/8 \cdot \rho \cdot \omega^2 r^2$ [BAZERGUI et coll., 1987]

Partant des résultats obtenus du logiciel «*Materials selection in mechanical design*» et des matériaux utilisés classiquement dans l'industrie, voici les propriétés mécaniques des nuances retenues.

TABLEAU 4.3 - PROPRIETES MECANQUES DES MATERIAUX RETENUS POUR LE CORPS.

Matériau	Identification	Masse volumique kg/m ³	Module d'Young GPa	Coefficient de Poisson	Résistance en traction MPa	Limite d'élasticité MPa	Dureté Vickers MPa	Allongement à la rupture %
Carbone-époxy	P-650/42	1600	170	0,40	2100	1720	35 [*]	1% ^{**}
Alliage nickel fer	Incoloy 903	8250	146.8	0,24	1310	1100	90 ^{**}	14%
Acier inoxydable	S14800 SRH950	7700	200	0,27	1515	1310	482	3%
Aluminium	7075-T6,TT6,T651x	2810	72	0,33	570	505	175	11%
Titane	Ti-6Al-4V (grade 5) STA	4430	114	0,33	1170	1100	396	10%
Acier	4340 trempé 800°C, 540°C revenu	7850	205	0,28	1138	1000	350	16%

Compte tenu que le matériau choisi doit être suffisamment dur et ductile, seuls l'aluminium, le titane et l'acier trempé semblent vraiment être des choix intéressants. Un des moyens de comparer la résistance mécanique de ces matériaux est de calculer les contraintes maximales de disques avec et sans trous soumis à une vitesse de rotation. L'objet de ces calculs n'est pas d'estimer le niveau de contrainte dans le corps de l'outil mais bien de faire une comparaison de la résistance des nuances des matériaux. Le calcul des contraintes maximales sur ces disques d'épaisseur constante soumis à une vitesse de rotation est une fonction du coefficient de Poisson et de la masse volumique du matériau.

* Sauf pour les **, les valeurs des propriétés mécaniques proviennent toutes de MatWeb (<http://www.matweb.com/>).

** Les valeurs minimales ont été retenues à partir du logiciel «*Materials selection in mechanical design*».

Pour les disques avec trou, les contraintes radiales (σ_r) et circonférentielles (σ_θ) dues à la force centrifuge varient dans le sens du rayon. Au pourtour du trou, il n'y a pas de σ_r tandis que les σ_θ sont à leur maximum. Les σ_θ et σ_r agissent toutes les deux en tension. Puisque $\sigma_\theta \gg \sigma_r$, la contrainte Von Mises (σ_v) atteint toujours son maximum au pourtour du trou, quelle que soit la proportion a/b . [BAZERGUI et coll., 1987] Les contraintes maximales d'un disque annulaire en rotation se calculent comme suit :

$$\sigma_v = \sigma_{\theta_{max}} = \frac{1-\nu}{4} \rho \omega^2 b^2 \left[\frac{3+\nu}{1-\nu} + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \quad (4.1)$$

Pour les disques sans trou, les contraintes radiales (σ_r) et circonférentielles (σ_θ) dues à la force centrifuge varient dans le sens du rayon. Les contraintes maximums se situent au centre du disque et à cet endroit $\sigma_\theta = \sigma_r$. [BAZERGUI et coll., 1987] Les contraintes maximales d'un disque plein en rotation se calculent comme suit :

$$\sigma_v = \sigma_{\theta_{max}} = \sigma_{r_{max}} = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 \quad (4.2)$$

Le tableau 4.4 présente les contraintes maximales calculées pour des disques de différentes nuances tournant à une vitesse de rotation de 15000 tr/min dont le diamètre extérieur est de 250 mm et le diamètre intérieur de 40 mm dans le cas du disque annulaire.

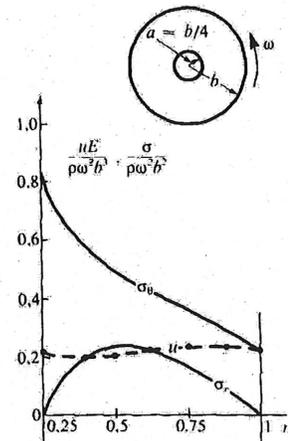


Figure 4.2 - Répartition des contraintes des disques avec trou en rotation. [BAZERGUI et coll., 1987]

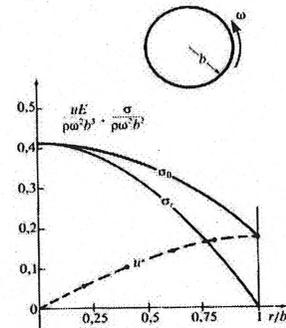


Figure 4.3 - Répartition des contraintes des disques sans trou en rotation. [BAZERGUI et coll., 1987]

TABEAU 4.4 - CONTRAINTES MAXIMALES DES DISQUES EN ROTATION DE DIFFERENTS MATÉRIAUX.

Matériau	Identification	Disque avec trou Contr. Von Mises MPa	Disque sans trou Contr. Von Mises MPa
Carbone-époxy	P-650/42	146	26
Alliage nickel fer	Incoloy 903	348	129
Acier inoxydable	S14800 SRH950	333	121
Aluminium	7075-T6,TT6,T651x	182	45
Titane	Ti-6Al-4V (grade 5) STA	233	70
Acier	4340 trempé 800°C, 540°C revenu	338	124

L'aluminium présente la meilleure résistance à la force centrifuge parmi les matériaux les plus intéressants (aluminium, titane et acier). Toutefois, sa faible dureté pourrait causer des problèmes d'usure à moyen terme affectant la rigidité de l'ensemble outil-mandrin-broche. Le titane possède aussi d'excellentes propriétés, mais il est extrêmement sensible à l'usinage et de simples éraflures peuvent conduire à des fissures prématurées. [SCHULZ et coll., 1995] Finalement, l'acier trempé demeure le choix le plus sécuritaire pour la fabrication de prototypes à cause de sa grande ductilité mais aussi parce que les méthodes d'usinage sont très bien connues aux Outils Gladu contrairement au titane et à l'aluminium.

4.2.2. Propriétés des matériaux

Le tableau 4.5 présente les propriétés mécaniques de l'acier 4340 soumis à différentes trempes.

TABEAU 4.5 - PROPRIETES MECANQUES DE L'ACIER 4340 SOUMIS A DIFFERENTES TREMPES.

Aciers	Dureté Brinell HB	Allong. à la rupture %	Masse vol. ρ kg/m ³	Module d'Young E GPa	Coeff. de Poisson ν	Résistance compression S_c MPa	Résistance cisaillement T_{xy} MPa	Limite élastique S_y MPa	Résistance en traction S_u MPa	Limite endurance $S_e \approx S_u/2$ MPa	Dureté Vickers MPa
4340TR29	277	17%	7850	205	0,28	924	616	840	924	462	292
4340TR30	285	17%	7850	205	0,28	957	638	870	957	478	301
4340TR32	302	17%	7850	205	0,28	990	660	900	990	495	318
4340TR33	311	17%	7850	205	0,28	1023	682	930	1023	511	328
4340TR34	321	17%	7850	205	0,28	1056	704	960	1056	528	339
4340TR36	331	17%	7850	205	0,28	1089	726	990	1089	544	350
4340TR37	341	17%	7850	205	0,28	1122	748	1020	1122	561	360

*** Propriétés mécaniques minimales recueillies et confirmées par les fournisseurs des matériaux.

Le tableau 4.6 présente les propriétés mécaniques des plaquettes en carbure qui entrent dans la fabrication des couteaux.

TABEAU 4.6 - PROPRIETES MECANIQUES DES PLAQUETTES EN CARBURE.

Carbures	Taille des grains mm	Liant % du poids	Masse vol. P kg/m ³	Module d'Young E GPa	Coeff. de Poisson v	Résistance compression Sc MPa	Résistance à la flexion TRS MPa	Résistance min. à la flexion TRS MPa	Résistance en traction Su≈TRS/2 MPa	Ténacité K _{1c} (MPa√m)	Dureté Vickers MPa
HE40	0,2-0,5	Fe-Ni-Co 20%	13150	485	0,24	4600	3500	2900	1450	12,1	1250
MG30	0,5-0,8	Co 15%	13950				3800	3200	1600	11,9	1330
MG20	0,5-0,8	Co+x 10+2,5%	14400	585		6200	3600	3000	1500	10	1580
MG18	0,5-0,8	Co 10%	14450	580	0,22	6600	4000	3400	1700	9,4	1680
HC05	0,8-1,3	Co 4%	15150	660	0,22	7000	2100	1700	850	8,7	1760
KRC06	0,2-0,5	Ni-Co-Cr 3%	15250	670		10300	2300	1900	950	8,5	1950
KCR08	0,5-0,8	Ni-Co-Cr 3,2%	15200	670	0,22	8000	2300	1900	950	8,3	1920
MG12	0,5-0,8	Co 6%	14800				3500	2900	1450	8,2	1820
MG06	0,5-0,8	Co 3,3%	15200	670	0,22	8500	3300	2700	1350	6,5	2020
SMG02	0,2-0,5	Co 2,4%	15250	680	0,21	12500	3500	2900	1450	5,7	2350

Les données des propriétés mécaniques de ces matériaux proviennent des fournisseurs. Les valeurs des propriétés servant aux calculs des contraintes et déformations sont en fait des minimums garantis par ces fournisseurs. Pour s'assurer que ces propriétés mécaniques sont respectées, des certificats d'analyses ont été demandés à ces fournisseurs pour chaque livraison de matériaux.

4.2.3. Choix des nuances de carbure

Le graphique suivant a été fait à partir du tableau des propriétés mécaniques des carbures. Le graphique compare la ténacité, la résistance à la flexion et la dureté des nuances par rapport aux propriétés du HC05, la nuance la plus utilisée aux Outils Gladu. Le HC05 est une nuance universelle : elle peut être utilisée dans la plupart des applications car ses propriétés mécaniques sont bien équilibrées. Le HE40, à l'extrémité gauche du graphique, est une nuance spécialisée pour des applications avec grands chocs tandis que le SMG02, à l'extrémité droite du graphique, est une nuance conçue pour l'usinage des matériaux abrasifs.

*** Propriétés mécaniques minimales recueillies et confirmées par les fournisseurs des matériaux.

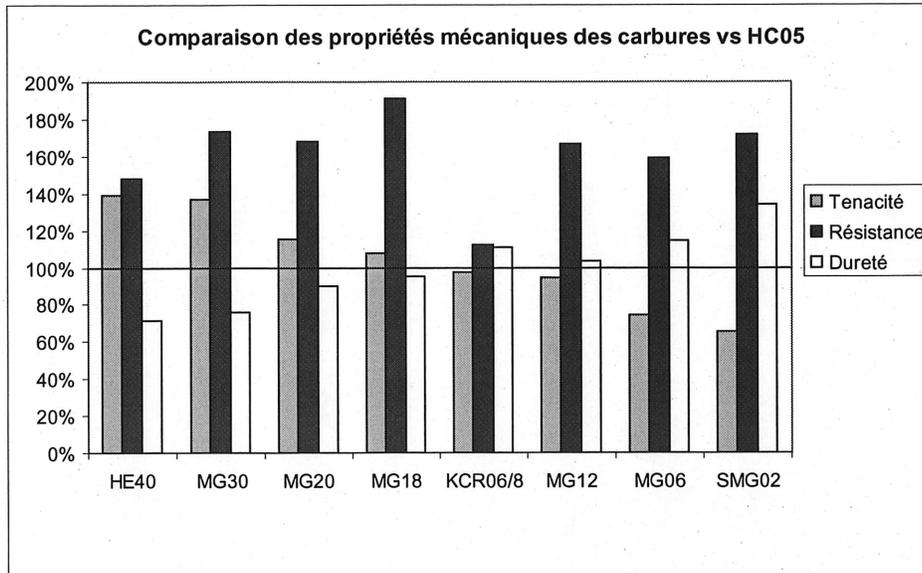


Figure 4.4 - Comparaison des propriétés mécaniques des carbures.

Pour couvrir toutes les applications, il est préférable d'utiliser plusieurs nuances. Le tableau suivant présente les nuances retenues pour la fabrication des couteaux destinés à l'usinage à grande vitesse.

TABLEAU 4.7 - NUANCES DE CARBURE RETENUES POUR LES APPLICATIONS UGV.

Nuance	Description	Utilisation
KCR06/8	Offre une bonne durée de vie pour tous les matériaux : bois et panneaux de particules ou de MDF.	Nuance utilisée prioritairement, si le couteau ne limite pas le RPMmax.
MG18	Offre plus de résistance et une meilleure ténacité au choc pour une légère réduction de la durée de vie.	Nuance utilisée seulement pour l'usinage des bois durs si la nuance KCR06/8 limite le RPMmax.
MG06	Offre plus de résistance mais moins de ténacité que KCR06/8 pour la même durée de vie.	Nuance utilisée dans le cas où le KCR06/8 limite le RPMmax et seulement pour l'usinage des panneaux de particules ou de MDF qui génère peu d'impact.
MG30	Offre une bonne résistance et une grande ténacité au choc d'usinage mais une faible durée de vie en comparaison au KCR06/8.	Nuance à utiliser lorsque le profil du couteau est fragilisé par une pointe ou un tenon ou lorsque le bois usiné est de mauvaise qualité et présente plusieurs nœuds.

4.3. Facteurs de sécurité

La norme européenne de sécurité pour les outils travaillant le bois [BS EN847-1, 1997] donne des indications précises quant à la résistance que doivent avoir des outils pour supporter les efforts dus à la force centrifuge (voir annexe D). L'article 6.1.1. indique que tous les outils doivent être conçus suivant un facteur de sécurité d'au moins 4 si leur vitesse de rotation est inférieure ou égale à 12 000 tr/min et d'au moins 2,25 si elle est supérieure à 12 000 tr/min. Pour assurer le respect de ces spécifications, la norme impose aussi des tests de survitesse pour tous les outils à couteaux jetables. Les outils dont la vitesse de rotation est inférieure ou égale à 12 000 tr/min devront être testés au double de leur vitesse d'opération tandis que ceux dont la vitesse est supérieure à 12 000 tr/min devront être amenés à une fois et demie leur vitesse. Les facteurs de sécurité demandés par la norme EN847-1 sont :

$$F.S._{\leq 12000 \text{ tr/min}} > 4 \qquad F.S._{> 12000 \text{ tr/min}} > 2,25 \qquad (4.3)$$

Les facteurs de sécurité ont donc été établis en accord avec les indications de la norme, mais aussi en s'inspirant de la méthode proposée par Vallence et Doughtie (V&D) [VALLENCE et coll., 1951]. En fait, les facteurs de sécurité retenus sont les maximums des indications de la norme et de ceux calculés avec V&D pour chaque endroit critique de l'outil. Les facteurs de sécurité retenus pour la conception des outils destinés à l'UGV sont :

$$F.S._{\text{retenus}} = \max [F.S._{\text{norme}} ; F.S._{\text{V\&D}}] \qquad (4.4)$$

Puisque les outils doivent pouvoir résister à des essais de survitesse et pour réduire les risques de plastification ou de rupture, les facteurs de sécurité indiqués par la norme ont été amplifiés du rapport S_u/S_y , d'une erreur de calcul et d'une erreur probable liée à un défaut du matériau. Toutefois, cette dernière erreur reste assez faible parce que les matériaux fournis sont tous accompagnés d'une feuille d'analyse qui certifie les propriétés mécaniques minimales, telles que spécifiées dans le tableau des matériaux. Par conséquent, le facteur de sécurité associé à la norme EN847-1 devient donc :

$$F.S._{\text{norme}} = a \times e \times f \times g \qquad (4.5)$$

Les facteurs de sécurité calculés avec la méthode V&D tiennent plutôt compte des risques associés à chaque endroit critique en rapport avec les impacts et la nuance du matériau utilisé : risque d'usure et type de rupture (ductile ou fragile). De plus, ces facteurs sont aussi amplifiés du rapport S_u/S_y et d'une erreur de calcul. Par conséquent, le facteur de sécurité associé V&D devient donc :

$$F.S._{V\&D} = a \times b \times c \times d \times e \quad (4.6)$$

TABLEAU 4.8 - EXPLICATION DES FACTEURS V&D AFFECTANT LA LIMITE ELASTIQUE.

Type d'impact	Facteur impact b	Dureté Vickers MPa	Facteur usure c	Allongement à la rupture %	Facteur ductilité d
Charge graduellement appliquée	1	≥ 318	1 - 1,25	≥ 21%	1,5
Légers chocs	1,25 - 1,5	< 318	1 - 1,5	< 21%	2
Charge appliquée soudainement (sans impact)	2	< 238	1 - 2	< 13%	2,5
Grands chocs	2 - 3	< 160	1 - 2,5	< 6%	3

Le tableau 4.9 montre que pour les outils dont la vitesse de rotation maximale est inférieure ou égale à 12 000 tr/min, les facteurs de sécurité varient entre 5 et 5,9 selon les endroits critiques.

TABLEAU 4.9 - FACTEURS DE SECURITE (SI RPM ≤ 12 000 TR/MIN).

Pièces	Matériaux	Moyens de vérification	Endroits critiques	Rapport Su/Sy a	Facteur ductilité b	Facteur usure c	Facteur impact d	Erreur calculs e	Norme EN 847-1 f	Erreur matériau g	F.S. V&D a-b-c-d-e	F.S. norme a-e-f-g	Contrainte admissible MPa
Corps	4340TR32	MEF Von Mises	Tension rayons	1,1	2	1	1,125	20%	4	5%	3,1	5,8	171
		Calculs manuels	Cisaillement butées			1,25	1,25	5%			3,6	4,9	203
			Compression butées			1	1	5%			2,3	4,9	203
Cale	4340TR37	MEF Von Mises	Tension rayon cylindre	1,1	2	1	1	20%	4	5%	2,8	5,8	190
			Compression cylindre			1	1	20%			2,8	5,8	190
Couteau	KCR08	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	4	10%	4,7	5,6	171
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	5,6	169
	MG18	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	4	10%	4,7	5,6	306
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	5,6	302
	MG06	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	4	10%	4,7	5,6	243
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	5,6	240
	MG30	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,125	20%	4	10%	4,2	5,6	288
			Tension au centre			1	1,25	20%			4,7	5,6	288

Les zones ombrées indiquent le maximum retenu suivant l'équation 4.6.

Le tableau 4.10 montre que pour les outils dont la vitesse de rotation maximale est supérieure à 12 000 tr/min, les facteurs de sécurité varient entre 2,8 et 5,6 selon les endroits critiques.

TABLEAU 4.10 - FACTEURS DE SECURITE (SI RPM > 12 000 TR/MIN).

Pièces	Matériaux	Moyens de vérification	Endroits critiques	Rapport Su/Sy a	Facteur ductilité b	Facteur usure c	Facteur Impact d	Erreur calculs e	Norme EN 847-1 f	Erreur matériau g	F.S. V&D a-b-c-d-e	F.S. norme a-e-f-g	Contrainte admissible MPa
Corps	4340TR32	MEF Von Mises	Tension rayons	1,1	2	1	1,125	20%	2,25	5%	3,1	3,3	304
			Cisaillement butées			1,25	1,25	5%			3,6	2,7	274
		Calculs manuels	Compression butées			1	1	5%			2,3	2,7	361
Cale	4340TR37	MEF Von Mises	Tension rayon cylindre	1,1	2	1	1	20%	2,25	5%	2,8	3,3	338
			Compression cylindre			1	1	20%			2,8	3,3	338
Couteau	KCR08	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	2,25	10%	4,7	3,1	203
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	3,1	169
	MG18	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	2,25	10%	4,7	3,1	363
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	3,1	302
	MG06	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,25	20%	2,25	10%	4,7	3,1	288
			Tension au centre			1	1,5	20%			5,6	3,1	240
	MG30	MEF tension	Tension près appuis	1	3	1	1,125	20%	2,25	10%	4,2	3,1	379
			Tension au centre			1	1,25	20%			4,7	3,1	341

Les zones ombrées indiquent le maximum retenu suivant l'équation 4.6.

4.4. Vibrations et niveau d'équilibrage des outils

À grande vitesse, le bon équilibrage des outils est primordial afin de ne pas affecter la durée de vie des roulements, mais aussi pour limiter les efforts sur la tige des mèches de toupie et les vibrations qui affectent directement le fini de surface. Le déséquilibrage des outils n'est cependant pas le seul responsable des vibrations ressenties lors de l'usinage des pièces. En plus de la force d'usinage, l'excentricité de toutes les pièces tournantes par rapport à l'axe du moteur constitue souvent une importante source de vibrations. Le tableau 4.11 présente les différentes sources de vibration.

TABLEAU 4.11 - SOURCES DE VIBRATION.

Sources de vibration	En pratique...
Force de coupe	Entre 25 N et 500 N
Excentricité du mandrin ou de l'arbre (p/r à la broche)	Au mieux 0,005 mm ou 0,0002 in
Excentricité de l'outil (p/r au mandrin ou à l'arbre)	Souvent 0,025 mm ou 0,001 in
Déséquilibrage de la broche	G2.5 selon la table 1 de ISO 1940/1
Déséquilibrage du mandrin ou de l'arbre	G6.3 selon la table 1 de ISO 1940/1
Déséquilibrage de l'outil	G6.3 selon la table 1 de ISO 1940/1

À partir de l'équation de la force centrifuge, le calcul des forces de déséquilibrage permet de mesurer les effets du déséquilibrage et de l'excentricité des pièces tournantes. Selon le

positionnement des pièces les unes par rapport aux autres, ces forces peuvent s'additionner ou se soustraire. L'équation suivante montre comment calculer la force de déséquilibre en N selon que l'on connaisse l'excentricité en mm (e_{adm}) ou la qualité d'équilibrage (Q). La masse des pièces tournantes en g (m) et la vitesse de rotation en tr/min (N) sont les deux autres variables essentielles à connaître pour déduire les forces de déséquilibre.

$$F_{déséquilibre} = \frac{2 \times e_{adm} \times m \times (\pi \times N)^2}{1,8 \times 10^9} = \frac{60 \times m \times Q \times \pi \times N}{1,8 \times 10^9} \quad (4.7)$$

La norme de sécurité européenne précise que la qualité d'équilibrage (Q) des outils à couteaux jetables doit être d'au plus G40 [BS EN847-1, 1997] (voir annexe D, EN 847-1, article 6.2.4.2.3). Or, l'augmentation de la masse et des vitesses de rotation des outils à grande vitesse accroît directement les forces de déséquilibre. Pour ne pas augmenter ces forces, il faut donc améliorer la qualité d'équilibrage des outils.

Les qualités d'équilibrage requises en grande vitesse seront donc calculées à partir de l'équation précédente, soit en fonction des masses des outils (m), des vitesses de rotation (N) et des forces de déséquilibre admissibles. Ces forces admissibles peuvent être déterminées à partir des charges limites en fatigue (P_u) que les roulements peuvent supporter, comme le suggère la norme sur les qualités d'équilibrage ISO 1940/1, article 6.4. [ISO 1940/1, 1986]

La charge limite en fatigue (P_u) représente la charge au-dessous de laquelle la fatigue ne se produira pas dans le roulement. Bien entendu, les roulements utilisés dans les machines travaillant le bois ne sont pas tous identiques. Le nombre, le type et la grandeur des roulements varient d'une application à l'autre. Néanmoins, on observe une nette corrélation entre la vitesse de rotation et la charge limite en fatigue pour des roulements à billes à gorges profondes, communément utilisés pour les machines employées dans l'industrie du bois. Le tableau 4.12 présente les vitesses de rotation maximales et les charges limites en fatigue des roulements les plus communs.

TABLEAU 4.12 - VITESSES DE ROTATION MAXIMALES ET CHARGES LIMITES EN FATIGUE DES ROULEMENTS.

Roulement	D (mm)	D (mm)	B (mm)	rpm	P_u (N)	$P_u/3$ (N)	Exemple SKF 6200
SKF 6200	10	30	9	24000	99	33	
SKF 6201	12	32	10	22000	132	44	
SKF 6300	10	35	11	20000	144	48	
SKF 6301	12	37	12	18000	180	60	
SKF 6205	25	52	15	12000	330	110	
SKF 6306	30	72	19	9000	675	225	
SKF 6212	60	110	22	6000	1530	510	

Évidemment, la force de déséquilibre de l'outil ne peut égaler la charge limite en fatigue (P_u), car les autres composantes tournantes (broche, arbre ou mandrin) génèrent également des forces de déséquilibre. C'est pourquoi la force de déséquilibre de l'outil sera limitée au tiers de la charge limite en fatigue des roulements, pour chacune des vitesses de rotation, de 6000 tr/min à 24 000 tr/min. Logiquement, il faut attribuer la même force pour l'excentricité de l'outil dans la machine. Il reste donc un tiers de la force admissible pour l'excentricité et l'équilibrage des pièces tournantes de la machine (broche, arbre ou mandrin).

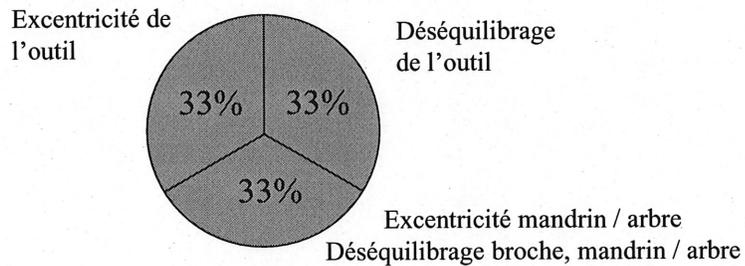


Figure 4.5 - Répartition de la force de déséquilibre admissible en fonction des sources de vibration.

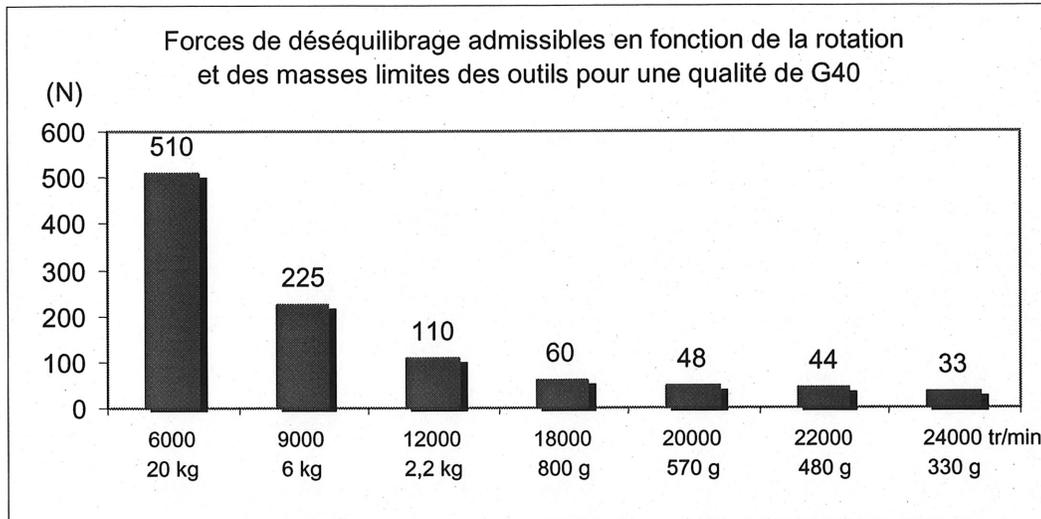


Figure 4.6 - Force de déséquilibre admissible de l'outil en fonction de la vitesse de rotation.

À partir des valeurs des forces de déséquilibre admissibles équivalentes au tiers de la charge limite en fatigue des roulements ($P_u/3$), on peut déterminer la masse des outils correspondant à un équilibrage de G40. Ces masses, présentées dans le graphique précédent, indiquent la limite de poids des outils à partir de laquelle on doit améliorer la qualité d'équilibrage pour ne pas dépasser les forces admissibles. Comme les valeurs de ces masses sont très près de celles des outils jetables classiques utilisés dans la pratique aux différentes vitesses de rotation, on peut conclure que la qualité d'équilibrage de G40, imposée par la norme de sécurité, reflète très bien les forces admissibles déduites à partir des charges limites des roulements.

À partir du graphique des forces de déséquilibre admissibles, on peut calculer les qualités d'équilibrage appropriées. Quelle que soit la masse des outils, les forces de déséquilibre ne dépasseront jamais les limites indiquées par le graphique. Par exemple, un outil de 3 kg tournant à 20 000 tr/min ne doit pas générer une force de déséquilibre supérieure à 48 N. La qualité d'équilibrage requise doit donc être de G7.6 et l'excentricité admissible correspondant à cette qualité est de 0,0036 mm ou 0,00014 in.

Des limites supplémentaires ont été ajoutées à l'équation du calcul de la qualité pour respecter la norme de sécurité européenne (max. G40) et pour ne pas admettre des qualités correspondant à des excentricités supérieures à 0,032 mm ou 0,00126 in.

L'équation 4.8 permet de déterminer la qualité d'équilibrage admissible de l'ensemble des pièces en rotation. À partir de cette équation, l'excentricité admissible du centre de gravité peut être isolée comme le montre l'équation 4.9.

$$Q_{ens} = \min \left[G40; \frac{1,8 \times 10^9 \times F_{adm}}{60 \times m_{ens} \times \pi \times N}; \frac{e_{adm} \times \pi \times N}{30} \right] \text{ où } e_{adm} = 0,032 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$$e_{adm} = \frac{30 \times Q_{ens}}{\pi \times N} \quad (4.9)$$

Parce que les outils à couteaux jetables comportent plusieurs pièces interchangeables, il est impératif que chaque pièce soit équilibrée indépendamment des autres. De cette façon, l'utilisateur peut démonter, remplacer et assembler l'outil sans affecter la qualité d'équilibrage globale. L'équation suivante permet de calculer la qualité d'équilibrage globale de l'outil en fonction des qualités d'équilibrage du corps et de chacune des pièces interchangeables.

$$Q_{ens} = \frac{\sum_{i=1,n} m_i \times Q_i}{m_{ens}} \quad (4.10)$$

La qualité d'équilibrage globale est donc assurée par le bon équilibrage du corps en rotation et par l'ajustement des masses de chaque pièce interchangeable. Connaissant la qualité globale (Q_{ens}) et la masse de toutes les composantes (m_i), il reste seulement à trouver les qualités d'équilibrage requises pour chacune des pièces (Q_i). Pour s'assurer que ces qualités seront réalisables, il est important de connaître la précision des opérations d'équilibrage et d'en tenir compte. La précision des machines à équilibrer est présentée à l'annexe E.

TABLEAU 4.13 - PRECISION DES OPERATIONS D'EQUILIBRAGE.

Opération d'équilibrage	Précision de la mesure	Équilibrage max.
Déséquilibrage du corps (en rotation)	±2,0 g.mm	2,5 g.mm
Masse des pièces interchangeables	±0,005 g	0,01 g

À partir de ces données et de l'équation de la qualité globale, on peut isoler la qualité d'équilibrage requise pour le corps (équation 4.11). L'annexe F «Calcul de la tolérance de masse à appliquer sur les pièces de rechange», expose dans les détails les formules et les variables utilisées.

$$Q_{ens} = \frac{m_{corps} \times Q_{corps} + Z \times m_{pièces} \times Q_{pièces}}{m_{ens}} = \frac{m_{corps} \times Q_{corps} + K_Z \times m_{tol.pièces} \times \pi \times D_{ctx} \times N / 60}{m_{corps} + Z \times m_{pièces}}$$

$$Q_{corps} = \frac{m_{ens} \times Q_{ens} - K_Z \times m_{tol.pièces} \times \pi \times D_{ctx} \times N / 60}{m_{ens} - Z \times m_{pièces}} \quad \text{or, } m_{pièces} \approx 5\% \times m_{ens}$$

$$Q_{corps} = \frac{Q_{ens} - K_Z \times m_{tol.pièces} \times \pi \times D_{ctx} \times N \times / 60 / m_{ens}}{1 - 5\% \times Z} \quad (4.11)$$

Suivant cette équation, si chacune des pièces interchangeables est équilibrée à son meilleur niveau (0,01 g), il faut trouver la moins bonne qualité acceptable pour le corps (Q_{corps_max}). Pour ce faire, il faut poser $m_{tol.pièces} = N_{pi} \times 0,01$ g où N_{pi} est le nombre de pièces interchangeables par dent. En fonction de la qualité globale et du nombre de dents (Z), l'équation peut présenter différents maximums. De ces résultats, il ne faut conserver que le plus bas, pour s'assurer que la qualité retenue sera adéquate indépendamment du nombre de dents.

$$Q_{corps_max} = \min \left[\frac{Q_{ens} - K_{Z_{min}} \times m_{tol.pièces} \times \pi \times D \times N / 60 / m_{ens}}{1 - 5\% \times Z_{min}}; \frac{Q_{ens} - K_{Z_{max}} \times m_{tol.pièces} \times \pi \times D \times N / 60 / m_{ens}}{1 - 5\% \times Z_{max}} \right] \quad (4.12)$$

Dans un même ordre d'idées, il faut aussi trouver la meilleure qualité possible pour le corps (Q_{corps_min}), compte tenu du meilleur équilibrage que la machine puisse offrir ($U_{adm} = 2,5$ g.mm). Lorsque le nombre de dents est maximisé, Q_{corps_min} l'est aussi, assurant une qualité compatible avec des outils dont le nombre de dents est réduit.

$$(4.13)$$

La qualité d'équilibrage du corps recherchée (équation 4.14) doit donc se situer à l'intérieur de la plage définie par le Q_{corps_min} et le Q_{corps_max} . Si Q_{corps_min} est plus grand que Q_{corps_max} , c'est qu'il est impossible, avec la précision actuelle des opérations, d'équilibrer l'ensemble à la qualité globale souhaitée.

$$Q_{corps_min} < Q_{corps} < Q_{corps_max} \quad (4.14)$$

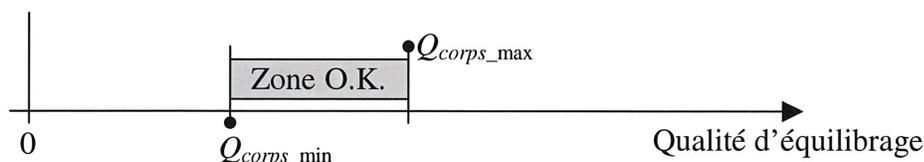
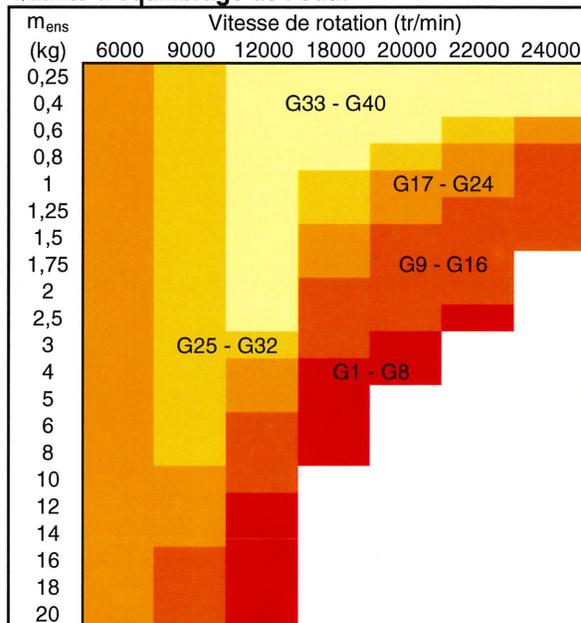


Figure 4.7 - Plage admissible de la qualité d'équilibrage du corps.

N'importe quelle valeur peut être choisie à l'intérieur de la plage défini par les Q_{corps_min} et Q_{corps_max} . Si on impose la moins bonne qualité au corps, elle devra être compensée par la meilleure qualité d'équilibrage des autres pièces (à 0,01 g). Au contraire, si la meilleure qualité est imposée au corps (à 2,5 g.mm), il sera plus facile d'équilibrer chacune des autres pièces interchangeables. La figure 4.8 présente la qualité d'équilibrage requise pour l'outil.

Qualité d'équilibrage de l'outil



Excentricité correspondante de l'outil

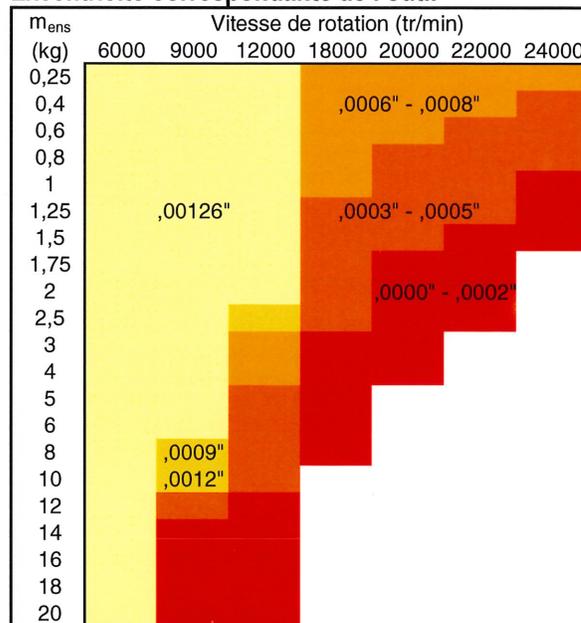


Figure 4.8 - Qualité d'équilibrage requise de l'outil et excentricité équivalente.

À des vitesses élevées (20 000 tr/min et plus), le niveau de déséquilibre du corps admissible se rapproche dangereusement de la précision d'équilibrage de la machine. En conséquence, pour faciliter l'opération d'équilibrage du corps, beaucoup plus longue et ardue que celle des pièces interchangeables, une moins bonne qualité d'équilibrage devrait être choisie. À l'inverse, à des vitesses plus faibles (12 000 tr/min et moins), aucune opération d'équilibrage n'est critique. Pour éviter d'équilibrer des pièces interchangeables inutilement, il est donc préférable de choisir une très bonne qualité d'équilibrage du corps. La figure 4.9 présente la qualité d'équilibrage requise pour le corps.

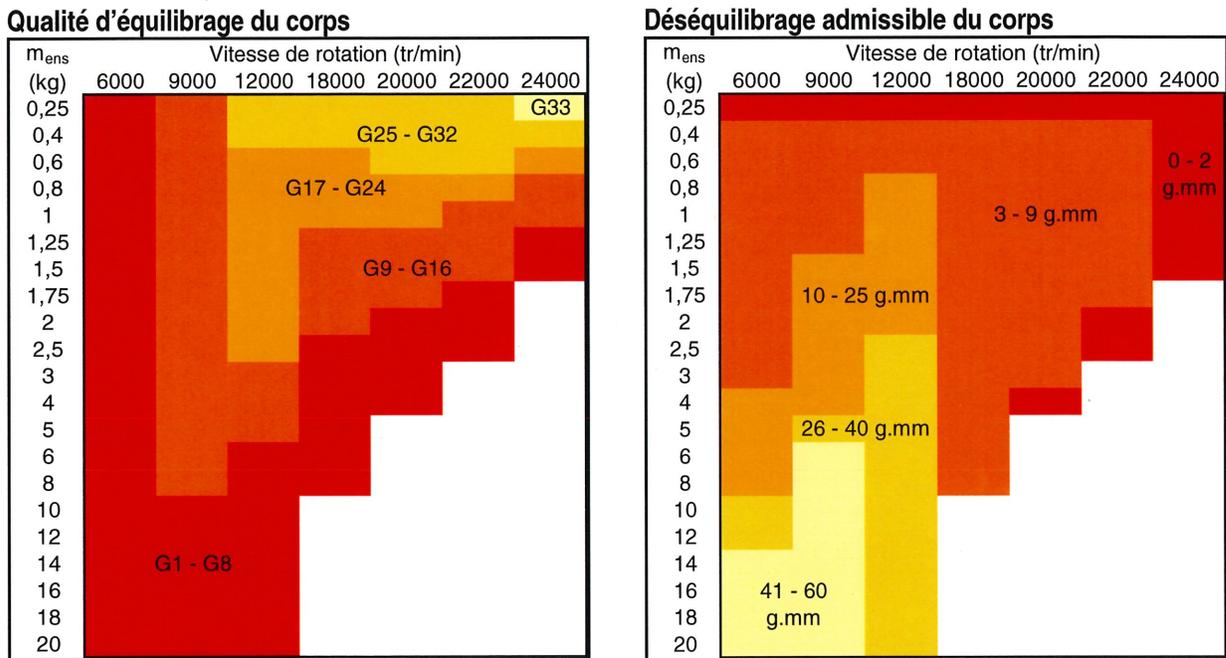
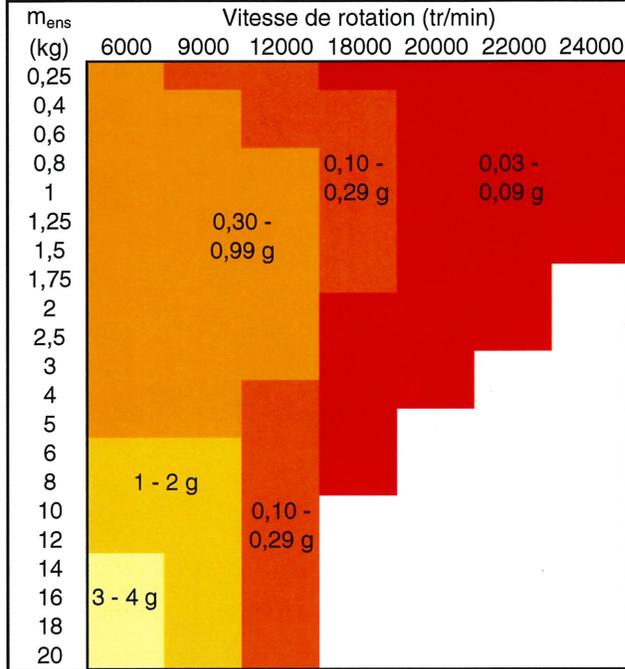


Figure 4.9 - Qualité d'équilibrage requise du corps et déséquilibre admissible équivalent.

Déséquilibre admissible des pièces interchangeables



Le déséquilibre admissible des pièces de rechange est valable pour l'ensemble des pièces d'une même dent. Par exemple, si le déséquilibre admissible (m_{tol}) est de 0,25 g et qu'une dent se compose d'un couteau, une cale et deux vis. Sachant de plus que la différence de masse maximale des vis est de 0,02 g et que celle des couteaux est de 0,15 g, la différence de masse des cales ne doit donc pas excéder 0,06 g.

- Vis 1 : 0,02 g
- Vis 2 : 0,02 g
- Couteau : 0,15 g
- Cale : 0,06 g
- m_{tol} : 0,25 g

Figure 4.10 - Déséquilibre admissible des pièces interchangeables.

Pour connaître avec précision les valeurs des déséquilibres admissibles du corps et des pièces de rechange, il faut utiliser les équations suivantes. L'équation 4.15 permet de calculer le déséquilibre admissible du corps et l'équation 4.16, le déséquilibre admissible des pièces interchangeables.

$$U_{adm} = \frac{30 \times m_{ens} (1 - 5\% \times Z_{max}) \times Q_{corps}}{\pi \times N} \quad (4.15)$$

$$m_{tol} = \frac{60 \times m_{ens} (Q_{ens} - Q_{corps} (1 - 5\% \times Z_{min}))}{D_{ctx} \times \pi \times N \times K_Z} \quad (4.16)$$

Une charte d'équilibrage est présentée à l'Annexe G. Elle permet de connaître les valeurs des déséquilibres admissibles du corps (U_{adm}) et des pièces de rechange (m_{tol}) en fonction de la vitesse de rotation (N), de la masse de l'ensemble (m_{ens}), du diamètre de coupe (D_{ctx}), du nombre de dents minimum (Z_{min}) et maximum (Z_{max}) puis du nombre de pièces par dent (N_{pi}).

Les valeurs inscrites sur cette charte sont toutes réduites afin d'éliminer l'erreur de mesure liée à la précision des machines, soit 2,0 g.mm pour le corps et 0,005 g pour les pièces de rechange. Une seule bonne lecture est donc valable pour assurer le bon équilibrage des pièces.

4.5. Résistances des pièces

4.5.1. Tige des mèches de toupies

Pour les mèches de toupies, la vitesse de rotation peut être aussi limitée par la résistance de la tige. Le projet de norme européen [prEN847-2, 1998], donne la formule et les paramètres requis pour calculer cette vitesse. La formule tient compte de la qualité d'équilibrage de l'outil (Q) et de la limite admissible en fatigue de l'acier choisi (S_f).

$$rpm \max = \frac{15}{\pi} \times \frac{-Q + \sqrt{Q^2 + \frac{R \times S_f}{m^* \times l_s} \times \left(e_{sp} + \frac{R \times S_f \times l_s^2}{3 \times E \times I} \right) \times 10^6}}{e_{sp} + \frac{R \times S_f \times l_s^2}{3 \times E \times I}} = \frac{30 \times Q}{\pi \times e_{per}} \quad (4.17)$$

TABLEAU 4.14 - PARAMETRES REQUIS AU CALCUL DE LA VITESSE DE ROTATION BASEE SUR LES TIGES DE MECHE DE TOUPIES.

Q	Qualité d'équilibrage (mm/s)
S_f	Limite admissible en fatigue (MPa)
E	Module d'élasticité (MPa)
R	Moment de résistance (mm ³) $R = \pi \cdot d^3 / 32$
I	Moment d'inertie (mm ⁴) $I = \pi \cdot d^4 / 64$
l_s	Distance du centroïde (mm) $l_s = c + l_o$
e_{sp}	Excentricité au mandrin (mm) $e_{sp} = 0,1 \text{ mm}$
m^*	Masse de l'outil sous le mandrin (g)
e_{per}	Déplacement admissible du centroïde (mm)

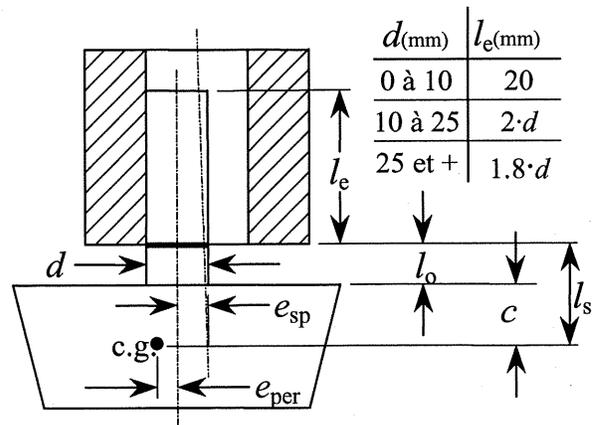


Figure 4.11 - Schéma d'une mèche de toupie désaxée dans un mandrin.

La limite admissible en fatigue de la tige soumise à des contraintes complètement renversées en flexion a été obtenue en suivant la méthode du livre «Éléments de machines» [DROUIN et coll., 1986].

$$S_f = S_e / F_{\text{endurance}} \quad (4.18)$$

$$F_{\text{endurance}} = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \quad (4.19)$$

TABLEAU 4.15 - CALCUL DE LA LIMITE ADMISSIBLE EN FATIGUE DES TIGES DE MECHEs DE TOUPIE EN ACIER 4340.

Pièces	Matériaux	Moyens de vérification	Endroits critiques	Limite endurance Se (MPa)	Fini de surface ka	Grosueur de pièce kb	Fiabilité 99% kc	Température kd	Conc. contr. ke	Effets divers kf	Facteurs affectant l'endurance	Limite en fatigue Sf (MPa)
Corps	4340TR32	Calculs manuels prEN-847-2	Fatigue de la tige à l'emprise du collet	495	1/68	1/85	1/814	1	1	1	2,125	232

4.5.2. Analyse des vis

La fonction de la vis est de maintenir le contact entre la cale et le couteau. Afin de conserver ce contact, le serrage doit être suffisant pour contrer l'élévation de la cale soumise à la force centrifuge. Le respect la norme de sécurité [BS EN847-1, 1997], qui prévoit faire tourner les outils au double de la vitesse de rotation maximale, implique que ce serrage soit au moins quatre fois plus grand que la composante de la force centrifuge dans l'axe de la vis. L'équation 4.20 représente le facteur de sécurité à appliquer sur le serrage des vis pour maintenir le contact entre la cale et le couteau.

$$F.S._{\text{serrage}} = \frac{F_{\text{serrage_vis_min}}}{F_{\text{centrifuge_cale}}|_{\text{axe_vis}}} > 4 \quad (4.20)$$

Évidemment, les vis choisies doivent être suffisamment résistantes à la force de serrage. Un serrage trop grand pourrait endommager et même casser les vis. Normalement, les vis doivent être serrées à 90% de leur charge éprouvée, ce qui correspond environ à 50% de leur résistance à la traction [DROUIN et coll., 1986]. Il ne faudrait donc pas que le serrage des vis dépasse la moitié de la résistance à la traction de celles-ci. L'équation 4.21 représente le facteur de sécurité à appliquer sur le serrage des vis pour éviter de les endommager.

$$F.S_{vis} = \frac{F_{rupture_vis_min}}{F_{serrage_vis_max}} > 2 \quad (4.21)$$

Les serrages minimum et maximum de la vis sont dictés en grande partie par le choix du tournevis. Ce dernier doit permettre un serrage suffisant pour assurer le maintien du contact des pièces à la vitesse de rotation maximale, et idéalement, empêcher l'utilisateur d'abîmer les vis par un trop grand serrage. Des essais ont été menés avec le tournevis avec poignée en T, modèle «VACO Allen 3/32"» pour trouver la force de serrage que procure celui-ci lors d'un vissage normal. L'expérience a été menée à l'aide du banc d'essais de traction. Le tournevis remplaçait alors le vérin hydraulique et servait de moyen de traction de la cale, dont la vis était reliée à une tige attachée à la cellule de charge. Les utilisateurs ont eu comme consigne de tourner la vis jusqu'au blocage et de la serrer en effectuant un quart de tour supplémentaire. Ils ont répété l'expérience à trois reprises et, comme le démontre le graphique suivant, la force de serrage varie entre 1237 N et 2091 N.

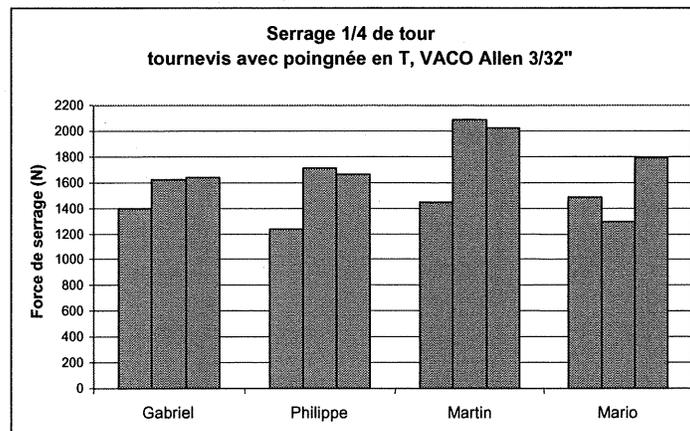


Figure 4.12 - Force de serrage du tournevis VACO Allen 3/32".

Dans une seconde expérience, trois tournevis ont été soumis à un test de résistance sur le banc d'essais de traction. Les tournevis ont été tordus jusqu'à leur rupture. L'histogramme suivant montre la force maximale de serrage de chaque tournevis.

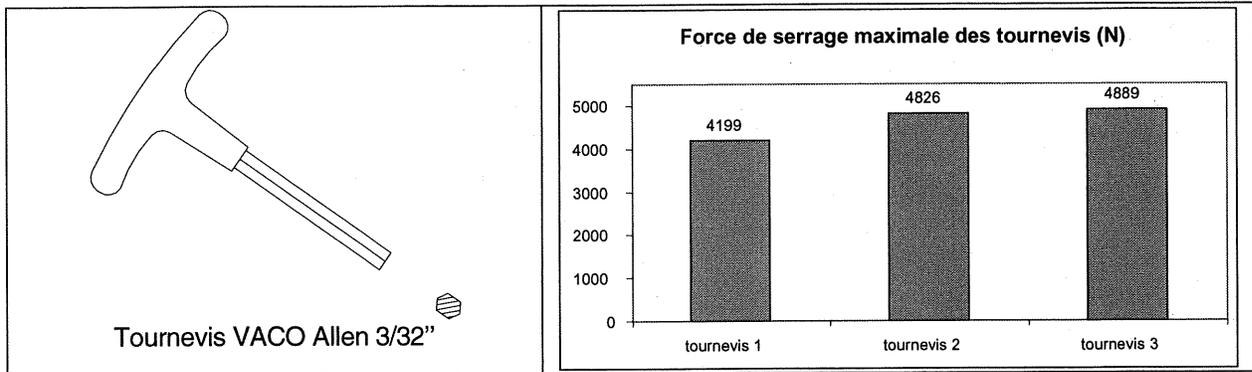


Figure 4.13 - Force maximale de serrage du tournevis VACO Allen 3/32\".

Comme la force maximale de serrage des tournevis est relativement élevée (4889 N), il faut vérifier que ce serrage ne sera pas trop grand afin d'éviter d'endommager ou de casser la vis. Puisque le concept présume un serrage suffisant pour assurer le contact permanent de la cale et du couteau, la force de traction de la vis reste toujours constante, malgré l'opposition de la force centrifuge de la cale. C'est donc lors du serrage initial que la vis est soumise aux efforts maximums. Pour connaître la résistance des vis à la rupture, trente vis 3/32\" à filets inverses ont été soumises à des essais de traction afin de trouver la force minimale requise pour les casser.

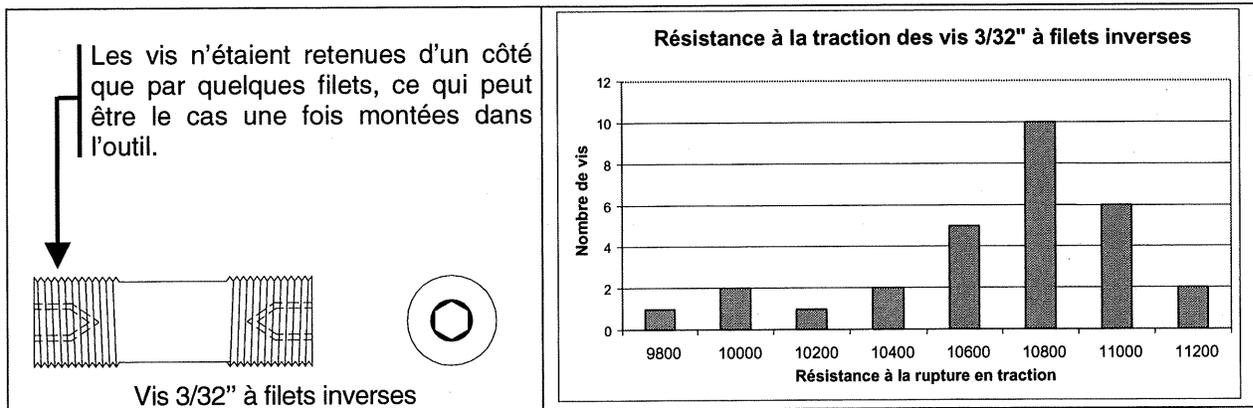


Figure 4.14 - Résistance à la traction des vis 3/32\" à filets inverses.

Les vis se fracturaient à l'endroit où elles étaient retenues. Les ruptures étaient fragiles puisque les vis n'allongeaient que d'à peine 1%. La vis ayant la résistance la plus faible a nécessité une traction de 9991 N. Le facteur de sécurité sur la résistance des vis au serrage est donc tout juste supérieur à 2.

$$F.S._{vis} = \frac{F_{rupture_vis_min}}{F_{serrage_vis_max}} = \frac{9991N}{4889N} = 2,04 > 2 \quad (4.22)$$

La cale, fixée dans l'outil en rotation, est soumise à sa force centrifuge. La plus grande partie de cette force est orientée parallèlement à l'axe R parce que le centre de gravité de la pièce est relativement éloigné de l'axe de rotation. Il existe aussi une composante de la force centrifuge parallèle à l'axe Z (axe de la vis). Plus l'angle d'attaque de l'outil est faible et plus cette force amènera la cale à s'élever pour réduire la force de contact entre la cale et le couteau. Il faut s'assurer que cette composante ne dépasse pas la force de serrage de la vis au double de la vitesse de rotation maximale.

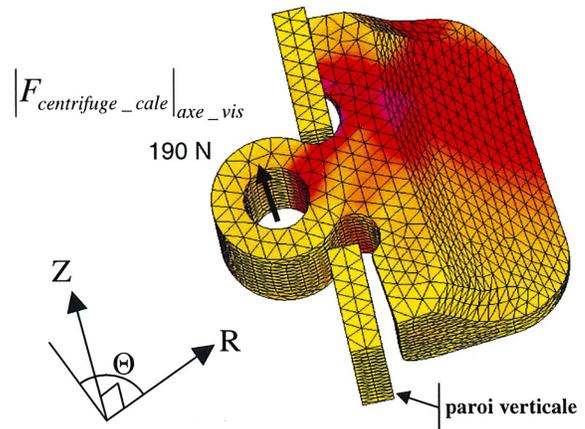


Figure 4.15 - Analyse MEF pour trouver la force d'élévation de la cale.

Pour trouver la grandeur de cette composante, il faut faire une analyse MEF à la vitesse de rotation maximale de l'outil avec contact sur les parois verticales et blocage au niveau du trou de la vis. L'annexe M donne les détails des procédures suivies lors des analyses par éléments finis.

Le résultat de l'analyse par éléments finis, avec la cale de 15,3 g, une distance du centroïde de par rapport à l'axe Z de 17,5 mm et un angle d'attaque de 23,1° à son centre de gravité, a donné une force de 190 N. Dans ce cas-ci, le facteur de sécurité sur le serrage des vis est donc largement supérieur à 4.

$$F.S._{serrage} = \frac{F_{serrage_vis_min}}{|F_{centrifuge_cale}|_{axe_vis}} = \frac{1237N}{190N} = 6,51 > 4 \quad (4.23)$$

4.5.3. Analyse des cales

La cale est soumise à deux forces : la force de serrage de la vis et la force de rotation. Ces forces engendrent trois réactions : une première sur le couteau (1), une seconde dans le trou de retenu de la cale (2) et une dernière sur la paroi supérieure du corps (3). Avec la vitesse de rotation, la force centrifuge de la cale s'oppose en partie à la force de serrage de la vis pour diminuer la réaction sur le couteau. Par ailleurs, les réactions s'exerçant dans le trou de retenu et sur la paroi supérieure du corps sont principalement dues à la force de rotation et à l'inclinaison de la cale qui est doit être positionnée parallèlement au profil afin de bien positionner le couteau sur les butées (voir figure 4.17). À cause de la complexité de la forme et des forces appliquées, seuls des analyses par la méthode des éléments finis peuvent prévoir adéquatement les niveaux de contraintes sur ce système.

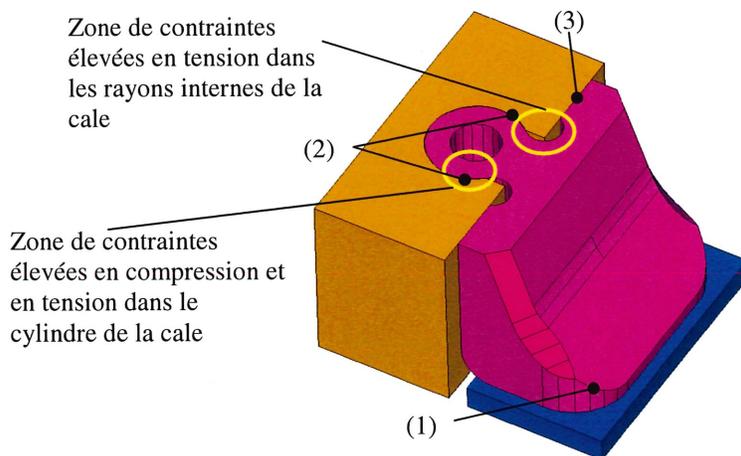


Figure 4.16 - Analyse des forces et des contraintes de la cale.

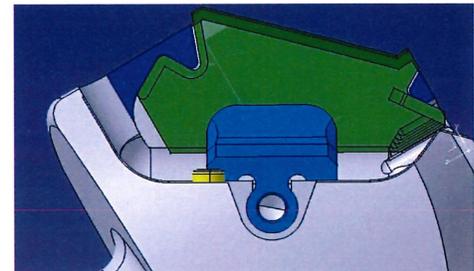


Figure 4.17 - Inclinaison de la cale orientée parallèlement au profil.

Il y a deux zones de contraintes élevées sur la cale. La première zone se situe dans le cylindre de la cale, près de l'encastrement. À cet endroit, la surface externe du cylindre est soumise à des contraintes élevées de compression dues à la force de contact et le cylindre est mis en tension par la force de rotation. La compression déforme le cylindre et prend d'abord le jeu dans le filet pour ensuite écraser le cylindre et la vis. L'effet combiné de la compression et de la traction réduit l'épaisseur de la paroi du cylindre, ce qui diminue la résistance de la pièce à la rupture en traction.

La seconde zone se situe dans les rayons internes de la cale. Les rayons sont soumis à de grandes contraintes en tension dues à la force de rotation et la force de serrage de la vis. Dans ce cas, l'orientation et la position de la cale dans l'outil influencent la grandeur des contraintes parce qu'elles modifient l'orientation de la force centrifuge par rapport au point d'ancrage de la cale. Le tableau 4.16 présente les paramètres de l'outil influençant le niveau de contrainte dans les rayons internes de la cale : le diamètre du centre de gravité (c.g.) de la cale, l'inclinaison de la cale, l'angle d'attaque et l'angle de cisaille.

TABLEAU 4.16 - PARAMETRES DE L'OUTIL INFLUENÇANT LE NIVEAU DE CONTRAINTE DANS LES RAYONS INTERNES DE LA CALE.

Accentuation des paramètres	Influence sur les contraintes
Diamètre du c.g. de la cale	Augmente
Inclinaison de la cale	Concentre dans un des rayons de la cale Diminue légèrement le diamètre du c.g.
Angle d'attaque	Concentre dans le bas des rayons de la cale Augmente le diamètre du c.g. Augmente la force de contact sur le couteau
Angle de cisaille	Concentre les contraintes dans un des rayons de la cale

La cale est une pièce régulière qui sera utilisée dans toutes les conceptions des mèches. Idéalement, il ne faut pas que son niveau de contrainte limite la vitesse de rotation de l'outil. Or, à ce jour, les machines adaptées à l'UGV, munies d'un moteur puissant et pouvant déplacer les axes rapidement et avec précision, atteignent des vitesses de rotation de 24 000 tr/min. Il faut donc que la cale atteigne cette vitesse de rotation pour la majorité des designs d'outils. Les contraintes dans la cale se calculent comme suit :

$$S_{cale} < S_{admissible} = \frac{S_{ut}}{F.S.} = \frac{1125MPa}{3,3} = 337,8MPa \quad (4.24)$$

Pour valider les modes de défaillance et s'assurer que les contraintes trouvées avec la méthode des éléments finis représentent bien la réalité, des essais de traction sur la conception de la cale (voir figure 4.18) ont été effectués à l'aide du banc de tests présenté à la figure 4.1. Les éprouvettes tractées étaient constituées de deux pièces, l'une représentant le corps et l'autre la cale. L'assemblage des deux pièces est identique à celui des outils (voir figure 4.16). Le tout est serré au moyen de la même vis 3/32" à filets inverses contre une plaquette en carbure représentant le couteau.

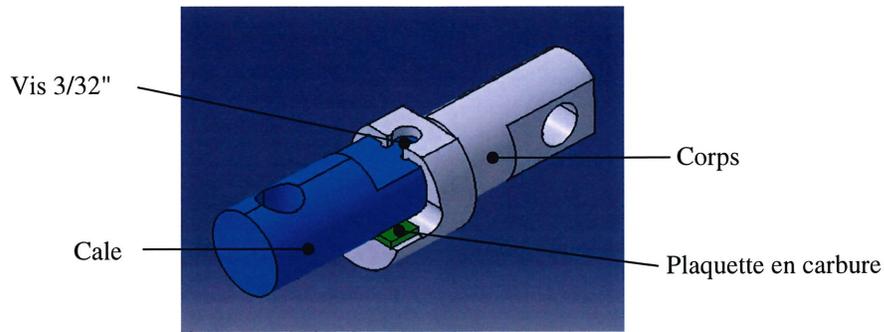


Figure 4.18 - Éprouvette de traction de la cale.

Trois éprouvettes ont été fabriquées et testées. Les deux premières ont été tractées jusqu'à la rupture. Cette dernière se produit dans le cylindre vis-à-vis la zone de compression. La déformation plastique de la cale est très importante : la section du cylindre à la rupture est réduite et la vis est complètement écrasée (voir figure 4.19). Le calcul de la contrainte à la rupture (la réaction normale à la rupture sur l'aire sectionnée) correspond à la résistance à la traction de l'acier 4340, ce qui confirme que c'est bel et bien une rupture en traction. L'annexe H donne les détails du calcul des réactions normales à la rupture de la cale.

TABLEAU 4.17 - RESULTATS DES DEUX PREMIERS ESSAIS DE TRACTION DES EPROUVETTES DE LA CALE.

Essai	Acier	Traction à la rupture	Réaction normale (N)	Aire sectionnée (mm ²)	Contrainte à la rupture (MPa)
1	4340TR29	6680 lbs ou 29 726 N	18 144	≈ 12,65 x 1,55	925
2	4340TR30	6480 lbs ou 28 836 N	17 601	≈ 12,70 x 1,30	1066



Figure 4.19 - Éprouvette de la cale cassée.

La déformation plastique de la cale et de la vis laisse présumer qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation, le système de serrage peut se coincer et devenir hors d'usage. C'est pourquoi il serait plus réaliste de limiter la vitesse de rotation de la cale au début de la plastification de celle-ci ou de la vis plutôt qu'au moment de leur rupture. En fait, le système doit rester intact (dans la zone élastique) même en faisant tourner l'outil une fois et demie plus vite que la vitesse de rotation maximale pour respecter la norme de sécurité européenne. La troisième éprouvette a donc servi à établir la limite élastique du système de serrage. Les résultats sont présentés dans le tableau 4.18.

TABLEAU 4.18 - RESULTATS DU TROISIEME ESSAI DE TRACTION DES EPROUVETTES DE LA CALE.

Force (lbs)	Diam. cylindre haut (in)	Diam. cylindre Bas (in)	Filets intérieurs
0	0,3078	0,3074	O.K.
513	0,3078	0,3074	O.K.
1041	0,3078	0,3074	O.K.
1522	0,3078	0,3074	O.K.
1667	0,3078	0,3074	O.K.
1809	0,3078	0,3074	O.K.
1924	0,3078	0,3074	O.K.
2004	0,3078	0,3074	O.K.
2113	0,3078	0,3074	O.K.
2203	0,3078	0,3074	O.K.
2315	0,3078	0,3074	O.K.
2514	0,3078	0,3074	O.K.
2730	0,3078	0,3074	O.K.
2936	0,3078	0,3074	O.K.
3131	0,3078	0,3070	O.K.
3334	0,3078	0,3070	O.K.
3536	0,3078	0,3067	Un peu de résistance
3753	0,3078	0,3064	Résistance moyenne
3998	0,3078	0,3061	Beaucoup de résistance

Ce sont donc les filets intérieurs de la cale qui se sont plastifiés en premier, à une force de traction de 3536 lbs (15735 N). À partir de ce résultat et avec des analyses par éléments finis, il est possible de trouver les forces limites de traction correspondant à ce niveau de contrainte, quel que soit l'angle d'inclinaison de la cale. L'analyse par éléments finis de la cale pour un angle d'inclinaison nul (traction directe identique à la troisième éprouvette) donne des contraintes maximales Von Mises de 1060 MPa dans les filets intérieurs de la cale. D'autres analyses ont été faites avec des angles d'inclinaison de 20°, 30° et 40° afin de trouver la force de traction limite correspondant à ce niveau de contrainte. L'annexe M donne les détails des procédures suivies lors des analyses par éléments finis.

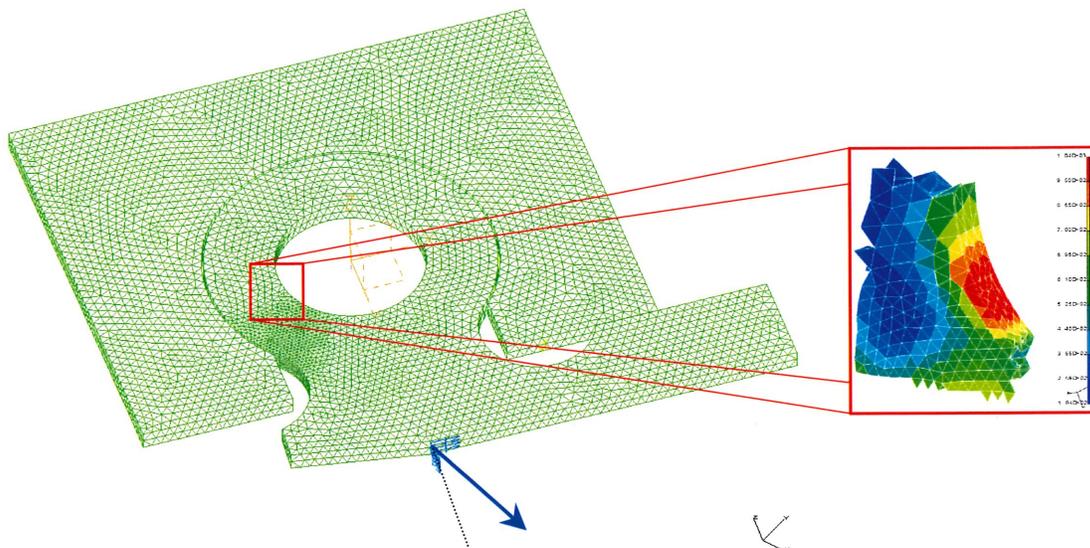


Figure 4.20 - Analyse par éléments finis de la cale avec un angle d'inclinaison de 30°.

TABLEAU 4.19 - RESULTATS DES ANALYSES PAR ELEMENTS FINIS DE LA CALE.

Angle d'inclinaison (°)	Force de traction (N)	Contrainte (MPa)
0	15735	1060
20	12950	1080
30	11680	1040
40	11430	1050

Un quatrième essai de traction sur une éprouvette avec un angle d'inclinaison de 30° a été effectué pour valider les résultats trouvés avec les analyses par éléments finis (voir tableau 4.20). La force de traction correspondant au début de l'endommagement du filet était de 3225 lbs ou 14344 N. L'erreur par rapport à la valeur prévue au moyen des éléments finis est donc de 18,5%.

TABLEAU 4.20 - RESULTATS DU QUATRIEME ESSAI DE TRACTION DES EPROUVETTES DE LA CALE.

Force (lbs)	Diam. cylindre haut (in)	Diam. cylindre Bas (in)	Filets intérieurs
0	0,3124	0,3124	O.K.
1543	0,3124	0,3124	O.K.
1855	0,3124	0,3123	O.K.
1971	0,3124	0,3122	O.K.
2093	0,3124	0,3120	O.K.
2262	0,3124	0,3120	O.K.
2401	0,3124	0,3120	O.K.
2520	0,3123	0,3118	O.K.
2644	0,3123	0,3118	O.K.
2789	0,3122	0,3117	O.K.
2917	0,3121	0,3116	O.K.
3075	0,3121	0,3114	O.K.
3225	0,3120	0,3113	Un peu de résistance

À partir des forces trouvées par la méthode des éléments finis, de la masse de la cale (15,3 g), du facteur de sécurité à appliquer (3,3) et de l'équation de la force centrifuge, il est possible de calculer les vitesses de rotation maximales (N_{max}) de la cale en fonction de sa position radiale dans l'outil (diamètre au centre de gravité). Les équations suivantes permettent de calculer la force centrifuge et la vitesse de rotation maximale.

$$F = \frac{m \times D \times (\pi \times N)^2}{1.8 \times 10^9} \quad (4.25)$$

$$N_{max} = \sqrt{\frac{1.8 \times 10^9 \times F}{m \times D \times F.S. \times \pi^2}} \quad (4.26)$$

TABLEAU 4.21 - VITESSES DE ROTATION LIMITES DE LA CALE.

Angle d'inclinaison (°)	0	20	30	40
Force de traction (N)	15735	12950	11680	11430
Force admissible (N)	4832	3977	3587	3510

Diamètre au c.g. (mm)	Vitesse de rotation maximales			
30	43000	39000	37000	37000
40	37000	34000	32000	32000
50	33000	30000	29000	28000
60	30000	28000	26000	26000
70	28000	26000	24000	24000
80	26000	24000	23000	22000
90	25000	22000	21000	21000
100	23000	21000	20000	20000
110	22000	20000	19000	19000
120	21000	19000	18000	18000

Les résultats du tableau 4.21 indiquent que pour la très grande majorité des conceptions d'outils, la vitesse de rotation limite de la cale ne posera pas de problème.

4.5.4. Analyse des couteaux

La forme des couteaux est unique et elle est actuellement en instance de brevet dans divers pays (la demande de brevet peut être consultée à l'annexe I). Ces couteaux possèdent en effet plusieurs nouvelles caractéristiques qu'il est important de valider pour assurer la sécurité des utilisateurs. *ProcentriX^{MC}* est la marque de commerce exclusive pour cette forme de couteau et pour le corps d'outil qui s'y rattache.

D'abord, *ProcentriX^{MC}* inverse le positionnement du couteau dans le corps. Les appuis de position se trouvent de part et d'autre du profil au lieu d'être à son opposé. Ils peuvent donc servir aussi de butées pour bloquer tout déplacement du couteau. Ensuite, puisque ce concept non conventionnel risque d'amener l'utilisateur à ne pas positionner le couteau sur les bons appuis, un système de positionnement automatique a été ajouté. Ce dernier place correctement le couteau sur ces appuis en générant une force dans leurs directions. Enfin, les trous dans le bas du couteau ont été supprimés. Pour le couteau classique, ils servaient à l'insertion de goupilles, bloquant l'éjection du couteau advenant un serrage insuffisant. Étant donné que le couteau *ProcentriX^{MC}* ne peut plus glisser, l'insertion de goupille est devenue superflue.

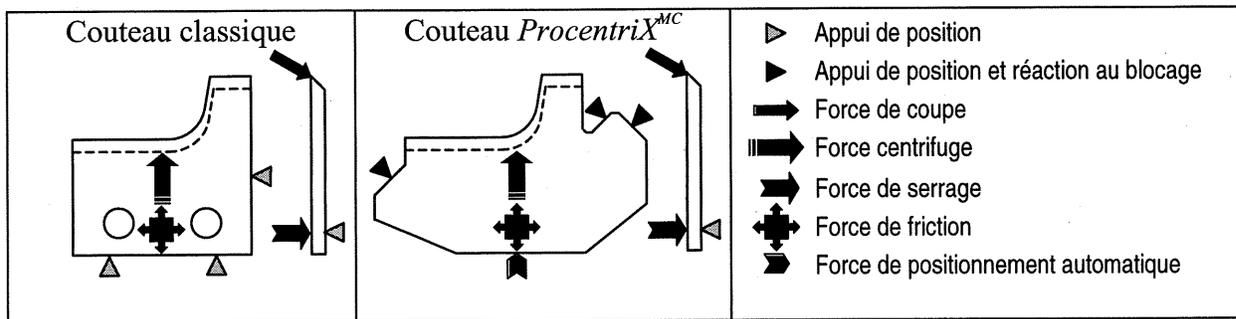


Figure 4.21 - Comparaison des forces appliquées sur le couteau classique et sur le couteau ProcentriX.

À mesure qu'on augmente la vitesse de rotation, la force centrifuge augmente au carré. Lorsque cette force égale la force de friction due au serrage, le couteau classique glisse et ce ne sont alors que les goupilles qui peuvent l'empêcher de sortir. Contrairement au couteau classique, le couteau *ProcentriX^{MC}* n'a pas besoin d'une grande force de serrage. Les butées

sont en effet conçues pour résister plusieurs fois à la force centrifuge générée par le couteau à la vitesse de rotation limite de l'outil.

Le couteau *ProcentriX^{MC}* est soumis à quatre efforts : la force centrifuge, la force de serrage, la force de coupe et la force du positionnement automatique. Ces forces engendrent cinq réactions : la force de friction et quatre autres réactions agissant sur chacune des surfaces d'appui. Ces efforts peuvent engendrer la rupture du couteau en carbure, un matériau très fragile. Le mode de défaillance le plus probable est la propagation d'une fissure à cause de trop grandes contraintes en tension, près des surfaces d'appui ou au centre du tranchant. Une force de coupe assez grande combinée à une grande vitesse de coupe peut aussi faire éclater la pointe du couteau (rupture par impact) et ce risque est plus grand avec les couteaux *ProcentriX^{MC}* parce qu'ils sont conçus pour couper à grande vitesse.

Lors de la validation de la vis, il a été expliqué qu'avec l'augmentation de la vitesse de rotation, la force de contact entre la cale et le couteau diminuait. À cause de ce phénomène et pour simplifier la validation du couteau, la force de serrage sera négligée. En fait, cette force n'engendre que de faibles contraintes de compression sur le couteau de carbure qui est extrêmement résistant en compression. De plus, négliger cette force n'augmentera pas les contraintes en tension près des appuis, là où des risques de propagation de fissures sont plus élevés.

La force de coupe agit également sur le couteau. À cause de cette force, on pourrait penser qu'il existe un risque que le couteau se déplace et quitte les appuis. Il n'en est rien car la composante de la force de coupe agissant dans cette direction ne dépasse pas 250 N en comparaison avec la force centrifuge qui l'oppose et qui atteint 1200 N à une rotation de 12 000 tr/min pour un diamètre de 100 mm. La force de coupe sera donc négligée dans les calculs de validation du couteau. De toute manière, celle-ci aurait réduit le niveau des contraintes en tension près des appuis.

Finalement, la force du positionnement automatique engendre assurément des contraintes supplémentaires au niveau des appuis. Par contre, la force est si faible (autour de 50 N) que ces contraintes sont négligeables.

En conséquence, seules la force centrifuge et les réactions qu'elle génère sur les appuis de position des deux côtés du profil seront pris en compte pour la validation du couteau. Les niveaux de contraintes présents dans le couteau seront évalués au moyen du logiciel d'éléments finis. À cause de la nature fragile du matériau, les contraintes relevées à partir du logiciel d'éléments finis sont des contraintes maximales principales. Il y a trois zones de contraintes élevées dans le couteau : au niveau des deux rayons des appuis et au centre du couteau si ce dernier possède un profil interne prononcé. Pour empêcher le risque de propagation de fissures dans ces zones, la contrainte maximale en tension ne doit donc pas dépasser la moitié du TRS divisé par le facteur de sécurité. Cette approximation provient de la norme *Transverse Rupture Strength of Metal Powder Specimens* [ASTM B 528-99, 1999], point numéro 4 *Significance and Use*. Le TRS est donc utile à l'évaluation de la résistance des métaux en poudre.

Les angles et arrondis des appuis du couteau sont déterminés de manière à assurer des réactions sur chaque appui et des niveaux de contraintes adéquats dans des rayons. Quelques analyses par éléments finis doivent parfois être effectuées pour parvenir à ce but. L'annexe M donne les détails des procédures suivies lors des analyses par éléments finis.

L'équation 4.27 permet de calculer les contraintes dans le couteau.

$$S_{ctx} = S_{MEF} < S_{admissible} \approx \frac{TRS/2}{F.S.} \quad (4.27)$$

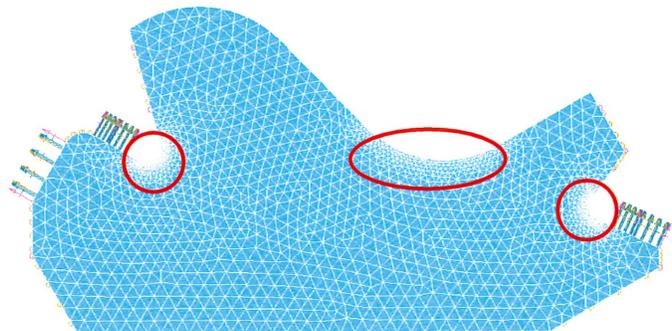


Figure 4.22 - Zones de contraintes élevées sur le couteau.

Pour valider l'évaluation de la résistance des couteaux au moyen des éléments finis et de la valeur TRS/2, des essais de traction sur des plaquettes en carbure ont donc été effectués. Trois nuances de carbures (HE40, KCR08 et MG18) et deux épaisseurs de plaquettes (1,5 mm et 2 mm) ont été testées. Pour chacun de ces modèles, trente échantillons ont été fabriqués, totalisant 180 essais de traction. Une encoche avec un rayon interne identique à celui des appuis du couteau a été usinée sur les plaquettes tests. La force de traction était appliquée directement sur cette encoche tandis que la plaquette était retenue par deux vis de centrage.

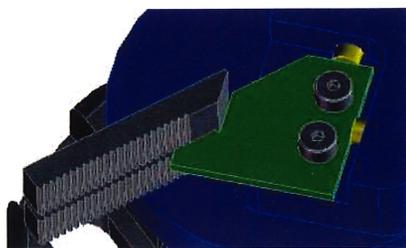


Figure 4.23 - Montage utilisé pour la traction des plaquettes tests.

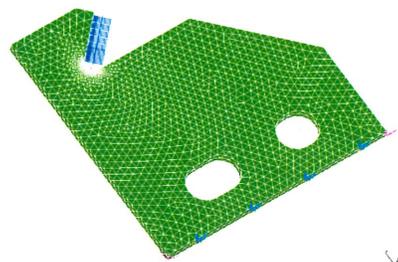


Figure 4.24 - Analyse d'éléments finis des plaquettes tests.

Après avoir trouvé les forces nécessaires à la rupture des six modèles de plaquettes tests, la force moyenne de chacun des modèles a été appliquée sur des modèles d'éléments finis dans l'espoir de trouver une contrainte avoisinant TRS/2. Des graphiques présentant l'ensemble des résultats des essais de traction peuvent être consultés à l'annexe J.

TABLEAU 4.22 - FORCES DE RUPTURE DES PLAQUETTES TESTS ET CONTRAINTE MAXIMALE TROUVEE PAR MEF.

	KCR08 (TRS/2 = 1150 MPa)		HE40 (TRS/2 = 1750 MPa)		MG18 (TRS/2 = 2000 MPa)	
	2,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	1,5 mm
Moyenne	2644 N	1869 N	3150 N	2195 N	1904 N	1275 N
Écart type	325 N	202 N	223 N	194 N	226 N	168 N
Par mm d'épaisseur	1322 N	1246 N	1575 N	1463 N	952 N	850 N
Contrainte maximale principale des MEF	3960 MPa	3140 MPa	4750 MPa	4380 MPa	2860 MPa	2530 MPa
	TRS/0,6	TRS/0,7	TRS/0,7	TRS/0,8	TRS/1,4	TRS/1,6

Comme le montre le tableau 4.22, les contraintes trouvées avec les analyses par éléments finis sont largement supérieures aux valeurs attendues. À première vue, les calculs par éléments finis semblent donc trop sécuritaires par rapport aux essais de traction des plaquettes.

La différence des résultats s'explique peut être par d'excellents finis d'usinage des plaquettes. En effet, il existe une corrélation directe entre le fini d'usinage des matériaux fragiles, la longueur des fissures induire lors de l'usinage et la résistance à la propagation de ces fissures [MISHNAEVSKY, 2000]. En examinant les finis d'usinage des plaquettes tests, on constate qu'ils sont différents d'une nuance à l'autre, mais ils sont surtout nettement meilleurs que ceux qu'on retrouve habituellement dans l'usinage des couteaux classiques (de 8 µin à 12 µin).

TABLEAU 4.23 - CORRELATION ENTRE LES FINIS D'USINAGE DES PLAQUETTES ET LES CONTRAINTES TROUVEES PAR MEF.

	KCR08 (TRS/2 = 1150 MPa)		HE40 (TRS/2 = 1750 MPa)		MG18 (TRS/2 = 2000 MPa)	
	2,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	1,5 mm
Finis d'usinage	4,79 µin	4,26 µin	4,56 µin	4,52 µin	7,49 µin	6,13 µin
Contraintes des MEF	TRS/0,6	TRS/0,7	TRS/0,7	TRS/0,8	TRS/1,4	TRS/1,6

D'autres expériences devront être effectuées afin de s'assurer que les analyses par éléments finis peuvent prédire correctement la rupture des copeaux en utilisant TRS/2 comme contrainte limite. Il semble aussi que le fini d'usinage des copeaux affecte grandement la résistance à leur rupture. Les plaquettes tests dont le fini d'usinage était inférieur à 5 µin ont toutes obtenu des valeurs de contraintes maximales principales autour de TRS/0,7. Celles dont le fini d'usinage était de 6 µin à 7 µin ont plutôt atteint TRS/1,5. On pourrait donc s'attendre à retrouver TRS/2 avec de nouvelles plaquettes tests ayant un fini d'usinage normal entre 8 µin et 12 µin.

4.5.5. Analyse des butées

La taille requise des butées de blocage et de positionnement est relativement facile à calculer. Seules les forces d'appui du copeau, trouvées au moyen de l'analyse par élément fini de ce dernier, sont appliquées sur les butées. Par des calculs manuels, il est alors possible de vérifier le risque de cisaillement et les contraintes en compression sur les butées.

Les équations 4.28 et 4.29 permettent de calculer les contraintes en cisaillement et en compression des butées.

$$S_{butés} = \frac{F_{MEF}}{A_x} < S_{admissible} = \frac{66\% \cdot S_{ut}}{F.S.} \quad (4.28)$$

$$S_{butés} = \frac{F_{MEF}}{A_c} < S_{admissible} = \frac{S_{uc}}{F.S.} \quad (4.29)$$

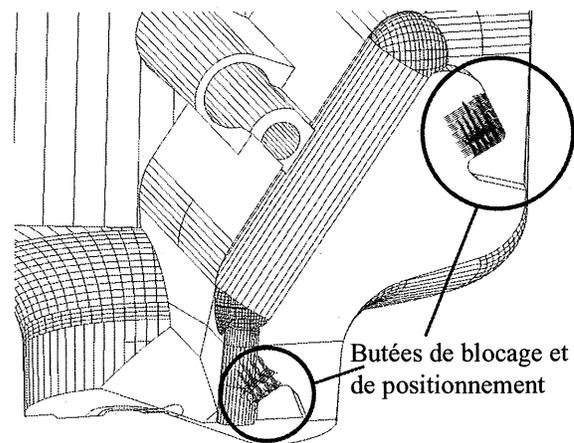


Figure 4.25 - Forces sur les butées de blocage et de positionnement.

La valeur de 66% de la résistance ultime en traction de l'acier trempé 4340 provient du fournisseur de l'acier. Au moyen du banc d'essais de traction, un test en cisaillement pur a été fait sur une butée de 16 mm² pour contre vérifier cette valeur. La force requise pour cisailier la section a été de 9919 N ce qui donne une contrainte de 620 MPa. En théorie, l'acier 4340 trempé à 32 Rc cisaille à 660 MPa. L'erreur n'est donc que de 6%, ce qui est tout à fait acceptable.

4.5.6. Analyse du corps

Le corps, principale composante de l'outil, est une pièce d'acier dont l'usinage est très complexe. Sa forme doit comporter des gorges suffisamment grandes pour pouvoir y insérer les couteaux de carbure et bien dégager le copeau, mais doit également rester le plus aérodynamique possible afin de limiter le bruit. L'usinage à grande vitesse apporte des contraintes supplémentaires. D'abord, il faut usiner les butées de blocage et de positionnement des couteaux, ce qui complexifie la pièce, mais il faut aussi que la forme de l'outil ne concentre en aucun point les contraintes pour risquer d'atteindre la limite élastique de l'acier.

La complexité de la forme du corps impose l'utilisation d'un logiciel d'éléments finis pour prédire de façon adéquate le niveau de contrainte dans la pièce. L'analyse des corps d'outil a démontré que les contraintes maximales Von Mises dans l'outil se manifestent dans le rayon de la gorge. Ce niveau de contrainte ne doit pas dépasser la contrainte admissible du matériau déterminé par la résistance en traction de ce dernier divisé par le facteur de sécurité.

Les équations 4.30 permet de calculer les contraintes dans le corps.

$$S_{corps} = S_{MEF} < S_{admissible} = \frac{S_{ut}}{F.S.} \quad (4.30)$$

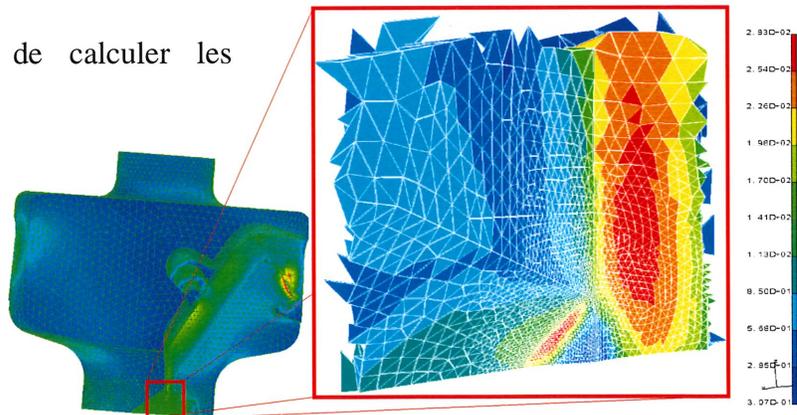


Figure 4.26 - Analyse par éléments finis du corps.

Les contraintes maximales sont essentiellement dues à la force de rotation qui soumet chaque élément du corps aux efforts centrifuges. La densité du corps et du couteau sont donc en relation directe avec ces forces qui agissent sur le niveau maximal de contrainte et sur la rotation limite de l'outil. Le couteau s'appuie fortement sur les butées, ce qui ajoute de la tension dans le rayon de la gorge.

Pour réduire le temps de calcul, l'analyse par éléments finis se fait sans le couteau. Cependant, les forces d'appui du couteau, trouvées au moyen de l'analyse par éléments finis de ce dernier, sont ajoutées sur les butées du corps afin de ne pas négliger cet effet.

5. VALIDATION

5.1. Essais en laboratoire

Avant de tester les outils chez des clients, il faut d'abord les essayer en laboratoire pour s'assurer que les prototypes livrent les avantages escomptés. Ces essais serviront aussi à valider les dernières incertitudes concernant le concept : le niveau de bruit et les modes de résonance. Les premiers essais en laboratoire ont été effectués au CNRC de Vancouver. Par la suite, d'autres tests d'usage ont été réalisés chez Biesse Canada à Terrebonne.

5.1.1. Lecture du bruit

Avec l'augmentation des vitesses d'usinage, le bruit augmente substantiellement, surtout que la grande majorité des machines utilisées dans l'usinage du bois ne sont pas protégées par un habitacle clos. Le bruit provient principalement de trois sources : le moteur, l'aspirateur et l'outil. Comme le présente le graphique suivant, le moteur génère à lui seul plus de 50 dB et ce niveau de bruit augmente légèrement avec l'accroissement de la vitesse de rotation. En combinant le bruit du moteur à celui de l'aspirateur, le bruit augmente autour de 60 dB mais demeure à peu près constant quelle que soit la vitesse de rotation. Par contre, le bruit généré par le moteur, l'aspirateur et l'outil combinés varient de 57 dB à 74 dB pour des vitesses respectives de 6000 tr/min et 22 000 tr/min.

Les mesures du bruit ont été prises au laboratoire du CNRC à Vancouver. Les niveaux de puissance étaient alors captés à partir d'un microphone disposé à environ 2 m de la source.

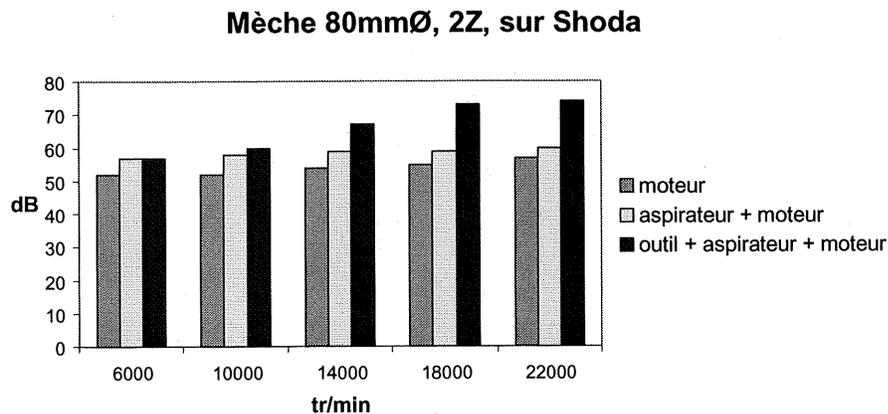


Figure 5.1 - Lecture du bruit en fonction de la vitesse de rotation.

Le bruit de l'outil est principalement dû au frottement de l'air sur le corps car le niveau du bruit en usinage est sensiblement le même que le bruit produit par l'outil n'usinant pas. D'autres tests effectués avec des outils comportant le même profil mais ayant différents angles d'attaque ont démontré l'incidence de la grandeur des gorges sur le bruit généré. Les outils ayant un angle d'attaque élevé et donc de grandes gorges généraient plus de bruit que ceux dont les angles d'attaque étaient négatifs, munis conséquemment de plus petites gorges.

La commission de la santé et de la sécurité du travail (CSST) exige que les travailleurs ne soient pas exposés à un bruit continu de plus de 85 dB pendant plus de 8h consécutives. Les niveaux de bruit générés par des outils à grande vitesse peuvent être assez proches de cette limite. Il vaut donc mieux être prévoyant et tenir compte de l'aérodynamisme des outils afin de limiter le plus possible la génération du bruit.

5.1.2. Modes de résonance

Les vibrations provoquées par le déséquilibre, l'excentricité des pièces tournantes et les forces d'usinage peuvent être amplifiées par la présence de résonances avec la machine et détériorer gravement l'état de surface usinée. Grâce à des analyses des modes vibratoires, on peut prédire à quelle fréquence le système entrera en résonance. Bien sûr, la masse et la rigidité du système (machine, outil, mandrin) influencent fortement ces fréquences de résonance.

Le graphique suivant montre le résultat des mesures de résonance pour une mèche de deux dents ayant un diamètre de coupe de 80 mm. La fréquence de résonance est de 480 Hz, ce qui veut dire qu'il faut éviter les vitesses de rotation de 14 000 tr/min et de 28 000 tr/min, à plus ou moins 1000 tr/min près. Les mesures des fréquences naturelles ont été prises au laboratoire du CNRC à Vancouver à l'état «repos» sans rotation. Lorsque l'outil tourne à grande vitesse, les forces centrifuges ont pour effet d'augmenter la raideur du système et donc d'éloigner la fréquence de résonance.

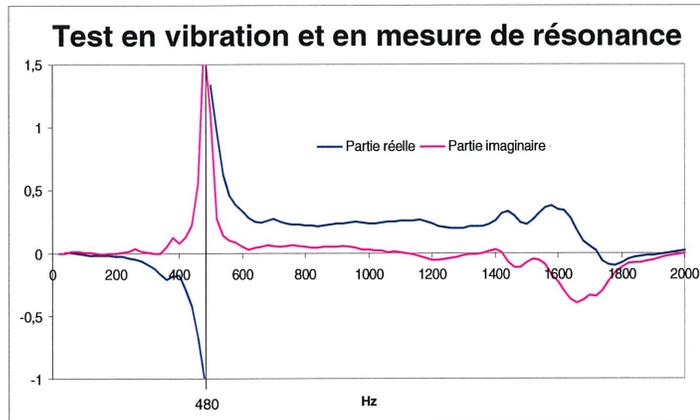


Figure 5.2 - Lecture des modes vibratoires d'une mèche de toupie.

Cette fréquence de résonance ne sera toutefois pas la même si on utilise cet outil avec une autre machine ou simplement dans un environnement différent. Il ne faut donc pas associer les fréquences de résonance aux seuls outils. De plus, puisque la lecture de ces modes vibratoires est tout de même assez fastidieuse et requiert un équipement sophistiqué, il n'est pas plausible d'effectuer ces lectures à chaque installation d'outil. Il faut rester vigilant à chaque nouvelle installation parce que l'expérience nous prouve tout de même qu'il est possible que le système entre en résonance. Si cela se produit, il faut simplement varier la vitesse de rotation de quelques milliers de tours par minute.

5.1.3. Tests d'usinage

L'usinage à grande vitesse apporte deux grands avantages : l'augmentation de la production et l'amélioration des finis de surface. En pratique, la grande majorité des fabricants de meubles ajustent les vitesses d'usinage de façon à produire le plus rapidement possible sans toutefois affecter le fini de surface qui doit rester acceptable pour effectuer le sablage. Il y a trois paramètres importants affectant l'état de surface : la vitesse de coupe, l'avance par dent (S_z) et l'erreur radiale sur le positionnement des copeaux les uns par rapport aux autres (le battement). Des tests d'usinage ont été effectués dans le but de vérifier l'influence et le niveau d'importance de ces paramètres sur la qualité de la surface usinée.

Douze planches de merisier ont été usinées à différentes vitesses d'avance et de rotation au moyen d'un outil muni de copeaux jetables ajustés afin d'obtenir des battements différents.

Le schéma suivant présente le plan d'usinage d'une de ces planches. Chaque planche a été divisée en six sections. Les vitesses d'avance sont différentes pour chacune des sections et sont indiquées au moyen de l'avance par dent en pouce.

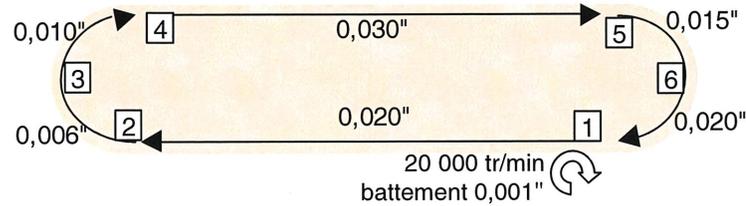


Figure 5.3 - Schéma d'un des plans d'usinage des essais de coupe.

Les finis de surfaces des planches usinées ont été comparés visuellement et au toucher par neuf personnes habituées à évaluer les états de surfaces. Les résultats étaient classés qualitativement par ces inspecteurs sur une échelle de 1 à 5 (excellent, bon, moyen, mauvais et médiocre). L'ensemble des résultats des tests est présenté à l'annexe K.

Ces essais démontrent que le battement influence très peu le fini de surface. Les planches usinées aux mêmes vitesses avec des outils ayant des battements différents (entre 0,0001" et 0,003") ont été classées sur le même échelon de qualité. Cependant, de plus grands battements favorisent de plus nombreux et de plus profonds arrachements de la fibre lors du travail contre le grain du bois (sections n° 2 et n° 5, voir figure 5.4). Il faut cependant savoir que les arrachements de la fibre, même petits, rendent les pièces inacceptables pour le sablage.

La vitesse de coupe influence moyennement le fini de surface. En doublant les vitesses de coupe, on gagne environ 1 point sur l'échelle de qualité. On remarque facilement l'amélioration en usinage contre la fibre (sections n° 2 et n° 5, voir figure 5.4).

Finalement, l'avance par dent, qui est en relation directe avec la vitesse de production, influence beaucoup le fini de surface.

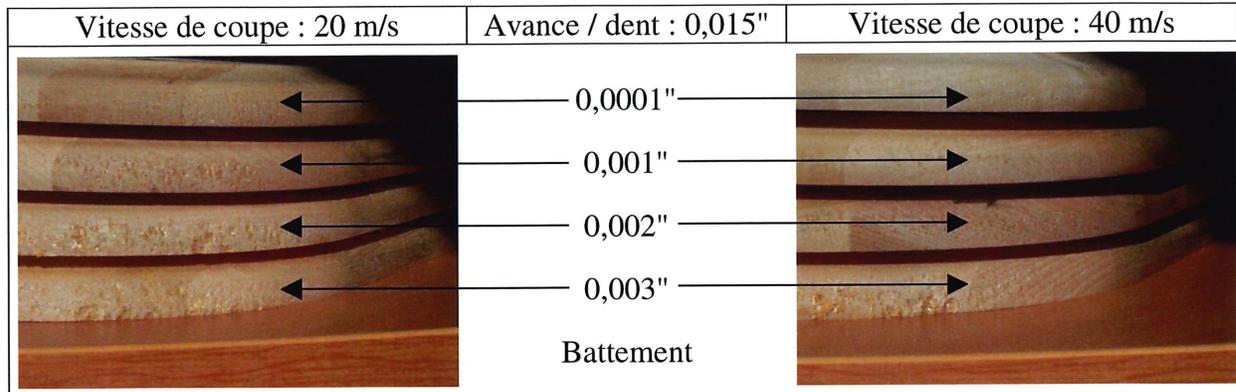


Figure 5.4 - Influence de l'augmentation des vitesses de coupe sur les finis de surface (section n° 5).

Ces expériences en laboratoire permettent de conclure que l'usinage à grande vitesse améliore un peu le fini de surface. L'amélioration se remarque dans tous les sens d'usinage mais surtout contre le grain (sections no. 2 et no. 5) et pour de grandes avances par dent. En plus d'augmenter la vitesse de production, l'utilisateur réduira donc son temps de sablage ou augmentera son avance par dent sans affecter le fini de surface.

5.2. Essais industriels

Les trois prototypes fabriqués pour les essais industriels ont été choisis en fonction du portrait de la clientèle dans le but précis de capter l'attention d'un maximum d'utilisateurs d'outils à l'exposition d'Atlanta. Les clients participants à ces tests ont été ciblés en fonction de leurs niveaux d'attente par rapport à l'amélioration des outils à couteaux jetables. Les principaux avantages que peuvent procurer les prototypes aux utilisateurs sont :

- Longévité de coupe (par l'utilisation de la bonne nuance et d'un battement plus précis);
- Facilité et rapidité de montage des couteaux;
- Meilleure précision du profil usiné;
- Vitesse de rotation élevée;
- Diamètre et profil constants après affûtage;
- Plus de nuances disponibles.

5.2.1. Choix des clients

À partir d'une liste des meilleurs clients, les représentants aux ventes ont d'abord sélectionné quatorze clients dont le potentiel semblait intéressant. Ces clients ont ensuite été comparés dans un tableau au moyen de critères.

TABLEAU 5.1 - SELECTION DES CLIENTS POUR LES ESSAIS INDUSTRIELS.

	Imp	Fraises 6", 4z, Moulurières					Fraises 12", 12z, Moulurières			Fraises 5", 2z, Unimat 3000		Mèches 3", 2z, CNC			
		DUTAILIER Chaises bois	DYNAMIC FURNITURE Meubles mdf Calgary	COLUMBIA FRAME Cadres bois Montréal	KITCHEN CRAFT Armoire bois	SHERMAG Meubles bois Granby	LOUISIANA PACIFIC Bouvetage OSB	INDUSTRIES NORBORD Plancher OBS	ROBERT RIBEYRON Plancher bois	L. & J.G. STICKLEY Meubles	THORNWOOD Portes 5 mcx bois	BELBOIS Meubles TV mdf	GIGUERE & MORIN Meubles bois	STANDARD DESK Bureaux bois, part. Laval	NICOBOIS Tables bois
Grosse production	5	4	4	5	5	5	5	5	4	5	4	4	3	4	
Suivi de production	5	3	5	2	5	5	5	5	5	5	5	1	4	5	
Cherche à augmenter les RPM	5	3	3	4	5	5	5	3	5	5	5	1	5	5	
Diamètre et profil constant	4	1	5	3	3	3	5	5	5	5	3	1	5	5	
Machines en bonne condition	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	1	5	5	
Prend soin des outils	2	1	5	4	5	4	5	5	5	5	5	1	4	5	
Proximité	1	5	2	5	2	5	5	4	4	1	5	1	5	5	
Peut garder le secret	1	3	4	3	5	3	3	4	4	4	5	4	3	4	
TOTAL		73	111	98	119	118	128	118	129	123	126	116	41	111	124

Les trois clients sélectionnés pour des tests industriels ont finalement été :

- Nicoboï, fabricant de meuble utilisant une défonceuse à commande numérique.
- L & J.G. Stickley, fabricant de mobilier haut de gamme et utilisant plusieurs type de machines performantes.
- Robert Ribeyron, fabricant de lattes de bois de plancher utilisant une moulurière.

5.2.2. Essais chez Nicoboï

Nicoboï est un manufacturier de meubles en bois naturel. Le prototype choisi est une mèche à profil servant à moulurer le contour de table en chêne ou en érable. L'outil à grande vitesse

remplacera un outil de profil identique limité à 12 500 tr/min utilisé sur une défonceuse CNC de marque CMS PF111 pouvant tourner à 18 000 tr/min.

TABLEAU 5.2 - DONNEES DE PERFORMANCES DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ NICOBOIS.

DONNÉES DE PERFORMANCE	Classique	ProcentriX
Vitesse de rotation	12500 tr/min	25000 tr/min
Vitesse de coupe	55 m/s	110 m/s
Nombre d'affûtage par couteau	2	6
Temps requis pour changer les couteaux	7 min 30 s	3 min
Temps requis pour les ajustements	15 min	3 min
Temps d'arrêt total lors d'un changement	22 min 30	6 min



Bien que le client ne puisse utiliser l'outil à son maximum (25 000 tr/min), il remarque une nette amélioration de son fini de surface à 18 000 tr/min. De plus, il bénéficie des autres avantages immédiats au niveau des temps de mise en route et du nombre d'affûtages possibles.

Effectués sur plusieurs semaines, les essais ont permis de découvrir un autre avantage insoupçonné mais tout à fait logique dans les circonstances. Le client est passé d'une moyenne de 188 tables produites par changement de couteaux à 432 tables. L'outil à grande vitesse a même permis de produire jusqu'à 1250 tables sans changer les couteaux. En fait, les couteaux ne s'usent pas moins rapidement, mais le client tolère une plus grande usure sur les couteaux à grande vitesse parce qu'ils n'affectent pas le fini de surface, contrairement aux couteaux classiques. C'est donc grâce à l'augmentation de la vitesse de coupe et à l'amélioration du fini de surface que la durée de vie des couteaux a pu s'accroître de 2,3 fois pour une augmentation de la vitesse de coupe de 1,4 fois.

L'ensemble des avantages que procure l'outil amène à croire qu'il est très rentable de faire de l'usinage à grande vitesse chez Nicobois. Il faut cependant comprendre que ce n'est pas en augmentant la vitesse de rotation de 40% qu'on augmente la vitesse de production du même pourcentage. En effet, le temps d'usinage d'une pièce ne représente en réalité qu'une fraction du temps total du cycle de production. L'annexe L présente le calcul de rentabilité du cas de Nicobois.

5.2.3. Essais chez L & J.G. Stickley

L & J.G. Stickley est un manufacturier de mobilier haut de gamme. Ce client avait entre autre été choisi parce qu'il possède une moulurière Weinig Unimat 3000 tournant à 12 000 tr/min. En prenant connaissance des avantages que pouvait procurer l'usinage à grande vitesse, le client a toutefois préféré faire les essais sur une autre machine dont l'outil classique limitait le procédé. La vitesse de rotation de cette dernière est de 7200 tr/min et la machine visée (une tenonneuse double de marque Celaschi) peut atteindre 9000 tr/min. L'outil développé est une fraise pour l'usinage de panneaux ravalés, pièce entrant dans la fabrication de portes d'armoires de cuisine en bois naturel (chêne, érable et caryer).

TABLEAU 5.3 - DONNEES DE PERFORMANCES DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ L & J.G. STICKLEY.

DONNÉES DE PERFORMANCE	Classique	ProcentriX
Vitesse de rotation	7200 tr/min	12000 tr/min
Vitesse de coupe	72 m/s	120 m/s
Nombre d'affûtage par couteau	2	10
Temps requis pour changer les couteaux	7 min	3 min 30 s
Temps requis pour les ajustements	15 min	3 min
Temps d'arrêt total lors d'un changement	22 min	6 min 30 s



Encore une fois, le client n'a pas pu tester l'outil à sa vitesse de rotation limite, mais a tout de même obtenu de meilleurs finis de surface qu'avec son outil classique. Le client était aussi satisfait du gain de temps procuré par la vitesse de rotation et par l'ajustement rapide et précis des couteaux.

Dans ce cas-ci, les tests ne se sont pas faits sur une longue période parce que cette machine utilise normalement deux outils (identiques mais miroirs). Le client a préféré continuer la production avec ses outils classiques.



Figure 5.5 - Fraise pour l'usinage à grande vitesse des panneaux ravalés.

5.2.4. Essais chez Robert Ribeyron

Robert Ribeyron est un manufacturier de bois de plancher. Il usine du merisier, de l'érable et du chêne sur une moulurière de marque Weing Hydromat 23 tournant à 6000 tr/min.

TABLEAU 5.4 - DONNEES DE PERFORMANCE DES TESTS INDUSTRIELS CHEZ ROBERT RIBEYRON.

DONNÉES DE PERFORMANCE	Classique	ProcentriX
Vitesse de rotation	7000 tr/min	12000 tr/min
Vitesse de coupe	68 m/s	117 m/s
Nombre d'affûtages par couteau	2	10
Temps requis pour changer les couteaux	20 min	10 min
Temps requis pour les ajustements	25 min	10 min
Temps d'arrêt total lors d'un changement	45 min	20 min



Puisque les moulurières sont conçues avec des moteurs à vitesse de rotation fixe, le client n'a pas pu changer sa vitesse de coupe. Lors des essais, la vitesse d'avance du matériau a quand même été augmentée de 180 à 250'/min sans altérer la qualité d'usinage. Cependant, puisque l'usinage des lattes de bois de plancher ne constitue qu'une étape de la chaîne de fabrication du produit, l'augmentation de la production n'a eu que pour conséquence d'empiler en quelques minutes, des dizaines de planches à l'étape subséquente du procédé.

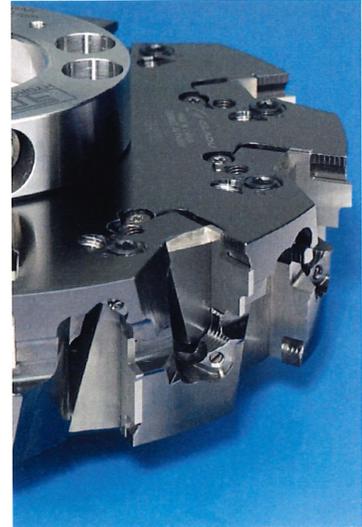


Figure 5.6 - Fraise pour l'usinage à grande vitesse des lattes de plancher en bois.

Ici, le seul avantage applicable de l'outil est la réduction du temps de mise en route. Sans augmentation de la vitesse de rotation, plusieurs avantages manquent et il devient difficile de justifier l'augmentation du prix de l'outil.

6. CONCLUSION

Le développement d'une gamme d'outils à couteaux jetables destinée à l'usinage du bois à grande vitesse résulte d'un besoin énoncé par la clientèle. Certains procédés d'usinage sont en effet limités par la vitesse de rotation de l'outil. En augmentant la vitesse des outils, les machines peuvent être exploitées à leur pleine capacité.

L'examen de la technologie utilisée par les manufacturiers du bois ouvré démontre que les outils actuels ne sont pas conçus pour tourner à grande vitesse. La définition et les besoins requis pour appliquer l'UGV nous le confirme également. L'UGV laisse miroiter plusieurs bénéfices au niveau de la rentabilité, des forces, du fini de surface, de l'usure et des vibrations. L'étude détaillée de chacun de ces avantages par des expériences de différentes équipes de recherche confirme que, pour l'usinage des bois et, en particulier pour les espèces tendres, on observe une très grande rentabilité par l'augmentation des longueurs coupées et par l'amélioration significative des finis de surface.

Plusieurs problèmes restent cependant à résoudre dans la conception de l'outil de coupe. Les principaux obstacles concernent les vibrations causées par le déséquilibre et les forces centrifuges qui affectent le serrage des couteaux en plus de risquer de provoquer l'éclatement du corps. L'UGV ne requiert pas seulement un moteur et des outils performants mais aussi une précision dans la concentricité de toutes les pièces tournantes. Enfin, la machine doit être rigide, dynamiquement stable, doit pouvoir absorber les vibrations et doit être munie de dispositifs assurant la sécurité des opérateurs.

L'application de la méthode de l'ingénierie simultanée associée à une démarche de recherche a permis de déboucher sur un concept innovateur, répondant aux besoins exprimés par les clients au sujet des outils à couteaux jetables. L'émergence de ce concept a mené à un processus de validation du design afin de s'assurer qu'il mène au développement d'outils à grande vitesse. Ainsi, un examen approfondi des matériaux, des facteurs de sécurité, de l'équilibrage et de la résistance de chacune des pièces a été effectuée. Dans ce dernier cas, des analyses par la méthode des éléments finis et des essais de traction ont été requis pour garantir de la validité des résultats.

Les essais industriels ont permis de mesurer avec plus de précision les avantages que procure la gamme d'outils pour l'usinage du bois à grande vitesse. Les résultats obtenus confirment que les sept objectifs établis lors de la démarche de l'ingénierie simultanée ont été atteints et même dépassés.

TABLEAU 6.1 - RESULTATS OBTENUS EN RAPPORT AVEC LES OBJECTIFS VISES.

Objectifs visés	Résultats obtenus
1. Atteindre une vitesse de coupe de 90 m/s	1. Double les vitesses de rotation des outils classiques ce qui correspond à des vitesses de coupe jusqu'à 120 m/s
2. Réduire de moitié le temps de montage et de mise en route	2. Réduit de 67% le temps de montage
3. Concevoir un système à diamètre constant	3. Le système à diamètre constant réduit le temps de mise en route de moitié
4. Respecter la norme EN 847-1	4. Le respect de la norme de sécurité européenne rend les outils à grande vitesse 7 fois plus sécuritaire que les outils classiques
5. Assurer une qualité d'équilibrage de G4 et faire passer le battement radial de 0,002" à 0,0014"	5. Équilibrage indépendant jusqu'à G4 et battement radial des couteaux de 0,0005" (Ces résultats procurent un fini de surface si lisse qu'ils permettent de réduire le temps de sablage)
6. Augmenter la longueur de coupe de 25% et faire passer le nombre de nuances disponible de 2 à 4	6. En grande vitesse, possibilité de doubler les longueurs coupées Donne le choix de quatre nuances de carbure
7. Doubler le nombre d'affûtages	7. Permet jusqu'à 10 reprofilages au lieu de 2 affûtages

La présentation du produit à l'exposition internationale d'Atlanta (IWF), dans le cadre du concours d'innovation «*Challengers Award*», a permis de remporter un des sept prix décernés parmi 21 finalistes. Cette année là, 113 projets ont été inscrits par 93 compagnies différentes.

Le «*Challenger's Distinguished Achievement Award*» est la plus haute distinction, à l'échelle internationale, qui récompense les avancées technologiques ou les contributions significatives liées à l'amélioration environnementale dans l'industrie du bois ouvré. L'IWF, «*International Woodworking Machinery and Furniture Supply Fair*», est la plus importante foire

commerciale américaine dans ce domaine et la deuxième plus importante au monde. Plus de 1200 exposants participaient à la foire commerciale de 2002.



Figure 6.1 - Trophée décernée aux gagnants du «*Challengers Award*».

De façon générale, les trois prototypes testés chez les clients ont suscité un vif intérêt. Ils ont réduit de façon appréciable le temps de montage et ont amélioré substantiellement la qualité de surface, assez pour réduire le temps de sablage. Un seul des trois clients a pu bénéficier d'une augmentation réelle de production car de toutes les machines utilisées, une seule avait la possibilité d'augmenter de façon appréciable la vitesse de rotation. Dans ce cas spécifique, la durée de vie des couteaux a plus que doublé. Ceci s'explique par le fait que l'augmentation de la vitesse de coupe améliore grandement le fini de surface, même lorsque les couteaux sont arrondis par l'usure. Le client tolère donc beaucoup plus longtemps ces couteaux.

L'utilisation à grande vitesse des outils se justifie premièrement par un besoin de produire plus rapidement et, deuxièmement, par une augmentation de la qualité de surface. Si le client n'a pas la possibilité d'accroître substantiellement sa vitesse de coupe, l'achat plus coûteux d'un outil à grande vitesse ne se rentabilisera probablement pas. Par contre, avec une augmentation des vitesses de l'ordre de deux, l'acquisition d'un outil à grande vitesse devient rapidement rentable.

Les essais en laboratoire et en industrie ont donc donné des résultats très positifs, notamment au niveau de l'amélioration du fini de surface, de l'allongement de la durée de vie des couteaux et, naturellement, du gain substantiel de temps de production. Cependant, seule une importante augmentation de la vitesse de rotation permet d'obtenir tous ces avantages. Les défonceuses à commandes numériques sont les machines les plus susceptibles d'utiliser les outils à grande vitesse. Les outils classiques limitent souvent les possibilités de production maximale de ces machines munies de moteurs rapides et puissants. De plus, parce que les pièces sont produites en lots, l'augmentation de la production ne requiert pas d'augmenter la cadence de production des opérations subséquentes, comme le nécessiterait une production à la chaîne.

ANNEXE A - ANALYSE COMPARÉE PAR PAIRES

(paired comparison analysis - PCA)

L'analyse comparée par paires est une technique de convergence permettant de discerner la priorité à accorder à chaque option. La procédure consiste à comparer successivement les options deux à deux et de déterminer dans chaque cas laquelle paraît prioritaire en inscrivant la lettre de l'option dans la grille. À chaque option priorisée, on accorde une pondération sur une échelle de 3. Une fois la matrice complétée, il faut faire la somme du pointage de chaque

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T			
Longévité de coupe	A	A1	A2	A3	A3	A3	A3	A1	A1	A3	A3	A3	M1	A1	O1	A2	A3	A2	A3	A2	A= 39	
Meilleure précision du profil usiné	B	B1	B2	B3	B3	B3	B1	I1	B2	B3	B3	M2	B1	O1	B2	B2	B2	B3	B2	B2	B= 33	
Vitesse de rotation	C	C2	C3	C2	C3	C1	C1	C2	C2	C1	M1	C1	O1	C2	C3	C2	C3	C3	C3	C3	C= 31	
Moins de vibrations	D	E2	F1	D1	H3	I2	D2	D1	D2	M3	N1	O2	P2	Q1	D1	D2	D1	D2	D1	D2	D= 10	
Outils légers	E	F2	E2	H3	I2	E1	E2	E2	M2	N2	O2	P2	Q1	R2	E2	T1	E2	T1	E2	T1	E= 11	
Qualité de coupe	F	F2	H1	I1	F2	F2	F2	M2	N2	O1	P2	Q2	R2	F2	T2	F2	T2	F2	T2	F2	F= 13	
Grandes gorges	G	H3	I2	G1	G1	L1	M3	N3	O1	P2	Q2	G1	G2	T1	G= 5	G1	G2	T1	G1	G2	G= 5	
Facilité de montage des couteaux	H	H1	H3	H3	H3	M1	H1	H1	H2	H3	H2	H3	H3	H3	H= 35	H1	H3	H3	H3	H3	H= 35	
Diamètre et profil constant après affûtage	I	I3	I3	I3	M1	I1	O1	I2	I3	I1	I2	I2	I2	I= 28	I3	I1	I2	I2	I2	I2	I= 28	
Vis durables	J	J1	J1	M3	N3	O3	P2	Q1	R1	J1	T1	J= 3	J1	T1	J= 3	J1	T1	J1	T1	J1	J= 3	
Moins de pièces	K	L1	M3	N3	O3	P3	Q2	R2	S1	T2	K= 0	L1	M3	N3	O3	P3	Q2	R2	S1	T2	K= 0	
Moins d'entretien	L	M3	N2	O1	P2	Q1	R1	S1	T2	L= 2	M3	N2	O1	P2	Q1	R1	S1	T2	L= 2	M3	N2	L= 2
Conformité aux spécifications demandés	M	M2	M2	M3	M3	M3	M3	M3	M3	M= 44	M2	M2	M3	M= 44								
Respect des délais de livraison	N	N1	N2	N3	N3	N3	N3	N= 31	N1	N2	N3	N3	N3	N3	N= 31	N1	N2	N3	N3	N3	N3	N= 31
Constance de la qualité	O	O1	Q1	O2	O3	O2	O= 25	O1	Q1	O2	O3	O2	O= 25	O1	Q1	O2	O3	O2	O= 25	O1	Q1	O= 25
Plus de nuances disponibles	P	P2	P3	P3	P3	P= 26	P2	P3	P3	P3	P= 26	P2	P3	P3	P3	P= 26	P2	P3	P3	P3	P= 26	
Outils profilés standards stocks	Q	Q1	Q2	Q2	Q= 16	Q1	Q2	Q2	Q= 16	Q1	Q2	Q2	Q= 16	Q1	Q2	Q2	Q= 16	Q1	Q2	Q2	Q= 16	
Prix compétitifs	R	R1	T2	R= 9																		
Outils multi-profilés	S	T2	S= 2																			
Outils de petits diamètres	T	T= 13																				

option. Le résultat indique la priorité des options, pas son importance.

Pondération

1 = priorité légère

2 = priorité moyenne

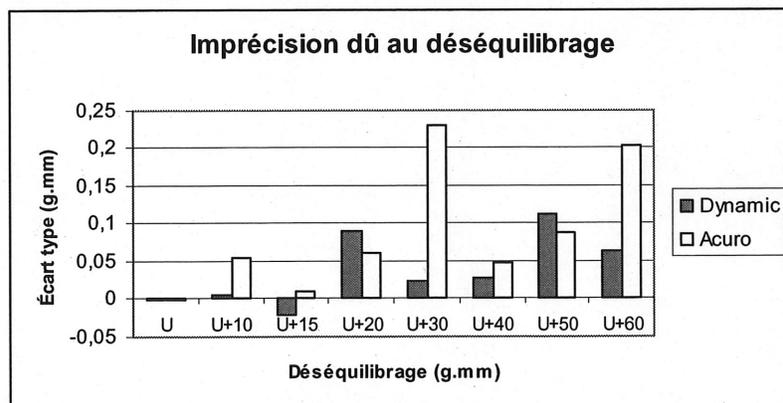
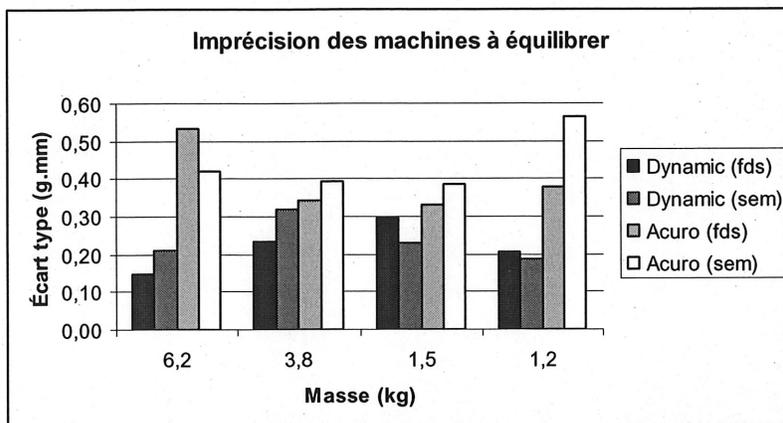
3 = priorité importante

ANNEXE C - PROPRIÉTÉS DES MATÉRIAUX

Propriété	Définition	Caractérisé par		Symbole/unité	
Masse volumique	Rapport de la masse sur le volume.			ρ	kg/m ³
Dureté	Résistance à la pénétration	Essai Brinell		H _B	
Rigidité	Résistance à la déformation.	Module d'élasticité ou Module d'Young	Tension / Compression	E	GPa
		Module de Cisaillement	Cisaillement	G	GPa
Coefficient de Poisson	Indication du changement de volume lors de déformations élastiques.	$\nu = E/(2G)-1$ pour les matériaux isotropes	Si $\nu = 0.5$, alors $\Delta Vol = 0$	ν	
Élasticité	Contrainte maximale avant la plastification.	Limite d'écoulement	Traction	S _y	MPa
			Compression	S _{yc}	MPa
			Cisaillement	τ_y	MPa
Résistance	Contrainte maximale avant la rupture.	Contrainte ultime	Traction	S _{ut}	MPa
			Compression	S _{uc}	MPa
			Cisaillement	τ_u	MPa
Endurance	Contrainte cyclique en dessous de laquelle il n'y aura pas de rupture par fatigue.	Limite d'endurance	Basée sur une vie infinie	S _{e'}	MPa
Fatigue		Résistance à la fatigue	Nombre de cycles fini	S _f	MPa
Ductilité	Propriété d'un matériau à se déformer plastiquement avant de se rompre. <i>Antonyme : fragilité.</i>	Allongement à la rupture	Traction	A	%
Ténacité	Résistance à la propagation brusque de fissures.	Énergie fournie avant la rupture (aire sous la courbe de traction).		S	MPa
		Facteur critique d'intensité de contraintes		K _{IC}	MPa·m ^{1/2}
Transition ductile-fragile	Résistance aux chocs d'un matériau en fonction des variations de la température (ΔT), de la vitesse de mise en charge (ΔK) et de la concentration de contraintes.	Essai de résilience Charpy (essai de ténacité)	Graphique énergie vs ΔT	TTDF	°C
			Graphique ténacité vs ΔK	K _{ID}	MPa·m ^{1/2}
Viscoélasticité	Sous l'action d'une contrainte instantanée, comportement démontrant à la fois des déformations élastiques (instantanées) et visqueuses (lentes).	Coefficient de viscoélasticité		η	Pa·s
Fluage	Déformation lente que subit un matériau soumis à une contrainte permanente. Se manifeste généralement lorsque la température est supérieure à T _f /2.	Température de fusion T(K) = T(°C) + 273.15		T _f	K
Résistance aux chocs thermiques	Aptitude d'un matériau à se déformer librement lorsqu'il est soumis à des variations de températures. Sans cela, le matériau est soumis à des contraintes thermiques.	Coefficient de dilatation linéique		α	10 ⁻⁶ °C
Propriétés thermiques	Quantité de chaleur qu'il faut fournir à un corps de 1 kg pour augmenter sa température de 1 kelvin.	Capacité thermique massique		c	$\frac{J}{kg \cdot K}$
	Aptitude d'un matériau à transmettre la chaleur.	Conductibilité thermique		λ	$\frac{W}{m \cdot K}$
Diffusion thermique	Vitesse à laquelle la chaleur peut se propager dans un matériau.	$a = \lambda / (\rho C_p)$		a	m ² /s

ANNEXE E - PRÉCISION DES MACHINES À ÉQUILIBRER

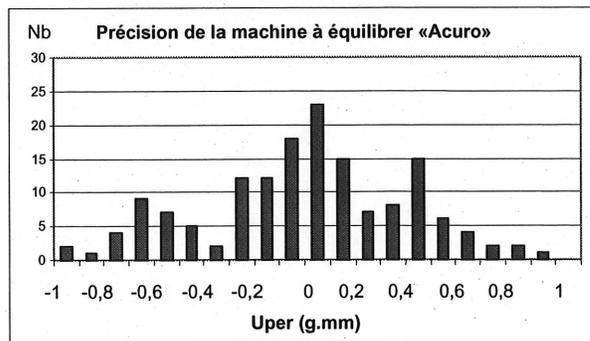
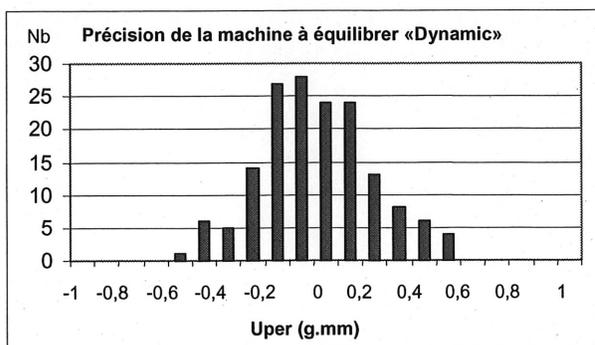
Pour mesurer le niveau de précision des machines à équilibrer, plus de 320 essais ont été effectués. L'expérience consistait à faire plusieurs lectures simples et répétitives avec différents outils. L'utilisation de quatre outils de différents poids et niveaux d'équilibrage a permis de voir s'il existe une relation entre ces dernières et la précision des machines. De plus, plusieurs lectures ont été faites la fin de semaine (fds) pour vérifier si les vibrations environnantes de l'usine affectaient la précision des machines.



Observations :

- 1) La machine «Dynamic» est plus précise que la machine «Acuro».
- 2) Les résultats des tests faits en semaine ou en fin de semaine sont similaires.
- 3) Il n'y a pas de relations apparentes entre la masse des outils et la précision des machines.
- 4) Il y a une relation directe mais de faible importance entre le niveau de déséquilibre de la pièce et la précision de la machine. Cette relation est à peu près linéaire et possède une pente d'environ 0,01 g.mm pour 10 g.mm de déséquilibre.

Les graphiques suivants montre la précision des deux machines (toutes lectures confondues).



ANNEXE F - CALCUL DE LA TOLÉRANCE DE MASSE À APPLIQUER SUR LES PIÈCES DE RECHANGE

$$m_{dés.ctx} = m_{dés.ens} - m_{tol.corps}$$

$$m_{dés.ens} = \frac{1,8 \times 10^9 \times F_{dés.ens}}{D_{ctx} \times (\pi \times N)^2} \quad \text{où} \quad F_{dés.ens} = \frac{m_{ens} \times 2 \times e_{adm} \times (\pi \times N)^2}{1,8 \times 10^9} \quad \text{où} \quad e_{adm} = \frac{30 \times Q_{ens}}{\pi \times N}$$

$$= \frac{m_{ens} \times 60 \times Q_{ens}}{D_{ctx} \times \pi \times N}$$

$$m_{dés.corps} = \frac{1,8 \times 10^9 \times F_{dés.corps}}{D_{ctx} \times (\pi \times N)^2} \quad \text{où} \quad F_{dés.corps} = \frac{m_{ens} \times 2 \times e_{adm} \times (\pi \times N)^2}{1,8 \times 10^9} \quad \text{où}$$

$$e_{adm} = \frac{30 \times Q_{corps}}{\pi \times N}$$

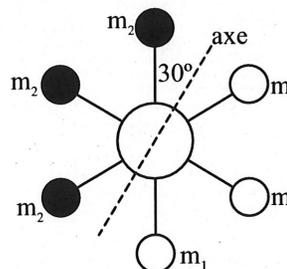
$$= \frac{m_{corps} \times 60 \times Q_{corps}}{D_{ctx} \times \pi \times N}$$

Note : approximation : $D_{centroïde.ens} \cong D_{centroïde.corps} \cong D_{centroïde.ctx} \cong D_{ctx}$

$$m_{tol} = \frac{m_{dés.ctx}}{\text{facteur}Z}$$

Le *facteur*Z divise la tolérance en tenant compte du nombre de dents et du pire cas possible : les dents les plus lourdes sont toutes regroupées sur le même côté.

Exemple : 6 dents.



$$\text{facteur}Z \Rightarrow m_2 + 2 m_2 \sin 30 - m_1 - 2 m_1 \sin 30$$

$$\swarrow 2(m_2 - m_1)$$

Nb dents	facteurZ	équation ...
2	1	$1 (m_1 - m_2)$
3	1	$2 m_2 \sin 30 - m_1 = 1 (m_2 - m_1)$
4	1,414	$2 m_2 \sin 45 - 2 m_1 \sin 45 = 1,414 (m_2 - m_1)$
6	2	$1 + 2 \sin 30$
8	2,613	$2 \sin 22,5 + 2 \sin 67,5$
10	3,236	$1 + 2 \sin 18 + 2 \sin 54$
12	3,864	$2 \sin 15 + 2 \sin 45 + 2 \sin 75$
16	5,119	$2 \sin 11,25 + 2 \sin 33,75 + 2 \sin 56,25 + 2 \sin 77,75$
18	5,759	$1 + 2 \sin 10 + 2 \sin 30 + 2 \sin 50 + 2 \sin 70$
20	6,392	$2 \sin 9 + 2 \sin 27 + 2 \sin 45 + 2 \sin 63 + 2 \sin 81$

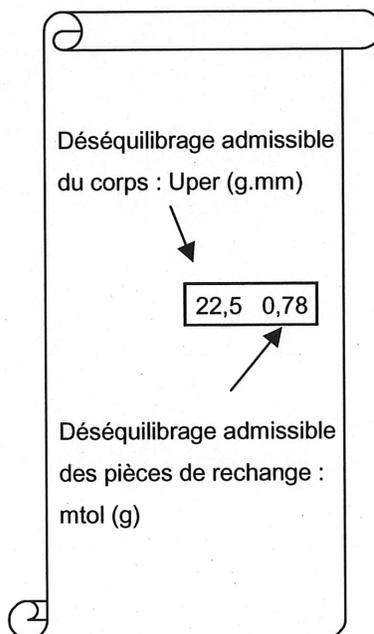
$$m_{tol} = \frac{60 \times (m_{ens} \times Q_{ens} - m_{corps} \times Q_{corps})}{D_{ctx} \times \pi \times N \times \text{facteurZ}}$$

$$Q_{ens} = \left(\frac{\text{facteurZ} \times m_{tol} \times D_{ctx} \times \pi \times N}{60} + m_{corps} \times Q_{corps} \right) \times \frac{1}{m_{corps} + Z \times m_{pièces}}$$

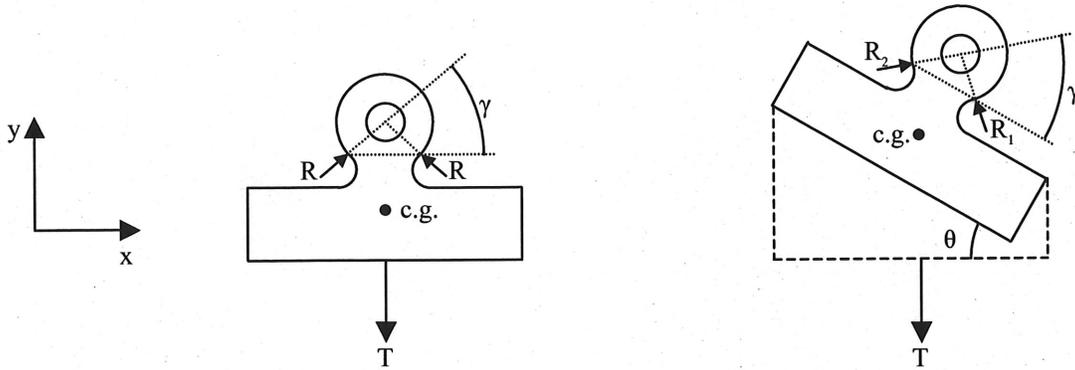
où $m_{pièces} = \sum$ masses des pièces de rechange.

ANNEXE G - CHARTE D'ÉQUILIBRAGE POUR LES OUTILS À COUTEAUX JETABLES

m_{ens}	D_{ctx}	$Z_{min\ max}$		N_{pi}	6000	9000	12000	18000	20000	22000	24000
0,25	50	2	2	4	1,0 0,19	1,6 0,17	2,7 0,12	1,4 0,07	1,5 0,04	1,1 0,04	1,0 0,03
0,4	60	2	3	4	1,3 0,30	2,6 0,25	4,7 0,18	2,7 0,11	3,2 0,06	2,7 0,06	1,8 0,03
0,6	70	2	3	4	1,9 0,42	4,1 0,35	7,6 0,25	4,6 0,15	5,4 0,08	3,5 0,06	1,6 0,03
0,8	80	2	3	4	2,5 0,51	5,5 0,43	10,5 0,30	6,5 0,19	5,2 0,07	3,4 0,06	1,4 0,03
1	90	2	3	4	3,1 0,58	7,0 0,49	13,4 0,33	6,4 0,17	5,1 0,07	3,2 0,05	1,2 0,03
1,25	100	2	3	4	3,8 0,67	8,8 0,56	17,1 0,38	6,3 0,15	5,0 0,06	3,1 0,05	1,0 0,03
1,5	110	2	3	4	4,6 0,74	10,7 0,62	20,8 0,42	6,2 0,14	4,8 0,06	2,9 0,05	0,9 0,03
				6	4,5 0,73	10,4 0,62	20,2 0,42	5,7 0,14	4,0 0,07	2,2 0,06	
1,75	120	2	3	4	5,3 0,79	12,5 0,67	24,4 0,45	6,1 0,13	4,7 0,05	2,8 0,04	
				6	5,2 0,79	12,2 0,67	23,9 0,46	5,5 0,13	3,8 0,06	1,9 0,05	
2	130	2	4	4	5,7 0,59	13,5 0,50	26,4 0,34	5,6 0,08	4,1 0,03	2,1 0,03	
				6	5,6 0,59	13,2 0,49	25,8 0,34	4,9 0,08	2,7 0,05	0,7 0,04	
2,5	140	2	4	4	7,1 0,69	17,0 0,58	29,0 0,34	5,5 0,08	3,9 0,03	1,9 0,03	
				6	7,0 0,69	16,7 0,58	28,3 0,34	4,7 0,08	2,4 0,05		
3	150	2	4	4	8,5 0,78	20,5 0,66	28,9 0,32	5,4 0,07	3,7 0,03		
				6	8,4 0,78	20,2 0,65	28,2 0,32	4,5 0,08	2,1 0,05		
4	160	3	6	4	10,5 0,69	25,6 0,58	26,6 0,21	4,5 0,05	2,0 0,03		
				6	10,4 0,69	25,2 0,58	26,0 0,21	2,9 0,05			
5	170	3	6	4	13,1 0,82	32,1 0,69	26,5 0,20	4,3 0,04			
				6	13,0 0,82	31,8 0,68	25,8 0,20	2,6 0,05			
6	180	3	4	6	17,8 1,33	43,8 1,11	29,5 0,27	3,9 0,07			
		6	8	6	15,8 0,71	38,7 0,60	24,5 0,15	0,6 0,04			
8	190	3	4	8	23,6 1,68	57,7 1,39	28,5 0,26	2,3 0,07			
		6	8	8	20,9 0,90	50,9 0,75	22,6 0,15				
10	200	3	4	8	29,6 2,01	57,6 1,32	28,3 0,25				
		6	10	8	22,0 0,87	42,3 0,57	18,4 0,11				
12	220	3	4	8	35,6 2,19	57,4 1,20	27,9 0,22				
		6	10	8	26,4 0,95	42,0 0,52	17,8 0,10				
14	220	3	4	8	41,6 2,56	57,4 1,20	27,9 0,22				
		6	10	8	31,0 1,11	42,0 0,52	17,8 0,10				
16	220	3	4	8	47,6 2,93	57,4 1,20	27,9 0,22				
		6	10	8	35,6 1,27	42,0 0,52	17,8 0,10				
18	220	3	4	8	53,6 3,30	57,4 1,20	27,9 0,22				
		6	10	8	40,1 1,43	42,0 0,52	17,8 0,10				
20	220	3	4	8	59,7 3,67	57,4 1,20	27,9 0,22				
		6	10	8	44,7 1,59	42,0 0,52	17,8 0,10				



ANNEXE H - CALCUL DES RÉACTIONS NORMALES À LA RUPTURE DE LA CALE



T = Force de traction (force centrifuge)
 R = Réactions normales à la rupture de la cale
 θ = Angle d'inclinaison de la cale
 γ = Angle de compression du cylindre

$$\Sigma F_y \Rightarrow T = R_1 \sin(\gamma + \theta) + R_2 \sin(\gamma - \theta)$$

$$\Sigma F_x \Rightarrow 0 = -R_1 \cos(\gamma + \theta) + R_2 \cos(\gamma - \theta)$$

Alors,

$$T = R_2 \left[\sin(\gamma - \theta) + \frac{\cos(\gamma - \theta) \times \sin(\gamma + \theta)}{\cos(\gamma + \theta)} \right]$$

Donc,

$$R_2 = \frac{T \times \cos(\gamma + \theta)}{\cos(\gamma + \theta) \times \sin(\gamma - \theta) + \cos(\gamma - \theta) \times \sin(\gamma + \theta)} = \frac{T \times \cos(\gamma + \theta)}{\sin(2\gamma)}$$

$$R_1 = R_2 \frac{\cos(\gamma - \theta)}{\cos(\gamma + \theta)}$$

ANNEXE I - DEMANDE DE BREVET

CUTTERHEAD WITH REGRINDABLE INSERTS

BACKGROUND OF THE INVENTION

Field of the Invention

The present invention generally relates to rotary cutting tools and, more particularly, to rotary cutting tools equipped with regrindable inserts.

Description of the Prior Art

The conventional manner of positioning a chisel or cutting insert on the insert holder of a rotary cutter, such as a router bit, a milling cutter or a planer head, is by abutting a precision ground surface located on the rear and side edges of the insert against a precision ground backing reference surface provided on the insert holder's body. One of the shortcomings of such a system is that the entire cutting tool must be repositioned relative to the workpiece every time the cutting edge of the insert is sharpened. This adjustment compensates for the amount of material removed from the insert's worn edge. This adjustment is effected so that the workpieces being machined are in dimensional tolerance, one to the other from one work cycle to the next.

Furthermore, it has been determined that it would be advantageous to integrate an insert positioning system preventing centrifugal dislodgment of the insert when spinning the insert holder.

SUMMARY OF THE INVENTION

It is therefore an aim of the present invention to provide a new cutting insert positioning system that is convenient to use.

It is also an aim of the present invention to provide a new cutting insert positioning system able to offer resistance to the dislodgment of a cutting insert caused by centrifugal forces acting thereon while the insert holder is being rotated.

It is a further aim of the present invention to eliminate the need to reposition a rotary cutting tool relative to a workpiece, every time a cutting insert is sharpened.

Hence, the present invention will reference the insert from the front or profiled side of the insert instead of a surface located at the rear of the insert. This is realized by incorporating lateral shoulders onto the regrindable inserts enabling them to be seated and referenced to the cutter's body.

When it will be deemed necessary to service the worn edge of an insert, the insert will be removed from the insert holder and ground so as to restore the profile and to remove an equivalent amount of material from the positioning shoulders thereof. The insert will then be placed back onto the insert holder and the precision ground frontal reference surface will locate the insert's cutting edge in exactly the same spot it previously vacated. This will enable the operator to place the cutting tool onto the spindle or into the holder without having to readjust the position of either in relation to the workpiece.

In accordance with a further general aspect of the present invention, there is provided a rotary cutting tool. The tool comprises a cutting insert having a forwardly projecting end portion defining a cutting edge and a pair of shoulders extending laterally outwardly relative to the forwardly

projecting end portion. The tool further includes an insert mounting member having an axis of rotation and defining a seat for removably receiving the cutting insert. The seat is provided at a front end thereof with a pair of spaced-apart positioning members for receiving the forwardly projecting end portion of the cutting insert therebetween with the shoulders resting on the positioning members so as to provide centripetal locking of the cutting insert in the seat during rotation of the insert mounting member about its axis of rotation. A securing structure is also provided for releasably securing the cutting insert in the seat.

In accordance with a still further general aspect of the present invention, there is provided a cutting insert setting system for a rotary cutting tool, said cutting insert setting system comprising an insert having a regrindable front surface defining a cutting edge, an insert mounting member having an axis of rotation and defining a seat for receiving said insert, said seat defining at a periphery of said insert mounting member a frontal reference structure against which said front surface of said regrindable insert abuts to set the position of said insert and resist centrifugal dislodgment thereof from said seat during rotation of said insert mounting member.

In accordance with a further general aspect of the present invention, there is provided a cutting insert for use on a rotary cutting tool, comprising a plate-like member having a forwardly projecting end portion defining a cutting edge and a pair of positioning shoulders extending laterally outwardly on opposed sides of said front cutting edge.

In accordance with a further general aspect of the present invention, there is provided a method of setting a cutting insert on an insert holder of a rotary cutting tool, the method comprising the steps of: providing an insert holder having a seat defining a frontal reference surface, providing a

cutting insert having a cutting edge and a pair of shoulders, positioning said cutting insert in said seat by abutting said shoulders against said frontal reference surface, and releasably securing said cutting insert in position.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Having thus generally described the nature of the invention, reference will now be made to the accompanying drawings, showing by way of illustration a preferred embodiment thereof, and in which:

Fig. 1 is a schematic elevation view of a rotary cutting tool in accordance with a first embodiment of the present invention; and

Fig. 2 is an enlarged schematic elevation view of the cutting tool of Fig. 1;

DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

Referring now to the drawings, a cutting tool 10 for processing a workpiece W in accordance with the present invention comprises a number of cutting inserts, one of which is shown at 12 in Figs. 1 and 2, carried by a rotary insert mounting member or holder 14 having an axis of rotation 16 about which the holder 14 is driven. The cutting tool is intended for machining solid woods, engineered woods, plastics, composites and non-ferrous metals.

A number of circumferentially spaced-apart insert seats, one of which is shown at 18 in Figs. 1 and 2, are defined at the periphery of the holder 14 for receiving corresponding cutting inserts. The cutting insert 12 is releasably secured in the seat 18 by means of a conventional fixing mechanism, such as a clamping screw 20 so as to provide circumferential blocking.

The cutting insert 12 is preferably made of rigid carbide, diamond or other material capable of cutting. The insert 12 is provided in the form of a plate having parallel

planar side faces 22 shaped to define a forwardly projecting end portion 24 and a pair of lateral shoulders 26. The shoulders 26 and the forwardly projecting end portion 24 are delimited at the front by the frontal surface 28 of the cutting insert 12. A cutting edge 30 of a desired profile is provided at the frontal surface 28 between the shoulders 26 for engaging the workpiece W and cut the same.

The seat 18 has a flat bottom wall 32 against which one of the planar side faces 22 of the insert 12 is pressed by the compression force exerted by the screw 20 on the opposite side face 22. A pair of abutment members 34 and 36 extends at right angles from the bottom wall 32 at a front end of the seat 18. As best seen in Fig. 2, the abutment member 36 includes first and second angular abutment surfaces 38 and 40. The abutment member 34 includes a single abutment surface 42. The abutment surfaces 38, 40 and 42 are arranged to provide axial and radial restraint of the insert 12 in the seat 18. According to a preferred embodiment of the present invention, the abutment members 34 and 36 consist of blocks integrally machined in the body of the holder 14. Alternatively, one of the abutment members 34 and 36 could be provided in the form of separately machined blocks fixed to the body of the holder 14.

The positioning of the insert 12 on the bottom wall 32 of the seat 18 is effected by abutting the shoulders 26 against the abutment surfaces 38, 40 and 42 with the forwardly projecting end portion 24 extending between the spaced-apart abutment members 34 and 36. The abutment surfaces 38, 40 and 42 form a frontal reference surface for setting the position of the insert 12 in the seat 18. The frontal reference surface provides axial and radial restraint for the insert 12. Once the insert 12 has been properly positioned in the seat 18, the screw 20 is tightened to secure the insert 12 in position. In addition of being a positioning aid, the abutment surfaces 38, 40 and 42 advantageously act as a centripetal lock to prevent

dislodgment of the insert 12 under the centrifugal force 46 during rotation of the holder 14 about axis 16. This allows operating the cutting tool at higher speeds.

When the insert 12 requires a subsequent sharpening, the clamping screw 20 is loosened and the insert 12 is removed from the holder 14. Then, by grinding a given thickness of material from the cutting edge 30, the cutting edge is restored. During the grinding operation, the abutment surfaces 26a, 26b and 26c formed by the shoulders 26 are also ground so as to remove therefrom the same thickness of material that has been removed along the cutting edge 30. The insert 12 is thereafter repositioned in the seat 18 by abutting the newly machined shoulders 26 against the abutment surfaces 38, 42 and 40. The cutting tool 10 does not have to be repositioned in relation to the workpiece W since the removal of material from the insert frontal abutment surfaces 26a, 26b and 26c compensates for the removal of material removed from the worn cutting edge 30. That is to say, the positioning of the cutting edge 30 relative to the frontal reference surface of the seat 18 remains constant at all time, thereby providing for the production of parts of uniform profile without having to readjust the position of the cutting tool 10 after every subsequent sharpening of the cutting inserts.

CLAIMS:

1. A rotary cutting tool, comprising a cutting insert having a forwardly projecting end portion defining a cutting edge and a pair of shoulders extending laterally outwardly relative to said forwardly projecting end portion, an insert mounting member having an axis of rotation, said insert mounting member defining a seat for removably receiving said cutting insert, said seat being provided at a front end thereof with a pair of spaced-apart positioning members for receiving said forwardly projecting end portion of said cutting insert therebetween with said shoulders resting on said positioning members so as to provide centripetal locking of said cutting insert in said seat during rotation of said insert mounting member about said axis of rotation thereof, and a securing structure for releasably securing said cutting insert in said seat.

2. A tool as defined in claim 1, wherein said positioning members are engaged with said cutting insert on at least two different planes.

3. A tool as defined in claim 2, wherein said two planes are arranged relative to said axis of rotation to provide axial and radial restraint of said cutting insert.

4. A tool as defined in claim 1, wherein at least one of said positioning members has two abutment surfaces for engagement with corresponding surfaces of one of said shoulders to restrain said insert against axial and radial translation.

5. A tool as defined in claim 4, wherein another one of said positioning member is adapted to block said insert against rotation.

6. A tool as defined in claim 1, wherein said cutting insert is provided in the form of a plate-like member having a pair of planar and parallel side faces, and wherein said securing structure exerts a compression force against one of said side faces in a direction normal thereto.

7. A tool as defined in claim 1, wherein a plurality of seats are distributed about a periphery of said insert mounting member for releasably receiving corresponding cutting inserts.

8. A cutting insert setting system for a rotary cutting tool, said cutting insert setting system comprising an insert having a regrindable front surface defining a cutting edge, an insert mounting member having an axis of rotation and defining a seat for receiving said insert, said seat defining at a periphery of said insert mounting member a frontal reference structure against which said regrindable front surface of said insert abuts to set the position of said insert and resist centrifugal dislodgment thereof from said seat during rotation of said insert mounting member.

9. A system as defined in claim 8, wherein said regrindable front surface includes an abutment surface extending laterally outwardly relative to said cutting edge.

10. A system as defined in claim 9, wherein said abutment surface is formed by two shoulders disposed on opposed sides of said cutting edge.

11. A system as defined in claim 8, wherein said frontal reference structure includes at least two abutment surfaces extending in different planes for engagement with corresponding regrindable abutment surfaces on said insert.

12. A system as defined in claim 11, wherein said at least two abutment surfaces of said frontal reference structure are arranged relatively to said axis of rotation to provide axial and radial restraint of said insert.

13. A system as defined in claim 12, wherein said at least two abutment surfaces of said frontal reference structure includes first, second and third abutment surfaces for blocking the insert against translation in two different directions and against rotation about an axis normal to said directions.

14. A system as defined in claim 13, wherein said second and third abutment surfaces are provided on a first positioning member, whereas said first abutment member is provided on a second positioning member, said cutting edge extending between said first and second abutment members.

15. A cutting insert for use on a rotary cutting tool, comprising a plate-like member having a forwardly projecting end portion defining a cutting edge and a pair of positioning shoulders extending laterally outwardly on opposed sides of said front cutting edge.

16. A method of setting a cutting insert on an insert holder of a rotary cutting tool, the method comprising the steps of: providing an insert holder having a seat defining a frontal reference surface, providing a cutting insert having a cutting edge and a pair of shoulders, positioning said cutting insert in said seat by abutting said shoulders against said frontal reference surface, and releasably securing said cutting insert in position.

17. A method as defined in claim 16, further comprising the steps of removing said cutting insert from said seat, sharpening said cutting insert by removing a desired thickness of material from said cutting edge, removing the same thickness of material from said shoulders, positioning said cutting insert back in said seat with said shoulders abutting against said frontal reference surface.

18. A method as defined in claim 16, wherein said frontal reference surface includes radial and axial restraining segments, and wherein the step of positioning the cutting insert in the seat is effected by abutting said shoulders against said radial and axial restraining segments so as to provide centripetal locking of the cutting insert in the seat during rotation of the insert holder about an axis of rotation thereof.

ABSTRACT

CUTTERHEAD WITH REGRINDABLE INSERTS

A rotary cutting tool wherein the positioning of a cutting insert is accomplished via a frontal reference surface instead of a backing reference surface. This is done by modifying the regrindable insert to include a pair of lateral shoulders that must be seated on the reference surface to ensure proper positioning of the insert relative to the cutting tool. The insert is retained against centrifugal dislodgment by the frontal reference surface during rotation of the tool, thereby permitting the latter to be operated at higher rotational speeds. The use of a frontal reference surface also eliminates the need of having to reposition the cutting tool vis-à-vis the workpiece between each sharpening operation of the cutting insert.

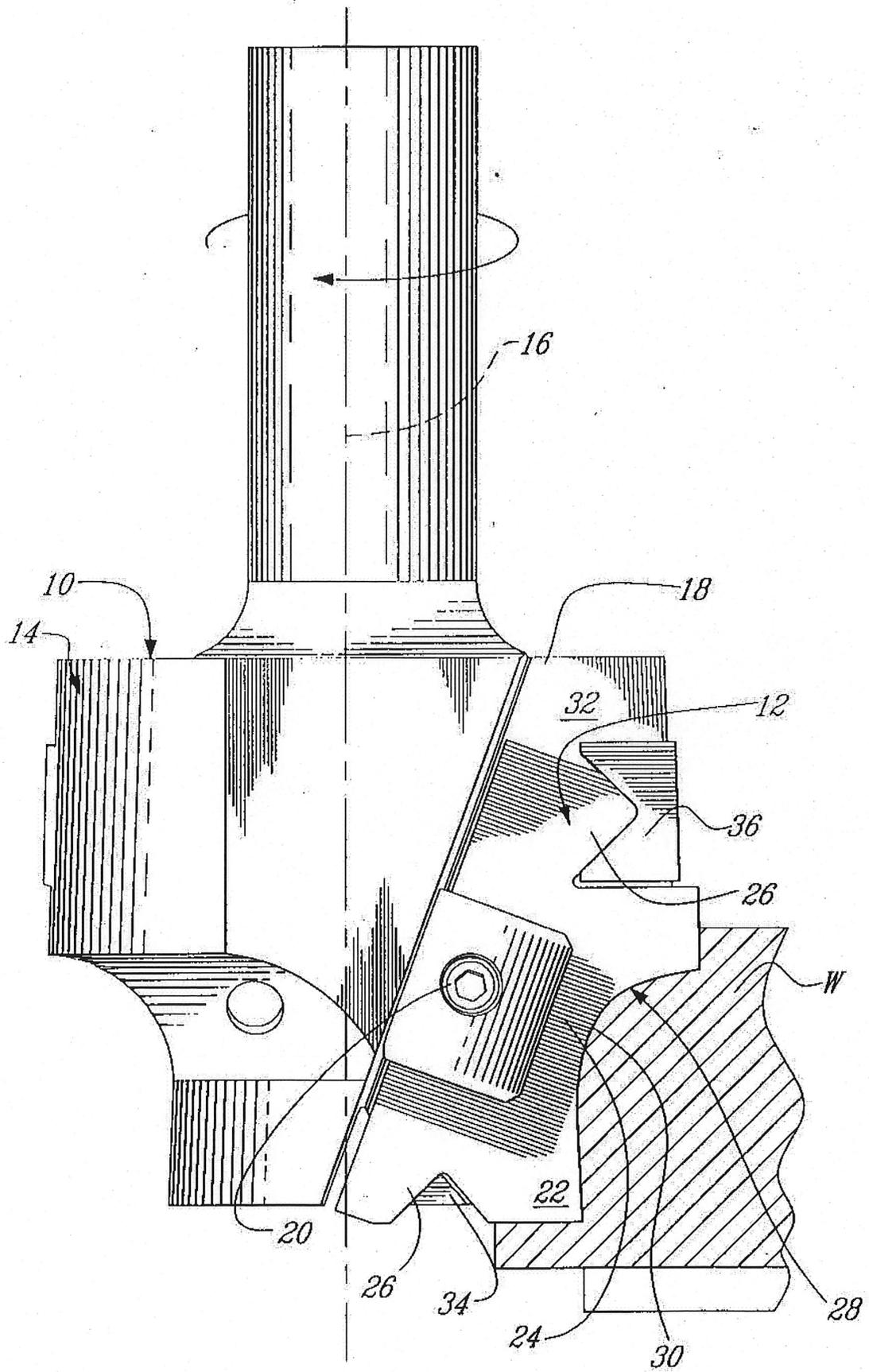


FIG. 1

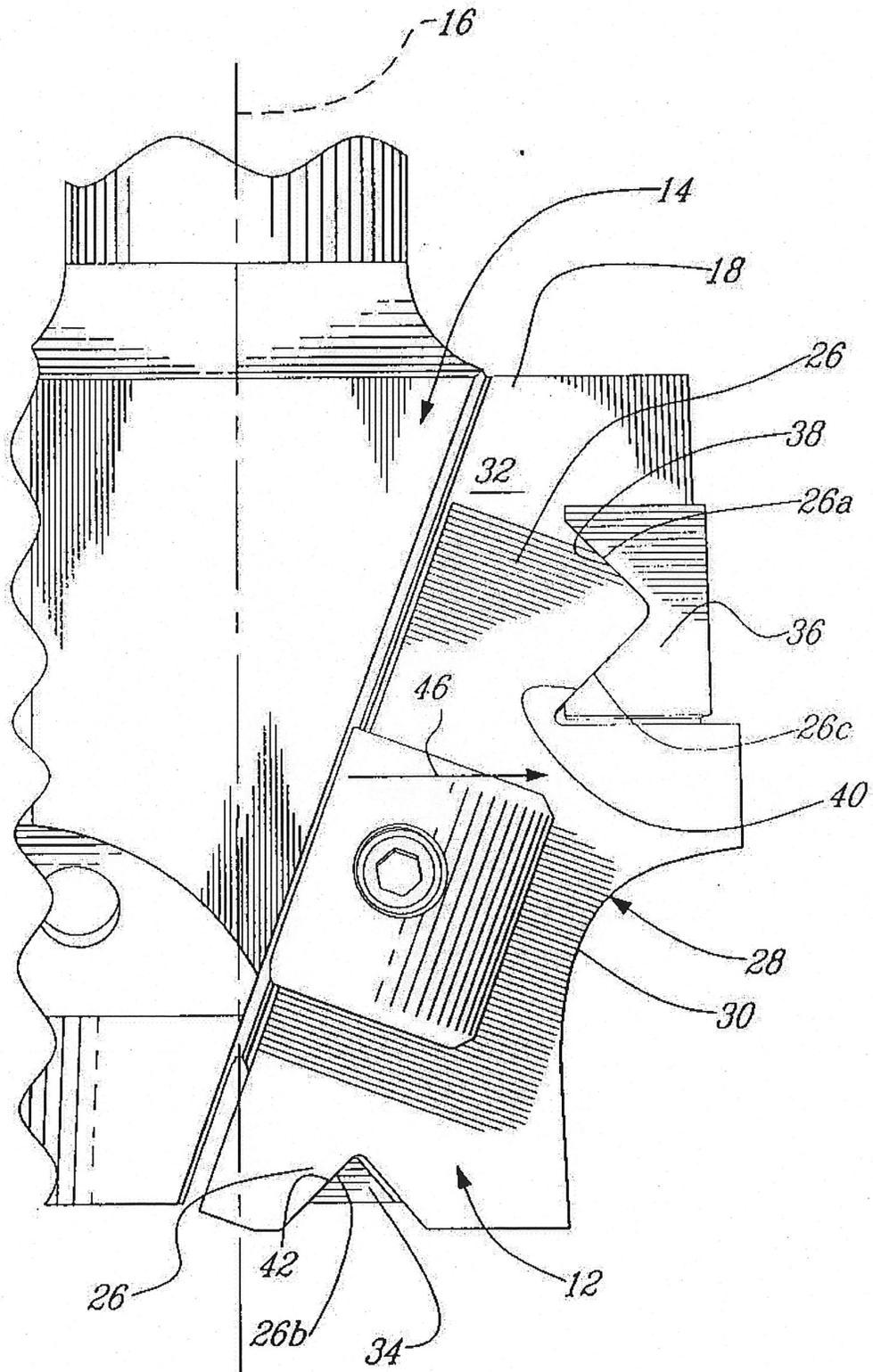
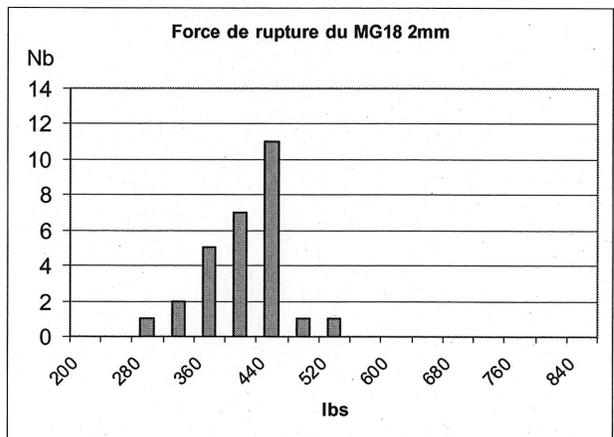
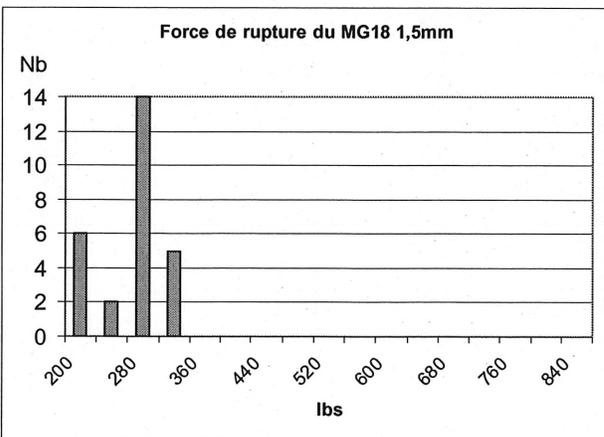
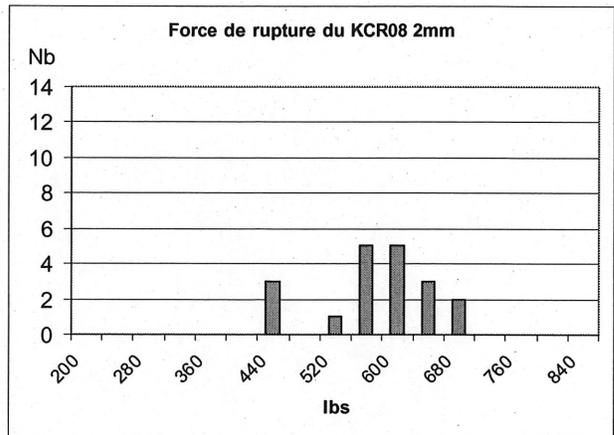
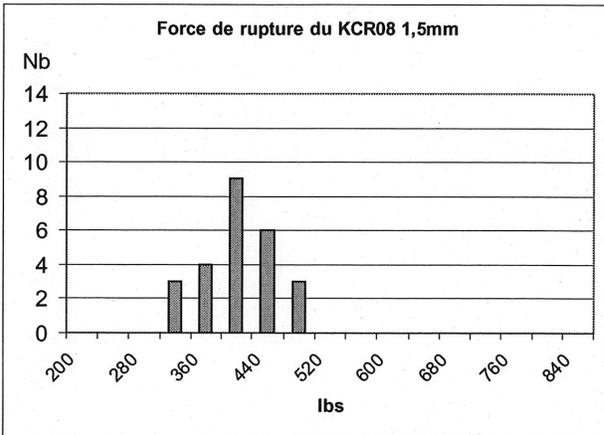
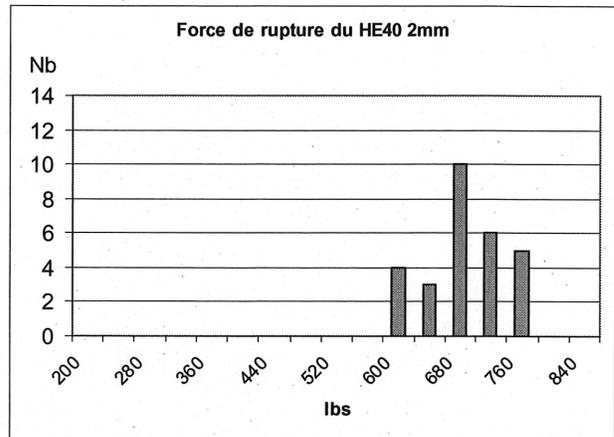
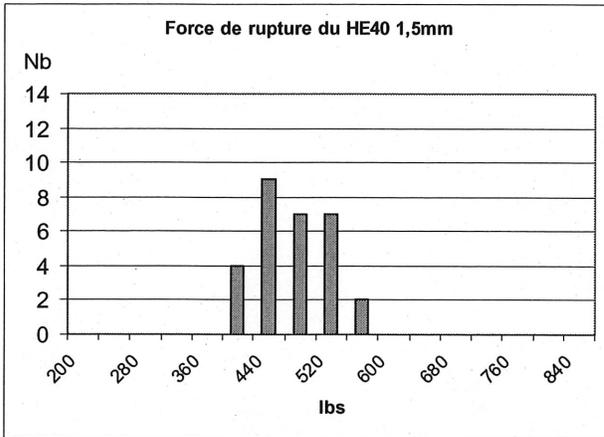
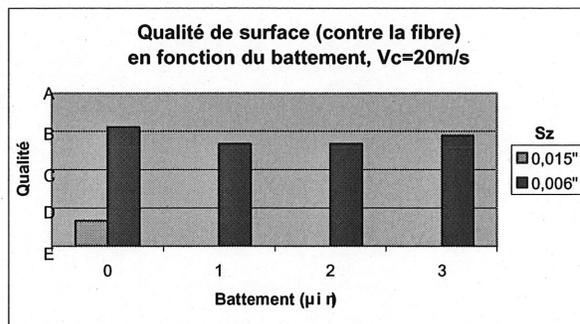
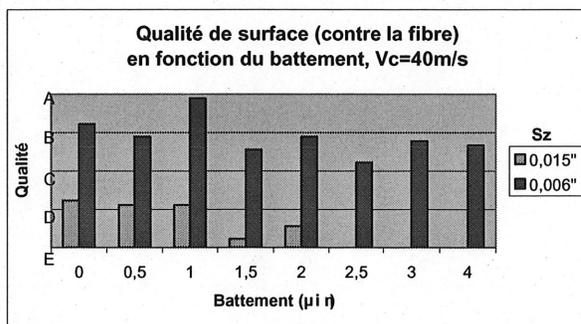
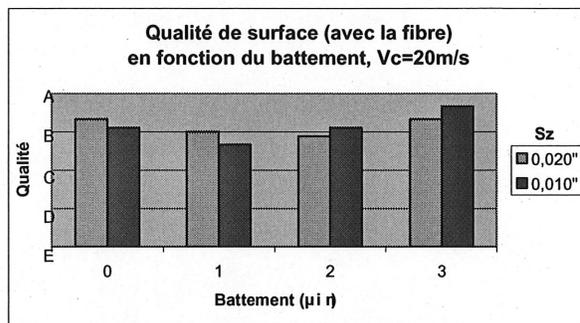
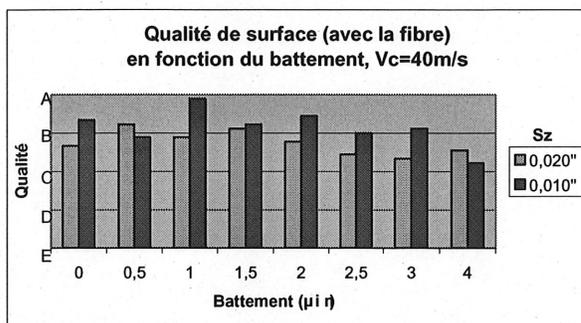
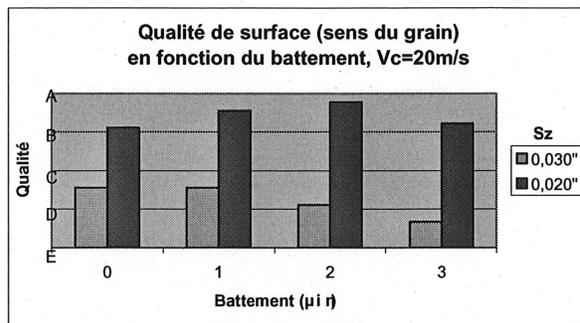
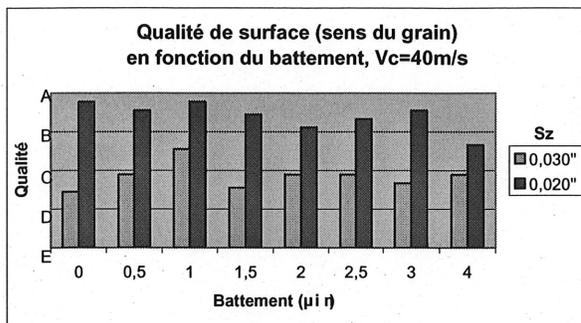


FIG. 2

ANNEXE J - RÉSULTATS DES ESSAIS DE TRACTION DES PLAQUETTES TESTS



ANNEXE K - RÉSULTATS DES ESSAIS D'USINAGE



Légende : A = Excellent, B = Bon, C = Correct, D = Mauvais, E = Médiocre.

ANNEXE L - CALCUL DE RENTABILITÉ DE L'OUTIL UTILISÉ CHEZ NICOBOIS

GLADU		PROCENTRIX™		
Analyse de performance				
Date :	<input type="text" value="15-1-2003"/>	Représentant : <input type="text"/>		
Client :	<input type="text" value="Nicobois"/>			
	Outil actuel	ProcentriX	ProcentriX maximum	
	# <input type="text" value="49578"/>	# <input type="text" value="69926"/>		
CADENCE DE PRODUCTION				
Vitesse d'usinage	<input checked="" type="radio"/> tr/min <input type="radio"/> in./min <input type="radio"/> m/min	<input type="text" value="12500"/> tr/min	<input type="text" value="18000"/> tr/min	<input type="text" value="24000"/> tr/min
Nombre de pièces usinées par semaine		<input type="text" value="200"/>	316	332
Temps requis pour produire 200 pièces		<input type="text" value="14,5"/> h	9 h 10 m	8 h 43 m
CHANGEMENT DES COUTEAUX				
Temps d'arrêt de production		<input type="text" value="22"/> m <input type="text" value="30"/> s	<input type="text" value="6"/> m <input type="text" value="00"/> s	<input type="text" value="6"/> m <input type="text" value="00"/> s
Nombre de couteaux sur l'outil		<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="2"/>
Nombre de pièces usinées par changement		<input type="text" value="188"/>	<input type="text" value="432"/>	<input type="text" value="650"/>
Indice de durée de vie d'un couteau		1,0	2,3	3,5
COÛT DES COUTEAUX				
Prix d'un couteau		<input type="text" value="34"/> \$	<input type="text" value="76"/> \$	<input type="text" value="76"/> \$
Prix de l'affûtage d'un couteau		<input type="text" value="8"/> \$	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value="60"/> \$
Nombre d'affûtages par couteau		<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value="6"/>
TEMPS DE PRODUCTION PAR PIÈCE				
Temps d'usinage d'une pièce	<input type="radio"/> simultanés <input checked="" type="radio"/> successifs <small>aide ?</small>	<input type="text" value="0"/> m <input type="text" value="45"/> s	0 m 31 s	0 m 23 s
Temps de sablage d'une pièce		<input type="text" value="2"/> m <input type="text" value="30"/> s	<input type="text" value="1"/> m <input type="text" value="15"/> s	<input type="text" value="1"/> m <input type="text" value="15"/> s
Temps mort		<input type="text" value="1"/> m <input type="text" value="06"/> s	<input type="text" value="0"/> m <input type="text" value="59"/> s	<input type="text" value="0"/> m <input type="text" value="59"/> s
		4 m 21 s	2 m 45 s	2 m 37 s
COÛT DE PRODUCTION PAR PIÈCE				
Coût des couteaux		0,18 \$	0,35 \$	0,19 \$
Coût d'usinage au taux de	<input type="text" value="85"/> \$ / h	1,42 \$	1,14 \$	0,87 \$
Coût du sablage au taux de	<input type="text" value="40"/> \$ / h	2,23 \$	1,30 \$	1,34 \$
		3,83 \$	2,79 \$ -27%	2,40 \$ -37%
ANALYSE DE RENTABILITÉ				
	<input checked="" type="radio"/> gain de temps <input type="radio"/> gain de production <small>aide ?</small>		277 h	301 h
Gain de temps annuel				
Prix de l'outil		<input type="text" value="624"/> \$	<input type="text" value="2500"/> \$	<input type="text" value="2500"/> \$
Délai de récupération			9 semaines	6,6 semaines
Économies réalisées la première année			8 940 \$	12 996 \$
Économies réalisées les années suivantes			10 816 \$	14 872 \$

ANNEXE M - PROCÉDURES SUIVIES LORS DES ANALYSES PAR ÉLÉMENTS FINIS

Procédure générale d'analyse MEF pour ProcentriX

Analyse du couteau.

Vérifier les contraintes.

Trouver les forces sur les butées.

Analyse du corps.

Vérifier les contraintes.

Détails de la procédure avec l'utilisation du logiciel IDEAS ver. 9

Créer un nouveau projet

Créer un répertoire sous Team\Projets portant le nom du numéro du projet.

Ouvrir IDEAS en choisissant "OpenGL".

Ouvrir le fichier des matériaux dans le répertoire "Projects".

Enregistrer le fichier sous le répertoire nouvellement créé en le nommant avec le numéro de projet.

Modifier le fichier des matériaux

Sélectionner le module "Meshing".

Boutons : "Materials", "Modify".

Enregistrer le fichier dans "Projects" et dans "ProcentriXAnalyses MEF".

Importer un fichier d'assemblage STEP dans IDEAS

Menu : "File" / "Import" / choisir "STEP", cliquez "Zoom All".

Cliquer "Manage Bins", donner des noms aux pièces et à l'assemblage, effacer les "Part #".

Pour changer les couleurs des pièces, dans le module "Master Modeler", cliquer "Apparence", menu contextuel "Filter", "Part", sélectionner la pièce.

Pour faire passer les pièces de l'affichage fil de fer à plein : cliquez "Shaded Hardware".

Note : Pour mesurer la distance entre les faces en contacts : cliquez "Measure", "Distance".

Note : Pour ajuster les jeux entre les pièces d'assemblage : choisir le module "Master Assembly" et ajouter les contraintes de coïncidence entre les surfaces.

Créer les partitions

Pour le couteau, 3 partitions à ,5mm ,6mm et 1mm dans les rayons des appuis et 2 partitions au centre à ,6mm et 1,5mm.

Faire les formes.

Macro Créer Partition (ctx seul.) (enregistrer après chaque opération, risque élevé de planter).

Note : Ne pas utiliser la macro pour partitionner le centre du couteau. Faire manuellement avec "Extrude" -> "Normal to View"

Note : Pour partitionner manuellement, utiliser la commande "Extrude" avec une surépaisseur de 1mm chaque côté.

Créer le maillage

Macro Créer MEF (ctx seul.)

Matériau (MG06=8).

Taille des éléments : ,1mm ,2mm ,5mm et 1mm.

ou

Sélectionner le module "Meshing".

Créer l'assemblage MEF.

Bouton : "Create FE Model".

Choisir l'assemblage.

Bouton : "Get Assembly".

Donner un nom à l'assemblage MEF : "Ass_Fem_nom".

Lier chaque instance avec leur maillage correspondant.

Cocher "Add Part Geometry".

Mettre à jour (Bouton : "Update").

Activer les pièces à mailler (pas l'assemblage).

Changer les unités.

Menu : "Options" / "Units".

Créer les modèles MEF pour chacune des pièces.

Bouton : "Create FE Model".

Donner un nom au modèle MEF : "FEM_nom".

Choisir le matériau.

Définir le maillage des pièces.

Bouton : "Define Solid Mech".

Définir la taille des éléments (partir à 3mm).

Choisir le type d'éléments (tétraédriques paraboliques).

Vérifier le matériau.

Visualiser le maillage sur le corps sans partition (vérifier à ce qu'il n'y ait pas d'erreurs).

S'il y a des erreurs, changer la grosseur des éléments (+/- gros) ou mailler plus fin à certains endroits (partitions).

Faire les partitions aux endroits critiques (2 à 3 partitions) tailles ,2mm ,5mm, 1mm, 3mm (3 éléments d'épaisseur).

Visualiser le maillage de chaque partition (vérifier à ce qu'il n'y ait pas d'erreurs).

Cliquer toutes les pièces à mailler.

Générer le maillage (Bouton : "Solid Mesh").

Lors d'un assemblage

Vérifier le maillage

Afficher le maillage.

Boutons : "Display Filter" / "FE Models".

Décocher l'option "Nodes".

Bouton : "Options" dans "Shaded Hardware".

Cocher l'option "Outline"

Vérifier la qualité du maillage.

Bouton : "Quality Checks".

Menu contextuel : "All done".

Cocher l'option "Distortion" et fixer-là à 0,5.

Générer le rapport.

Corriger le maillage.

Bouton : "Move Mid Nodes".

Menu contextuel : "Use Group", "Output".

Ajouter les conditions aux frontières

Macro Créer BC (ctx seul.)

ou

Sélectionner le module "Boundary Conditions".

Créer les regroupements de conditions aux frontières.

Bouton : "Sets".

Inscrire "Retenues" (Restrains) pour pouvoir bloquer les pièces.

Inscrire "Couplage" (Constraints) s'il y a symétrie cyclique.

Inscrire "Rotation / Forces" (Load) pour pouvoir appliquer les forces.

Inscrire "Contacts" (Contact) s'il y a des pièces assemblées.

Cacher le maillage et les lignes de contour.

Appliquer les retenues aux pièces.

Bouton : "Displacement Restraints".

Cliquer les surfaces à bloquer.

Choisir le système de coordonnées qui orientera les retenues.

Bloquer les déplacements en choisissant les axes appropriés.

Définir les contacts entre les pièces.

Bouton : "Regions".

Donner des nom pour chacune des surfaces en contact (surf1_sur_surf2, surf2_sur_surf1, ...).

Boutons : "Enter", "Add to Regions".

Identifier les surfaces en contact en les cliquant dans l'ordre sur les pièces.

Bouton : "Create".

Lier les surfaces en contact.

Bouton : "Pairs".

Sélectionner d'abord la surface ayant le maillage le plus fin (Hitting Regions).

Si les maillages sont de tailles très différentes, doubler les paires.

Inscrire le coefficient de friction et 0,1mm pour la distance de recherche.

Macro Créer SS (ctx seul.) (applique la rotation et crée le "Solution Set").

ou

Bouton : "Boundary Condition Set".

Activer les conditions aux frontières à appliquer pour l'analyse.

Sélectionner le module "Model Solution".

Boutons : "Solution Set", "Create".

Choisir les résultats voulus.

Bouton : "Output Selection".

Sélectionner "Store" à "Constraints Force" s'il y a des contacts.

Choisir les options de contacts.

Boutons : "Options", "Contact Control".

Identifier les fichiers de sauvegarde.

Lancer l'analyse

Vérifier les retenues ("Sets... restraint", "List").
Vérifier l'orientation et la grandeur des forces ("Sets... load", "List").
Bouton : "Manage Solve".
Cocher "Autosave".
Vérifier mémoire.
Enregistrer.
Résoudre (Bouton : "Solve").

Extraire les résultats

Sélectionner le module "Post Processing".
Bouton : "Results".
Cliquer "Reaction Forces", ->, "OK".
Sélectionner "Von Mises" (corps) ou "Max. Princ." (ctx).
Bouton : "Display Template ...".
Bouton : "Calculation Domain...".

Macro Créer Résultat (ctx seul.)

Les résultats des forces sont dans le fichier Projects\Resultat\Resultat.dat (Si les grandeurs de ces forces ne sont pas toutes négatives, il y a une erreur).
Les résultats des contraintes max princ. sont dans les fichiers Projects\Resultat\Contrainte_rayon_*.dat.

Sauvegarde d'un fichier d'assemblage STEP dans Solid Designer

Menu de Solid Designer : Application / Modules / cochez "STEP".
Menu : File / Load / choisir (*.pkg).
Effacer toutes les pièces non requises à l'importation. Menu : "Edit" / "Delete 3D" / double-cliquez les icônes des pièces dans l'arbre.
Menu : "File" / "Save" / double-cliquez sur l'icône de l'assemblage, donner un nom au fichier, choisir "STEP".

Procédure de validation des analyses MEF pour ProcentriX

Points à vérifier sur le couteau

MAILLAGE

Matériau

Type d'élément

Vérifier le choix des matériaux des éléments en comparant le nb d'éléments (total vs avec mat.)

Partitions inspection visuelle

Taille des éléments

Qualité

Vérifier la densité en comparant les masses (dessin vs éléments)

CONDITIONS FRONTIÈRES

Retenues

Rotation

Axe de rotation

RÉSULTATS

Déplacement

Contraintes Max Princ

Forces de réaction

< 100 MPa écart entre couleurs

Vérifier dans le fichier (Unit, coord. Syst., Arrow)

Points à vérifier sur le corps

MAILLAGE

Matériau

Type d'élément

Vérifier le choix des matériaux des éléments en comparant le nb d'éléments (total vs avec mat.)

Partitions

Taille des éléments

Qualité

Vérifier la densité en comparant les masses (dessin vs éléments)

CONDITIONS FRONTIÈRES

Retenues

Forces

Rotation

Axe de rotation

RÉSULTATS

Déplacement

Contraintes Von Mises

< 100 MPa écart entre couleurs

BIBLIOGRAPHIE

- ASHBY M. F (1999) *Materials Selection in Mechanical Design*, Oxford, Butterworth Heinemann, 502 p., ISBN : 0-7506-4357-9.
- ASTM B 528-99 (1999) *Standard Test Method for Transverse Rupture Strength of Metal Powder Specimens*, West Conshohocken (PA), 4 p.
- BAZERGUI A., BUI-QUOC T., BIRON A., MCINTYRE G., LABERGE C. (1987) *Résistance des Matériaux*, Montréal, Édition de l'École Polytechnique de Montréal, 477 p., ISBN : 2-553-00199-1.
- BOOTH R. (1994) *Operation and Maintenance of High Speed Router Motors*, Raleigh (NC), The Third International Symposium on Tooling for the Wood Industry, 8 p.
- BS EN847-1 (1997) *Tool for woodworking – Safety requirements, Part 1: Milling tools and circular saw blades*, Englewood (CO), Global Engineering Documents, 28 p.
- COSTES J.-P., LARRICQ P. (1999) *L'usinage grande vitesse appliqué au bois, influence sur l'état de surface*, Paris – Épinal – Cluny, Proceedings of the 14th International Wood Machining Seminar, vol. 2, p. 527-534.
- COURBIS, J.-D. (2000) *Communication orale avec Jean-Didier Courbis*, Cluses, Guillen (fabricant d'outils de coupe pour l'industrie du bois de seconde transformation).
- DESTEFANI J. D. (1997) *Spindles Key to High-Speed Machining*, Manufacturing Engineering, vol. 119, n° 4, p. 68-77.
- DORLOT J.-M., BAÏLON J.-P., MASOUNAVE J. (1986) *Des Matériaux*, Montréal, Édition de l'École Polytechnique de Montréal, 467 p., ISBN : 2-553-00176-2.
- DROUIN G., GOU M., THIRY P., VINET R. (1986) *Éléments de machines*, Montréal, Édition de l'École Polytechnique de Montréal, 543 p., ISBN : 2-553-00190-8.
- GALLIST R. (1989) *High Speed Machining: Where It's Headed*, Modern Machine Shop, vol. 62, n° 5, p. 66-78.
- GÜNSCHE H., AHRENS H. (1998) *High-Speed Tools – Selection, Maintenance and Safety*, 4th Industrial Symposium on Tooling and Machining, 14 p.
- HOGAN B. (1999) *No Speed Limits*, Manufacturing Engineering, vol. 122, n° 3, p. 66-84.

- INRS N°AK920 (1994) *Usinage du bois en sécurité*, Institut National de Recherche et de Sécurité (INRS), 30 rue Olivier Noyer, Paris, Cedex 14, France.
- ISO 1940/1 (1986) *Mechanical vibration – Balance quality requirements of rigid rotors, Part 1: Determination of permissible residual unbalance*, Englewood (CO), Global Engineering Documents, 15 p.
- KO P.L., HAWTHORNE H.M., ANDIAPPAN J. (1999) *Tribology in Secondary Wood Machining*, ASTM-STP 1362 *Wear Processes in Manufacturing*, p.101-117.
- KOCHEROVSKY, E. (1999) *HSK Handbook, The most comprehensive information about revolutionary tooling technology*, West Bloomfield (MI), Intelligent Concept, 74 p.
- MÉTRAL A.R. (1959) *La machine-outil, tome VIII*, Paris, Dunod, 222 p.
- MISHNAEVSKY J, L. (2000) *Optimization of the Microstructure of Ledeburitic Tool Steels: a Fractal Approach*, Werkstoffkolloquium (MPA, University of Stuttgart), www.geocities.com/capecanaveral/8807/optimsteel.html, 20 p.
- NIEMINEN I., PARO J., KAUPPINEN V. (1996) *High-speed milling of advanced materials*, Journal of Materials Processing Technology, vol. 56, p. 24-36.
- prEN847-2 (1998) *Tool for woodworking – Safety requirements, Part 2: Requirements for the shank of shank mounted milling tools*, Bruxelles, Comité européen de normalisation, 7p.
- REITER W., STEWART J. (1999) *High Speed machining on CNC routers*, Paris – Épinal – Cluny, Proceedings of the 14th International Wood Machining Seminar, vol. 1, p. 249-255.
- SCHULZ H., MORIWAKI T. (1992) *High-Speed Machining*, CIRP Annals, vol. 41, n° 2, p. 637-645.
- SCHULZ H., BECKER H., WUERZ T. (1995) *Sichere Fräswerkzeuge für die Hochgeschwindigkeits-Bearbeitung*, Werkstatt und Betrieb, vol. 128, n° 6, p. 532-536.
- VALLENCE A., DOUGHTIE V. L. (1951) *Design of Machine Members*, New York, McGraw-Hill Book Company, 194 p.
- WESTKÄMPER E., FUß M. (1991) *Werkzeugaufnahmen für die Hochleistungszerspanung*, HOB - Die Holzbearbeitung, Oktober, p. 61-66.
- WESTKÄMPER E., FUß M. (1992a) *Hochgeschwindigkeits-Stirnplanfräsen mit Vorteilen*, HOB - Die Holzbearbeitung, September, p. 38-46.

- WESTKÄMPER E., FUß M. (1992b) *Umfangsplanfräsen mit sehr hohen Schnittgeschwindigkeiten*, HK - Holz- und Kunststoffverarbeitung, Oktober, p. 1114-1118.
- WESTKÄMPER E., FUß M., LICHER E., PREKWINKEL F. (1992c) *Hochgeschwindigkeitszerspanung von Holz und Holzwerkstoffen*, Holz und Agrar im Spiegel, Herbst, p. 2-3.
- WESTKÄMPER E., FUß M.(1993a) *High-Speed Milling of Wood Composites with PCD*, Industrial Diamond Review, vol. 53, n° 556, 4 p.
- WESTKÄMPER E., FUß M., KISSELBACH A. (1993b) *Leistungs- und Qualitätssteigerung durch Hochgeschwindigkeitszerspanung - Teil 1*, HOB - Die Holzbearbeitung, November, p. 36-40.
- WESTKÄMPER E., FUß M., KISSELBACH A. (1993c) *Leistungs- und Qualitätssteigerung durch Hochgeschwindigkeitszerspanung - Teil 2*, HOB - Die Holzbearbeitung, Dezember, p. 100-104.
- ZEILINGER J. (1989) *Balanced Toolholding For High-Speed Machining*, Modern Machine Shop, vol. 62, n° 5, p. 79-86.
- ZENKER J., PAUL M. (1993) *It takes more than a fast spindle*, Tooling & Production, vol. 59, n° 5, p. 45-52.