

Modélisation des forces d'usinage et optimisation du
comportement dynamique d'une raboteuse industrielle haute
vitesse

par

Charles ABOUSSAFY

MÉMOIRE PAR ARTICLE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 22 DÉCEMBRE 2020

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Charles Aboussafy, 2020



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Raynald Guilbault, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrick Terriault, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-Francois Chatelain, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 8 DÉCEMBRE 2020

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, j'aimerais remercier mon directeur de recherche, le professeur Raynald Guilbault pour son temps ainsi que ses judicieux conseils tout au long de ce mémoire. Merci d'avoir cru en moi et de m'avoir encouragé à chaque rencontre. Vos encouragements ont vraiment fait la différence durant les bons et les moins bons moments du projet et je vous en suis entièrement reconnaissant. Merci de votre disponibilité et à toutes les discussions que nous avons eues, merci d'avoir pris le temps.

Je tiens également à exprimer mes remerciements les plus sincères à l'entreprise Fabrication RY pour ce projet hors du commun ainsi que l'appui financier. Merci d'avoir été disponible et de m'avoir fait confiance.

Enfin, j'aimerais remercier tous les membres de ma famille et mes amis pour leur support et leurs encouragements, particulièrement, à Antoine. Merci à Audréanne, Martine et Bobby, sans vous, rien n'aurait été possible.

Modélisation des forces d'usinage et optimisation du comportement dynamique d'une raboteuse industrielle haute vitesse

Charles ABOUSSAFY

RÉSUMÉ

Le rabotage est une étape importante de sa transformation. Durant cette opération, les pièces de bois brutes sont dégauchies et réduites à des dimensions standardisées. Il apparaît maintenant important d'accroître la vitesse d'opération des raboteuses industrielles. Avec cette augmentation de la vitesse, l'usure prématurée des pièces tend à s'accroître, ce qui affecte la qualité finale du bois raboté.

Cette étude porte sur la modélisation et l'optimisation de la section d'entrée de la raboteuse. Ainsi, pour optimiser le système, il est nécessaire de connaître les forces de rabotage. Ces forces permettront de définir la charge normale que les rouleaux doivent appliquer au bois pour le propulser à travers le système et éviter tout glissement. Trois sous-objectifs permettront de répondre à cet objectif principal :

- (1) Développer un modèle dynamique complet de la section d'entrée d'une raboteuse;
- (2) Modéliser les forces produites lors du rabotage du bois et les appliquer dans le point (1);
- (3) Combiner le modèle du point (1) à un algorithme d'optimisation

Le modèle réalisé avec l'aide de la MEF permet de prédire les forces de coupe générées lors de l'usinage linéaire du bois. L'objectif est de déterminer à la fois les forces et les trajectoires des fissures se propageant dans les matériaux élastoplastiques et anisotropes. Le modèle combine une représentation bilinéaire de la relation déformation-contrainte du matériau et de la fonction d'élasticité de Hill. La procédure proposée intègre également la méthode d'extrapolation de déplacement pour évaluer les facteurs d'intensité de contrainte. La phase de validation compare les prévisions du modèle aux forces expérimentales, des niveaux de correspondance de 91% et 92% sont observés.

Le modèle dynamique de la section d'entrée d'une raboteuse permet de simuler la réponse dynamique du système lors du passage d'une planche. Les forces définies lors du rabotage sont incluses. Le système inclut le modèle d'un ballon pneumatique. De plus, la rigidité du bois est simulée en 3D avec un modèle de surface semi-infinie. L'amortissement est défini selon un modèle d'amortissement structural. Couplés à l'algorithme d'optimisation PSO, une diminution de 235 % de la force résultante ainsi qu'un temps de stabilisation de 20.5% plus sont obtenus. Ces réductions devraient conduire à une augmentation significative de la durée de vie de la machine.

Mots clés: Analyse par éléments finis, matériaux élastoplastiques et anisotropes, usinage du bois, force d'usinage, propagation de fissures

Modeling of machining forces and optimization of the dynamic behavior of a high-speed industrial planer

Charles ABOUSSAFY

ABSTRACT

Planing is an important stage in its transformation. During this operation, the rough pieces of wood are straightened and reduced to standardized dimensions. It is now important to increase the operating speed of industrial planers. With this increase in speed, premature wear of the parts tends to increase, which affects the final quality of the planed timber.

This study focuses on the modeling and optimization of the input section of the planer. Thus, to optimize the system, it is necessary to know the planing forces. These forces will define the normal load that the rollers must apply to the wood to propel it through the system and prevent slippage. Three sub-objectives will make it possible to meet this main objective:

- (1) Develop a complete dynamic model of the entrance section of a planer;
- (2) Model the forces produced during planing of wood and apply them in point (1);
- (3) Combine the model from point (1) with an optimization algorithm

The model produced with the help of FEM can predict the cutting forces generated during linear machining of wood. The objective is to determine both the forces and the trajectories of the cracks propagating in elastoplastic and anisotropic materials. The model combines a bilinear representation of the strain-stress relationship of the material and the Hill elasticity function. The proposed procedure also integrates the displacement extrapolation method to evaluate the stress intensity factors. The validation phase compares the model predictions to the experimental forces, matching levels of 91% and 92% are observed.

The dynamic model of the input section of a planing machine simulates the dynamic response of the system during the passage of a board. The forces defined during planing are included. The system includes the model of an air balloon. In addition, the stiffness of the wood is simulated in 3D with a semi-infinite surface model. Damping is defined according to a structural damping model. Coupled with the PSO optimization algorithm, a 235 % decrease in resulting force as well as a 20.5% longer stabilization time is achieved. These reductions should lead to a significant increase in the life of the machine.

Keywords: Finite Element Analysis, elastoplastic and anisotropic materials, wood machining, machining force, crack propagation

TABLE DES MATIÈRES

| | Page |
|--|------|
| INTRODUCTION | 1 |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE..... | 5 |
| 1.1 Secteur économique | 5 |
| 1.2 Le bois..... | 6 |
| 1.2.1 Composition..... | 6 |
| 1.2.2 Comportement élastique | 7 |
| 1.2.3 Taux d'humidité..... | 8 |
| 1.2.4 Comportement plastique | 8 |
| 1.3 Procédé industriel..... | 9 |
| 1.3.1 Tête d'usinage | 11 |
| 1.3.2 Étude expérimentale..... | 13 |
| 1.3.2.1 Mouvement linéaire | 13 |
| 1.3.2.2 Déplacement circulaire | 14 |
| 1.3.3 Modèle analytique..... | 16 |
| 1.3.4 Modèle numérique | 17 |
| 1.4 Précision sur les objectifs de l'étude..... | 18 |
| CHAPITRE 2 CHIP FORMATION IN MACHINING OF ANISOTROPIC PLASTIC MATERIALS - A FINITE ELEMENT MODELING STRATEGY APPLIED TO WOOD | 21 |
| 2.1 Résumé..... | 21 |
| 2.2 Abstract..... | 22 |
| 2.3 Introduction and literature survey..... | 23 |
| 2.4 Model preparation..... | 25 |
| 2.4.1 Material modeling..... | 25 |
| 2.4.2 Finite element formulation..... | 30 |
| 2.4.3 Fracture mechanics | 37 |
| 2.4.4 Contact formulation | 42 |
| 2.5 Model validation | 43 |
| 2.5.1 Description of the simulation process..... | 43 |
| 2.6 Comparison of the model predictions to reference results..... | 46 |
| 2.7 Results and discussion | 49 |
| 2.8 Conclusion | 58 |
| CHAPITRE 3 MODÉLISATION DYNAMIQUE ET OPTIMISATION DE LA SECTION D'ENTRÉE | 61 |
| 3.1 Avant-propos..... | 61 |
| 3.2 Objectifs..... | 61 |
| 3.3 Composition du système des rouleaux d'entrées..... | 62 |
| 3.3.1 L'inertie, la masse et la position du centre de gravité..... | 65 |

| | | |
|-----------------------|---------------------------------------|----|
| 3.3.2 | Ballon pneumatique | 68 |
| 3.3.3 | Modélisation du bois..... | 70 |
| | 3.3.3.1 Rigidité..... | 70 |
| 3.3.4 | Contact entre bois et le rouleau..... | 72 |
| | 3.3.4.1 Amortissement structural..... | 73 |
| | 3.3.4.2 Plasticité..... | 75 |
| 3.4 | Algorithme d'optimisation..... | 75 |
| 3.5 | Résultats obtenus | 77 |
| CONCLUSION..... | | 81 |
| RECOMMANDATIONS | | 83 |
| BIBLIOGRAPHIE..... | | 85 |

LISTE DES TABLEAUX

| | Page |
|-------------|--|
| Table 2.1 | Douglas-fir elastic properties27 |
| Table 2.2 | Additional Douglas-fir elastic properties (taken from (Wang, 2000))30 |
| Table 2.3 | Douglas-Fir critical stress intensity factors in Mode I along axes R and L (from (Schniewind & Centeno, 1973)).....30 |
| Table 2.4 | Pseudo-code of the return-mapping algorithm adapted to work hardening36 |
| Table 2.5 | K_I and K_{II} results (reproduced from Asadpoure et Mohammadi (2007))...41 |
| Table 2.6 | Parallel force F_x53 |
| Table 2.7 | Normal force F_y53 |
| Tableau 3.1 | Paramètre de simulation.....78 |

LISTE DES FIGURES

| | | Page |
|-------------|--|------|
| Figure 1.1 | Vue microscopique de la physionomie du bois | 6 |
| Figure 1.2 | Direction des différentes rigidités..... | 7 |
| Figure 1.3 | Raboteuse industrielle de la compagnie Fabrication RY.inc | 9 |
| Figure 1.4 | Schémas d'une raboteuse industrielle..... | 10 |
| Figure 1.5 | Tête d'usinage | 12 |
| Figure 1.6 | Assemblage d'une tête d'usinage..... | 12 |
| Figure 1.7 | Type de copeaux | 13 |
| Figure 1.8 | Forces présentes durant l'usinage | 15 |
| Figure 1.9 | Plat créé par le jointage..... | 15 |
| Figure 1.10 | Modèle représentant le copeau comme une poutre en flexion..... | 17 |
| Figure 2.1 | Wood cutting process..... | 24 |
| Figure 2.2 | Coordinate system defined on a wooden board | 26 |
| Figure 2.3 | Bilinear strain-stress model..... | 28 |
| Figure 2.4 | Fiber direction change..... | 33 |
| Figure 2.5 | Collapsed 8-node elements forming a crack tip..... | 38 |
| Figure 2.6 | Geometry used to validate SIF..... | 40 |
| Figure 2.7 | Progression of the first chip development (a) at the crack initiation, (b) after a tool displacement | 44 |
| Figure 2.8 | Progression of a chip development: (a) initiation, (b) after a tool displacement of 0.0457 mm, (c) after a tool displacement of 0.1049 mm, (d) after a tool displacement of 0.1249 mm, (e) at the end of the simulation | 45 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Figure 2.9 | Cutting forces measured (reproduced from (Wang, 2000)), and predicted for Douglas-Fir..... | 47 |
| Figure 2.10 | Cutting forces predicted for Douglas-Fir with various rake angles and COF..... | 51 |
| Figure 2.11 | Cutting force ratios RF for Douglas-Fir with various rake angles and COF | 54 |
| Figure 2.12 | Resistive forces $F_r(\varphi, \mu)$ predicted for Douglas-Fir with various rake angles and COF | 55 |
| Figure 2.13 | End of a chip development: (a) $\mu = 0.2$ and $\varphi = 30$ deg, (b) $\mu = 0.4$ and $\varphi = 30$ deg..... | 57 |
| Figure 3.1 | Forces actives sur le bois | 62 |
| Figure 3.2 | Schéma simplifié du système..... | 63 |
| Figure 3.3 | DCL du système..... | 64 |
| Figure 3.4 | Assemblage simplifié..... | 66 |
| Figure 3.5 | Schéma du modèle Hartnett (1980) | 70 |
| Figure 3.6 | Mesure expérimentale du facteur de perte par hystérésis ηb | 74 |
| Figure 3.7 | Déplacement du rouleau selon y | 80 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

| | |
|-----------------|--|
| 3D | Trois dimensions |
| 2D | Deux dimensions |
| PIB | Produit intérieur brut |
| CO ² | Dioxyde de carbone |
| MEF | Méthode des éléments finis |
| DCL | Diagramme de corps libre |
| CSA | Canadian Standards Association |
| ASTM | American Society for Testing and Materials |
| MPM | Material point method |
| COF | Coefficient of friction |
| FEA | Finite element analysis |
| C-G | Cauchy-Green |
| EPFM | Elastic-plastic fracture mechanics |
| LEFM | Linear elastic fracture mechanics |
| SIF | Stress intensity factor |
| CG | Centre de gravité |

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE (SYSTÈME INTERNATIONAL)

Alphabet latin

| | |
|----------------------|---|
| a_h | Demi-largeur d'un élément de surface discrétisé |
| a_{ij} | Position des variables dans la matrice déformation contrainte |
| a_{ef} | Surface discrétisé en fonction de la pression interne |
| A_b | Position du pivot |
| A_c | Aire de contact du rouleau |
| b_e | Dimension de l'épaisseur du bras |
| b_{hb} | Dimension de la hauteur du bras |
| b_h | Demi-largeur d'un élément de surface discrétisé |
| B_L | Matrice déplacement déformation linéaire |
| B_{NL} | Matrice déplacement déformation non linéaire |
| c_p^1, c_p^2 | Constantes d'accélération |
| \mathbb{C} | Module tangent |
| C_{conv} | Critère de convergence |
| $C_{\theta,ij}$ | Matrice contrainte déformation tournée selon l'angle θ |
| $C_{\theta,ij}^{ep}$ | Tenseur des caractéristiques élasto-plastiques du matériau |
| C_{ij} | Matrice de contrainte déformation |
| C_R | Coefficient de restitution du bois |
| d_i | Distance ou l'inertie doit être définie |
| doc | Profondeur de coupe |
| E | Module de rigidité |

XX

| | |
|-----------------|---|
| E_L, E_T, E_R | Module de rigidité selon L, T et R |
| $f(\sigma)$ | Critère de plasticité de Hill |
| $f_{n,r}$ | Force de contact pour chaque cellule de pression |
| F_{A_b} | Force au point A_b |
| F_b | Force fournie par le ballon pneumatique |
| $f_{b,ext}$ | Force extérieure appliquée au système |
| F^{int} | Matrice des forces internes |
| F^{ext} | Matrice des forces externes |
| F^C | Forces de contact |
| F_x | Force selon l'axe x |
| F_y | Force selon l'axe y |
| F_r | Force perpendiculaire à l'outil |
| $F_{n,a}$ | Force d'amortissement structurelle du bois |
| $F_{n,r}$ | Force de contact entre le rouleau et la planche |
| F_f | Force de friction appliquer au rouleau |
| F_{rb} | Forces de rabotage |
| F_p | Forces de friction induites par les pieds presseurs |
| g | Accélération gravitationnelle |
| G_m | Connaissance sociale (PSO) |
| G_L, G_T, G_R | Module de cisaillement selon L, T et R |
| h | Module plastique |
| h_c | Coefficient de transfert thermique |

| | |
|---------------------------|---|
| h_{i+1} | Valeur de la hauteur du rebond |
| h_i | Hauteur de départ |
| $\mathcal{H}_{\theta,ij}$ | Matrice auxiliaire pour définir le tenseur $C_{\theta,ij}^{ep}$ |
| \Im | Partie imaginaire |
| jk | Point sur la surface |
| J | Inertie du système du bras |
| J_{ar} | Inertie de l'assemblage arbre et rouleau |
| $J_{b,cg}$ | Inertie du bras au centre de masse |
| J_{cg} | Inertie au centre de gravité |
| J_i | Inertie au point i |
| J_{sb} | Inertie support ballon |
| k | Rapport des chaleurs massiques |
| k_b | Constante de rigidité du bois |
| K_{Ic} | Facteur d'intensité de contrainte critique en mode d'ouverture I |
| K_{Ic}^{RL} | Facteur d'intensité de contrainte critique en mode d'ouverture I selon R et L |
| K_{Ic}^{LR} | Facteur d'intensité de contrainte critique en mode d'ouverture I selon L et R |
| K_{NL} | Matrice de rigidité initiale |
| K_L | Matrice de rigidité tangente |
| K_{II} | Facteur d'intensité de contrainte en mode II |
| K_I | Facteur d'intensité de contrainte en mode I |
| K_C | Matrice de rigidité de contact |
| $l_{b,max}$ | Longueur maximale des bras |

| | |
|----------------|---|
| l_i | Position des éléments sur l'assemblage du bras |
| L | Direction longitudinale |
| m_a | Masse de l'assemblage |
| m_{ar} | Masse de l'assemblage arbre et rouleau |
| m_b | Masse de l'assemblage du bras |
| m_{vc} | Masse d'air à l'intérieur du ballon pneumatique |
| NbC | Nombre de cellules supportant une pression non nulle |
| O_b | Fonction objective |
| $P_{h,ij}$ | Pression appliquer sur un espace |
| P_h^* | Pression corrigée d'une cellule de pression |
| P_h | Pression non corrigée |
| P_m | Mémoire d'une particule |
| P_{vc} | Pression interne du ballon |
| \dot{P}_{vc} | Variation de pression selon le temps |
| $r^{i,j}$ | Distance entre le bout de la fissure et les points de l'élément |
| R | Direction radiale |
| R_g | Constante universelle des gaz |
| R_F | Ratio des forces de coupe |
| R_R | Matrice de transformation permettant d'obtenir la matrice complète des déformations |
| \Re | Partie réelle |
| S_b | Surface de transfert thermique du ballon pneumatique |
| t | Temps |

| | |
|----------------|--|
| tol | Critère de convergence |
| T | Direction tangentielle |
| T_{env} | Température environnante |
| T_R | Matrice de rotation |
| u^i | Déplacement à l'instant i |
| u^{i+1} | Déplacement à l'instant $i + 1$ |
| V_b | Vitesse du bois |
| \dot{V}_{vc} | Variation du volume du ballon pneumatique selon le temps |
| V_{vc} | Volume du ballon pneumatique |
| W | Constante inertielle (PSO) |
| W_p | Amplitude idéale du mouvement du rouleau |
| x_b | Déplacement du ballon |
| x_b | Déplacement du rouleau à l'instant considéré |
| \dot{x}_b | Vitesse du rouleau à l'instant considéré |
| x_p^{t+1} | Nouvelle position d'une particule |
| x_p^t | Position précédente d'une particule |

Alphabet grec

| | |
|---|--|
| β | Angle de la fibre du bois, degré |
| $\gamma_{LR}, \gamma_{TL}, \gamma_{RT}$ | Déformation en cisaillement selon L , T et R |
| $\delta_{h,jk}$ | Déformation normale de la surface |
| Δu | Incrément de déplacement |
| $\Delta u^{i,j}$ | Déplacement des points de l'élément |

XXIV

| | |
|---|--|
| ε_p | Déformation plastique cumulative |
| $\varepsilon_{p,1}^t, \varepsilon_{p,2}^t$ | Valeurs aléatoirement entre 0 et 1 |
| $\varepsilon_L, \varepsilon_R, \varepsilon_T$ | Déformation normal selon L, T et R |
| ζ | Angle du bras |
| $\ddot{\zeta}$ | Accélération angulaire du bras |
| η | Coordonnées locales des surfaces discrétisées |
| η_b | Amortissement structural du bois |
| θ | Angle de rotation |
| μ | Coefficient de friction |
| ξ | Coordonnées locales des surfaces discrétisées |
| ρ_{acier} | Masse volumique de l'acier |
| σ | Contrainte |
| $\bar{\sigma}_0$ | Reference initiale du critère de plasticité de la contrainte normal |
| $\bar{\sigma}_t$ | Reference au temps t du critère de plasticité de la contrainte normal |
| $\sigma_L, \sigma_R, \sigma_T$ | Contrainte normal selon L, T et R |
| $\sigma_{Y,i}$ | Critère de plasticité de la contrainte normale du matériau selon L, T et R |
| $\bar{\tau}_0$ | Reference initiale du critère de plasticité de la contrainte en cisaillement |
| $\tau_{LR}, \tau_{LT}, \tau_{RT}$ | Contrainte en cisaillement selon L, T et R |
| $\bar{\tau}_t$ | Reference au temps t du critère de plasticité de la contrainte en cisaillement |
| $\tau_{Y,ij}$ | Critère de plasticité de la contrainte en cisaillement du matériau selon L, T et R |
| $\nu_{LR}, \nu_{LT}, \nu_{RT}$ | Coefficient de poisson selon L, T et R |
| ν_p^{t+1} | Nouvelle vitesse de déplacement d'une particule |

| | |
|-----------|--------------------------------------|
| φ | Angle de coupe, degré |
| ψ | Facteur de correction de la pression |

Unités de mesure

Longueur

| | |
|---------------|------------|
| m | mètre |
| mm | millimètre |
| μm | micromètre |

Vitesses

| | |
|----------|-------------------|
| m/s | mètre par seconde |
| in/min | pouce par minute |
| pied/min | pied par minute |

Angle

| | |
|------------|-------|
| $^{\circ}$ | degré |
|------------|-------|

Temps

| | |
|---|---------|
| s | seconde |
|---|---------|

Force

| | |
|----|------------|
| N | newton |
| kN | kilonewton |

Contrainte, pression

| | |
|-----|------------|
| MPa | mégapascal |
|-----|------------|

INTRODUCTION

Utilisé dans le domaine de la construction, le bois d'œuvre comporte de nombreux avantages (p. ex. grande résistance, excellente durabilité, matière renouvelable). Le rabotage du bois d'œuvre est une étape importante de sa transformation. Durant cette opération, les pièces de bois brutes sont dégauchies et réduites à des dimensions standardisées. Cette étape permet d'avoir un meilleur fini de surface et d'éliminer les défauts créés à l'étape de sciage précédente.

Comme la demande de l'industrie est forte, il apparaît maintenant important d'accroître la vitesse d'opération des raboteuses industrielles. Les vitesses d'opération actuelles tournent autour de 300 à 450 m/min (en pratique ces vitesses sont mesurées dans le système impérial, soient 1000 à 1500 pieds/min). Pour augmenter la productivité, l'industrie souhaite atteindre des vitesses de 914 m/min (3000 pieds/min) et plus. Cette augmentation ne doit cependant pas être faite au détriment de la qualité du produit. Notamment, avec la vitesse, l'usure prématurée des pièces tend à s'accroître, ce qui affecte la qualité finale du bois raboté. C'est particulièrement le cas à la section d'entrée d'une raboteuse qui comporte plusieurs rouleaux d'entraînement. Ces rouleaux assurent un apport constant de bois dans les différentes sections de rabotage.

Cette étude porte sur la modélisation et l'optimisation de la section d'entrée du bois des raboteuses fabriquées par l'entreprise RY Fabrication. Cette section composée de rouleaux permet d'épouser la variation de hauteur des différentes pièces de bois brutes. Ce système doit d'ailleurs maintenir une force assez grande pour éviter un glissement des rouleaux lors de l'usinage du bois. Un glissement des rouleaux entraînerait un changement de vitesse du bois durant l'usinage. Cette situation pourrait conduire à un surusinage du bois et ainsi conduire à un rejet des planches. Cependant, de grandes forces sont créées lors du contact entre le rouleau et le bois. Ceci a pour effet de projeter le rouleau et ainsi perdre le contact entre les deux surfaces. Dans ce cas précis, la vitesse du bois ne sera pas constante pendant l'usinage. Puisque le comportement des rouleaux de la section d'entrée influence la qualité du produit fini, et que leur action est largement dictée par la vitesse du bois, l'*objectif principal de ce*

projet de recherche est d'optimiser le comportement dynamique des rouleaux de la section d'entrée. Plus précisément, l'optimisation consistera à modifier les différentes dimensions qui composent la section des rouleaux d'entrée pour en modifier sa réponse dynamique et ainsi augmenter le temps de stabilisation du contact entre le rouleau et le bois.

Cependant, pour optimiser le système, il est nécessaire de connaître les forces de rabotage. Ces forces permettront de définir la charge normale que les rouleaux doivent appliquer au bois pour le propulser à travers le système et éviter tout glissement. Un modèle d'usinage elasto-plastique du bois sera développé avec la méthode des éléments finis.

Il s'agira donc d'établir le mouvement vibratoire des rouleaux, ainsi que les forces dynamiques présentes dans le système. Trois sous-objectifs permettront de répondre à cet objectif principal :

- (i) *Développer un modèle dynamique complet de la section d'entrée d'une raboteuse;*
- (ii) *Modéliser les forces produites lors du rabotage du bois.* Ces forces seront par la suite introduites dans le modèle dynamique du point (i).

Enfin pour optimiser la conception du système de la section d'entrée et définir les forces optimales à appliquer sur le bois par les rouleaux, il faudra :

- (iii) Combiner le modèle du point (i) à un algorithme d'optimisation.

Le présent mémoire adopte la forme *mémoire par article*. Il comporte trois chapitres. Le premier revoit la littérature du domaine. Le deuxième traite de la solution développée pour répondre au sous-objectif (ii) et déterminer les forces de rabotage. Cette partie de l'étude a été soumise sous forme d'article au journal *Advanced Manufacturing Technology*. Ce journal a été sélectionné principalement parce qu'il traite de l'usinage de matériaux de natures diverses. Le troisième chapitre présente le modèle développé pour atteindre les sous-objectifs (i) et (ii) et ultimement répondre à l'objectif principal de l'étude. Le Chapitre 3 présente aussi tous les

résultats d'optimisation obtenus. Une conclusion et des recommandations pour les suites à donner à ce projet terminent le mémoire.

Il semble aussi important de mentionner que les résultats obtenus grâce aux travaux présentés dans ce document ont déjà permis à l'entreprise partenaire RY Fabrication de fabriquer une nouvelle version de raboteuse comportant une section d'entrée au design complètement nouveau et optimisé.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre propose une revue de la littérature des différents concepts entourant le rabotage du bois à haute vitesse. Les sections suivantes présentent et discutent de la composition du bois et de ses différentes propriétés mécaniques, décrivent le procédé de rabotage et discutent de différents modèles dynamiques d'une raboteuse. Enfin, elles abordent les notions d'usinage ainsi que les différentes méthodes de calculs numériques utilisées dans le domaine.

1.1 Secteur économique

L'industrie forestière au Canada est l'un des secteurs parmi les plus importants. En effet, en 2018 cette industrie employait environ 210 600 personnes au Canada et a contribué pour environ 25,8 milliards de dollars au PIB du Canada ("L'état des forêts au Canada : Rapport annuel 2019," 2020). Le secteur du bois d'œuvre augmente en importance. Par exemple, 90% des nouvelles constructions de maison unifamiliale au Canada l'utilisent ("L'état des forêts au Canada : Rapport annuel 2019," 2020). De plus, depuis 2010, le code du bâtiment national permet de bâtir des bâtiments à charpente de bois allant jusqu'à six étages. Par ailleurs, au Québec, il est maintenant possible (sous certaines restrictions) de bâtir des immeubles en bois jusqu'à 12 étages de haut (Veilleux, Gagnon, & Dagenais, 2015).

Le bois, plus léger que les autres matériaux standard permet d'obtenir des bâtiments plus légers et nécessite des fondations moins résistantes (cecobois, 2020). En plus d'être un excellent isolateur sonore, sa résistance thermique est 500 fois celle de l'acier et sept fois celle du béton (cecobois, 2020). Ce secteur est non seulement un secteur économique important, mais représente aussi un enjeu environnemental. Les produits issus du domaine forestier permettent d'emmagasiner plusieurs tonnes de CO². Selon les prédictions, le secteur forestier canadien pourrait réduire les émissions de CO² de 50 millions de tonnes d'ici 2050 ("L'état des forêts au Canada : Rapport annuel 2019," 2020).

Le bois d'œuvre doit respecter certains standards de résistance dictés par la norme CSA O86. Cette norme encadre la classification du bois d'œuvre à partir d'une classification visuelle. C'est pour cette raison que le bois doit être raboté. Le rabotage améliore la qualité de la surface ainsi que la résistance mécanique. Le rabotage permet aussi de produire des planches à des dimensions standardisées.

1.2 Le bois

Cette section présente la composition du bois et ses propriétés en fonction de différentes variables.

1.2.1 Composition

À une échelle microscopique, le bois est composé de cellules de différentes tailles. Leur taille dépend du rôle qu'elles ont à jouer dans la physiologie de l'arbre (Kollmann & Côté, 1968). Les cellules de petite taille forment de très longs conduits (Figure 1.1). Elles sont principalement composées de cellulose, d'hémicellulose et de lignine (Navi, Rastogi, Gresse, & Tolou, 1995). C'est ce qui est communément appelé la fibre du bois. La fibre est alignée avec l'axe longitudinal (hauteur) de l'arbre.

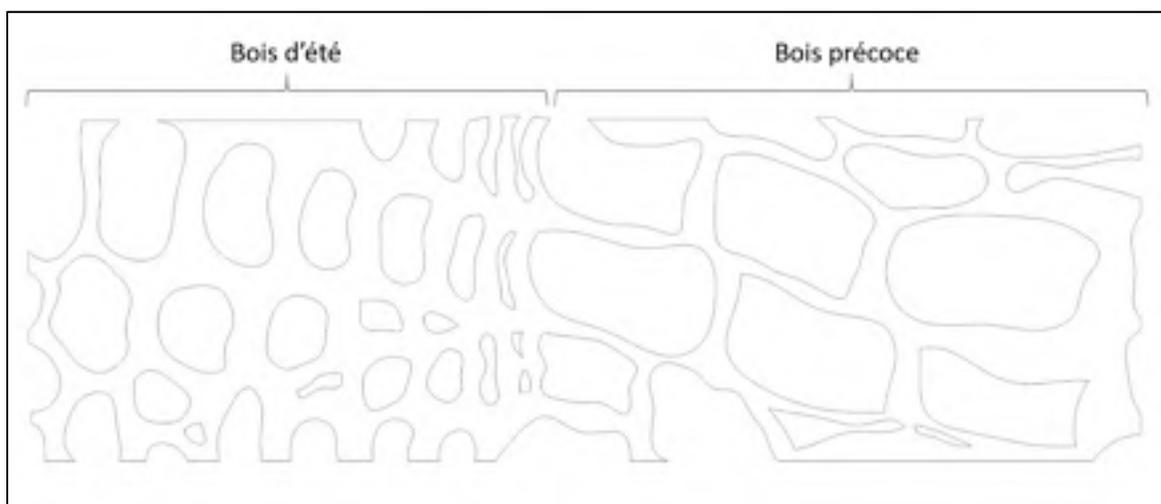


Figure 1.1 Vue microscopique de la physiologie du bois

À une échelle macroscopique, des cercles de différentes couleurs représentent la croissance annuelle de l'arbre (Kollmann & Côté, 1968). Généralement ces cercles de croissance présentent deux teintes distinctes. La partie la plus dense a une couleur plus foncée et elle est identifiée comme « bois d'été ». Elle porte ce nom, car elle arrive tard dans la saison. En revanche, la partie moins dense de couleur plus pâle est appelée « bois précoce ». Étant donné que le bois d'été est plus dense, on s'attend à ce qu'il soit plus dur et plus rigide que le bois précoce (Navi et al., 1995; Wang, 2000). Enfin, comme le mentionne Wang (2000), certaines espèces n'ont pas cette distinction.

1.2.2 Comportement élastique

Navi et al. (1995) ont réalisé des essais de traction sur des échantillons de « bois précoce » et de « bois d'été ». Les auteurs ont démontré qu'il y a bel et bien une différence de rigidité entre les deux types de matière. Le bois agit donc comme un matériau composite et démontre un comportement orthotrope (Figure 1.2).

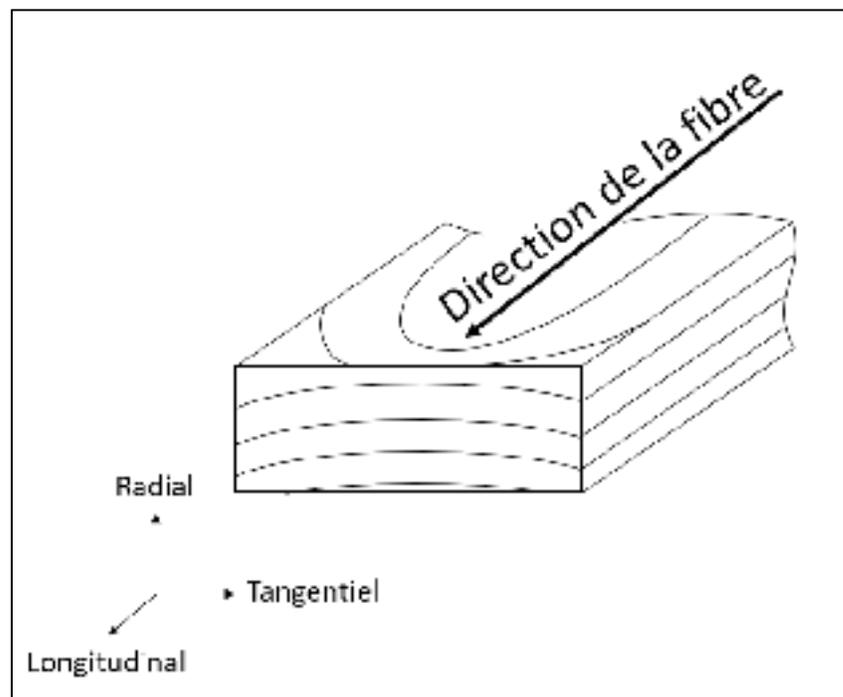


Figure 1.2 Direction des différentes rigidités

Le bois est une matière dite orthotrope, car ses propriétés sont fonction des directions considérées. Cependant, les anneaux de croissance sont, en général, minces et présents en grande quantité. Ainsi, si la pièce de bois étudiée est relativement grande pour le nombre d'anneaux, il est possible de modéliser le bois comme un matériau orthotrope continue (Wang, 2000).

1.2.3 Taux d'humidité

Le bois est de nature hygroscopique. C'est-à-dire que ses propriétés mécaniques dépendent du taux d'humidité qu'il contient. Ozyhar, Hering, et Niemz (2012) et Ozyhar, Hering, Sanabria, et Niemz (2013) ont réalisé des tests de traction et des tests de rupture sur plusieurs échantillons de hêtre européen à différents taux d'humidité en respectant la norme ASTM E 390-90. Ils ont ainsi pu montrer l'effet du taux d'humidité sur le module de Young, le module de Coulomb, le ratio de poisson et sur le facteur d'intensité de contrainte critique. Ils ont montré qu'une augmentation de 1% du taux d'humidité provoque une réduction des propriétés mécaniques du bois de 2 à 3%. Le taux d'humidité du bois est donc un facteur important à considérer pour l'obtention des propriétés mécaniques de celui-ci.

1.2.4 Comportement plastique

La réponse mécanique du bois est souvent associée à celle d'un matériau fragile. Cependant, son comportement élastique a été amplement étudié par plusieurs. Par exemple, à partir d'essais de traction biaxial, Mackenzie-Helnwein, Eberhardsteiner, et Mang (2003) ont développé un modèle du comportement élastique et plastique du bois. Ils ont notamment constaté que lors des essais de traction il y a une section qui subit des déformations irréversibles. Navi et al. (1995) ont étudié le comportement du « bois précoce » et du « bois d'été ». Ils ont aussi démontré à partir d'essais de traction que ces deux matériaux ont un comportement plastique.

1.3 Procédé industriel

Le rabotage est la dernière étape durant la préparation du bois d'œuvre. Durant cette opération cruciale, les pièces de bois brutes sont dégauchies et réduites à des dimensions standardisées. Une raboteuse munie de différents réglages permet d'obtenir différentes dimensions de pièce de bois. Sachant que la demande de l'industrie est forte et qu'elle devrait s'amplifier dans les prochaines années, il devient important d'augmenter la production, et donc d'accroître la vitesse d'opération des raboteuses industrielles. Pour réaliser efficacement cette augmentation de vitesse, la position des pièces de bois doit demeurer parfaitement contrôlée. Un faible déplacement à l'entrée de la section raboteuse ou encore un mouvement de vibration sous les couteaux provoquent des zones de surusinages menant au rejet de portions importantes des pièces de bois. La Figure 1.3 montre une raboteuse industrielle haute vitesse fabriquée par Fabrication RY.inc.



Figure 1.3 Raboteuse industrielle de la compagnie Fabrication RY.inc

Ce type de raboteuse permet un rabotage simultané des 4 faces d'une pièce de bois. La Figure 1.4 présente un schéma simplifié des différents modules d'une raboteuse. La vitesse de passage du bois varie en fonction de la dimension des pièces produites et de la qualité de

surface souhaitée. Généralement la vitesse se situe entre un minimum de 800 pieds linéaires/min et un maximum de 4000 pieds linéaires/min.

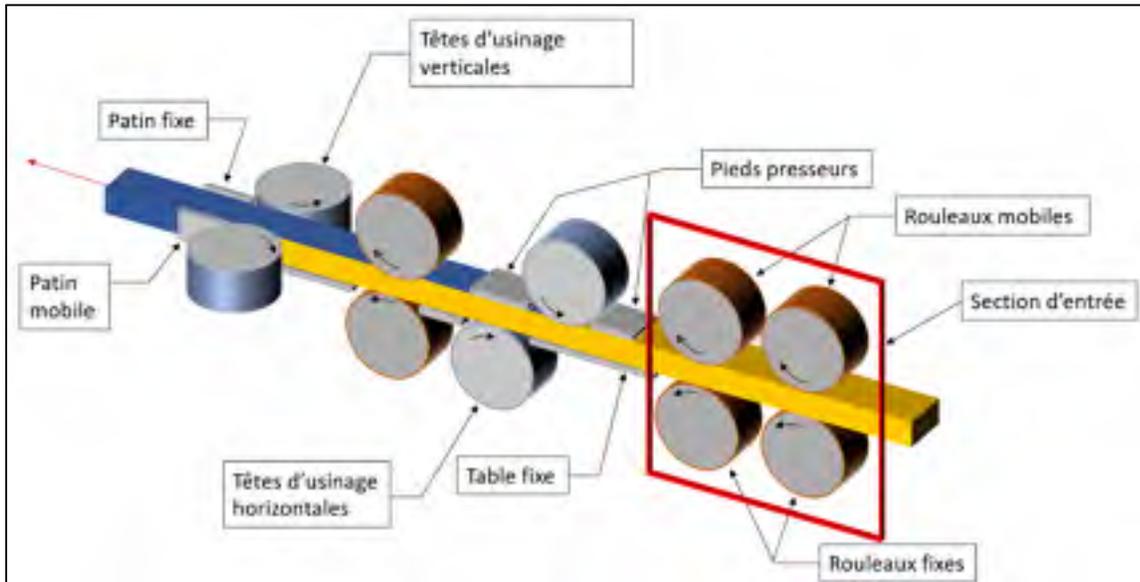


Figure 1.4 Schémas d'une raboteuse industrielle

À l'entrée, les rouleaux entraînés par moteurs électriques ont pour principale fonction de maintenir une vitesse constante du bois lors du passage dans les différentes séquences d'usinage. Le bois étant préalablement accéléré avant d'entrer dans la machine. Les rouleaux mobiles sont couplés à un système qui leur permet d'épouser la variation de hauteur des différentes pièces de bois brutes. Ce système doit par ailleurs maintenir une force assez grande pour éviter un glissement des rouleaux. Un glissement causerait un changement de vitesse du bois durant le rabotage. Un tel changement de vitesse engendre davantage d'usure des têtes d'usinage et altère la qualité de surface des pièces de bois. Cependant, le système ne doit pas fournir une force excessive qui pourrait marquer le bois et user prématurément les composants du dispositif.

Pour leur part, les pieds presseurs génèrent une force sur le bois pour maintenir un bon contact avec les tables fixes lors du rabotage. Ce système permet donc d'épouser le profil aléatoire

des pièces de bois brutes. Les tables fixes agissent comme surface de référence pour l'ajustement de la machine et obtenir les dimensions voulues des pièces usinées.

Axelsson (2014) a étudié l'effet de la force appliquée par les rouleaux mobiles et le pied presseur sur la qualité du bois obtenue. En général, la force appliquée par le pied presseur varie entre 0.1 et 0.6 kN, alors que les rouleaux mobiles génèrent une force comprise entre 3 et 5 kN. L'auteur a constaté que la force appliquée n'a aucune influence sur la rectangularité et sur la réduction de la torsion des planches. En d'autres mots, le passage d'une pièce de bois dans un planeur permet d'avoir des surfaces moins rugueuses et d'obtenir les dimensions désirées, mais n'améliore pas les tolérances de forme. Cependant, l'auteur indique aussi que, dans le but d'obtenir une alimentation plus douce des pièces de bois, les forces appliquées par le pied presseur et par les rouleaux mobiles doivent conserver un ajustement précis (Axelsson, 2014).

Les têtes d'usinage horizontales permettent d'enlever la matière sur le dessus et le dessous des pièces de bois. Alors que les têtes d'usinage verticales permettent d'enlever la matière sur les côtés. Compte tenu de leur importance pour la présente recherche, la section suivante décrira davantage les têtes d'usinage.

1.3.1 Tête d'usinage

L'opération d'usinage est réalisée à l'aide d'une tête rotative munie de plusieurs couteaux (Figure 1.5). Les couteaux placés à un angle précis ont pour rôle de détacher des fragments de bois sur la surface à raboter. Le brise-copeau permet d'expulser le copeau formé (Figure 1.6). Il existe une panoplie de têtes d'usinage avec différents diamètres, angles de coupe ainsi que différentes formes de brise-copeau. Habituellement, l'angle des couteaux reste faible, entre 20 et 30 degrés selon les fabricants et le type de bois à usiner. Le rabotage industriel comme celui abordé dans ce mémoire s'effectue toujours parallèlement à la fibre du bois. Pour sa part la profondeur d'usinage varie de 2,35 à 4,75 mm. Le réglage de ce paramètre ajustable dépend des dimensions et de l'état des pièces de bois (souvent gauchies). Le bois est entraîné dans la

machine vers la tête rotative qui tourne dans le sens contraire au déplacement du bois. La vitesse de rotation de la tête est aussi ajustée selon la nature du bois. Le but étant toujours d'optimiser la qualité finale des surfaces.



Figure 1.5 Tête d'usinage

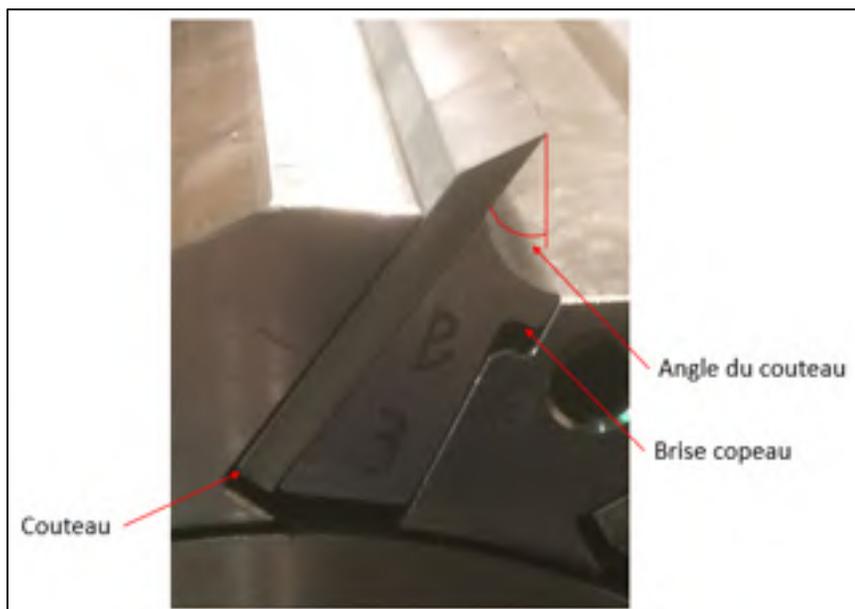


Figure 1.6 Assemblage d'une tête d'usinage

De façon générale, l'expérience acquise en industrie a permis de contrôler le procédé de façon correcte, bien avant l'utilisation des simulations numériques. En réalité, le bois est un matériau plutôt complexe à modéliser. En conséquence, la recherche dans le domaine a produit un bien plus grand nombre d'études expérimentales que d'études fondées sur des simulations numériques. La section suivante décrit davantage le procédé, en présentant les différentes études expérimentales et les quelques modèles analytiques et numériques offerts dans la littérature. Pour modéliser le comportement dynamique d'un planeur, la compréhension des phénomènes et mécanismes en jeu dans l'opération de rabotage apparaît comme essentielle.

1.3.2 Étude expérimentale

1.3.2.1 Mouvement linéaire

Franz (1958) est l'un des premiers à avoir étudié les forces générées lors du rabotage linéaire du bois. À l'aide de cellules de charge et d'une fraiseuse, il a étudié le comportement du rabotage en considérant plusieurs variables : notamment, la vitesse d'avance du bois, la profondeur de coupe et l'angle de coupe. L'auteur a aussi catégorisé la forme des copeaux selon l'angle du couteau utilisé. Il a ainsi classé ces formes selon 3 catégories : Types 1, II et III (Figure 1.7). Il est ici important de souligner que durant ses analyses, l'auteur n'a considéré que l'usinage parallèle à la fibre du bois.

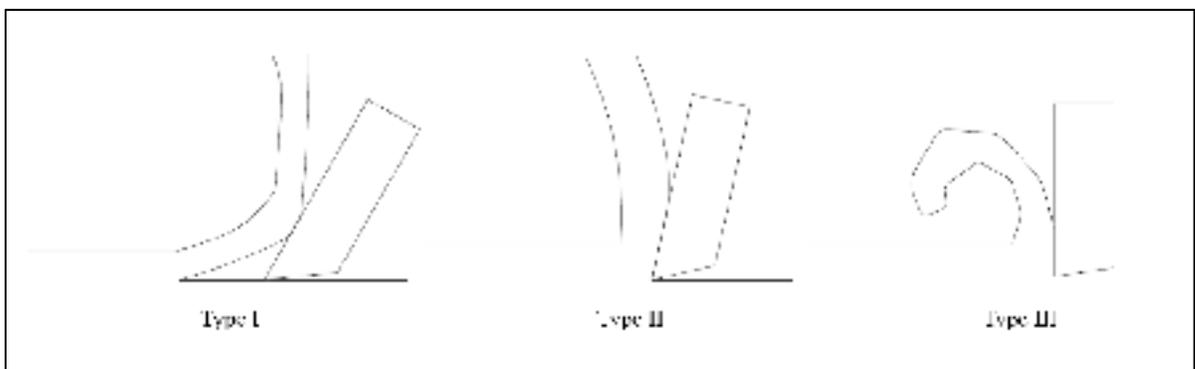


Figure 1.7 Type de copeaux

Durant les travaux qu'il a réalisés, Franz a varié l'épaisseur de coupe de 0.050 à 0.762 mm. Ces valeurs sont nettement inférieures aux valeurs utilisées aujourd'hui avec un planeur industriel. Néanmoins, à l'aide de pièces de pin, il a démontré que pour des angles de couteau de 25 à 30 degrés et des profondeurs de 0.380 à 0.762 mm que le type I (Figure 1.7) survenait systématiquement lorsque le taux d'humidité variait de 1,5 à 8 %. Ces observations l'ont conduit à conclure qu'avec de faibles angles de couteau, une fissure se crée à l'avant de l'outil de coupe (Franz, 1958; Krenke, Frybort, & Müller, 2018; Wang, 2000).

De plus, Franz (1958) et Wang (2000) ont démontré à l'aide de caméras haute vitesse qu'avec un angle de 0 degré des fibres et un angle de couteau plus grand que 20 degrés, la fissure d'un copeau de type I tend à remonter vers la surface de la pièce. Ces chercheurs ont aussi observé que, suite à la formation d'un premier copeau, une seconde fissure amorcée sur la surface de coupe par un couteau subséquent génère habituellement un copeau de type II. Ils ont enfin noté, qu'après cette période d'initiation, ce second copeau se transformait à son tour en copeau de type I.

1.3.2.2 Déplacement circulaire

Koch (1955) est l'un des premiers à avoir étudié le rabotage par déplacement circulaire. L'auteur a particulièrement étudié de façon expérimentale les puissances nécessaires pour raboter le bois selon le nombre de couteaux, l'angle du couteau, la profondeur de coupe, la vitesse d'avance du bois et la forme du brise-copeau. À l'aide d'un appareil photo rapide, il a aussi étudié la formation du copeau en fonction de la forme du brise-copeau. Lors du rabotage circulaire, le couteau ne pénètre pas le bois dès le premier contact; une période de frottement précède la pénétration du couteau dans la matière (Iskra & Hernández, 2012; Jackson, Hynek, & Parkin, 2007; Palmqvist, 2003).

Deux forces sont principalement présentes durant l'usinage (Figure 1.8). Une première composante appelée « force tangentielle » est tangente au mouvement de rotation et une seconde, la « force normale » est perpendiculaire à cette dernière. Iskra et Hernández (2012)

ont mesuré ces composantes de force lors de l'enlèvement d'un seul copeau. Leurs résultats démontrent qu'au début de l'usinage la force normale est négative et qu'elle devient positive par la suite. Jackson et al. (2007) ont étudié l'effet du plat créé par le jointage sur la « force normale ». L'opération de jointage est réalisée par l'opérateur au moment de l'affûtage des copeaux de la tête d'usinage installée sur la raboteuse. Cette opération a pour conséquence de créer des plats sur les copeaux (Figure 1.9) et d'augmenter la force normale lors de l'usinage.

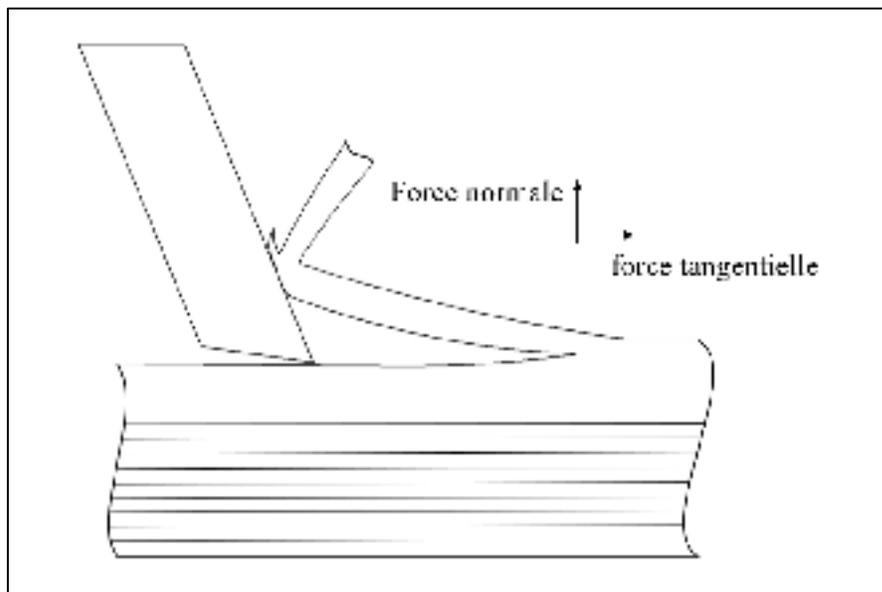


Figure 1.8 Forces présentes durant l'usinage

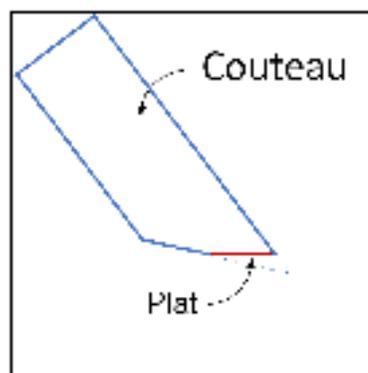


Figure 1.9 Plat créé par le jointage

1.3.3 Modèle analytique

Franz (1958) a aussi cherché à reproduire ses résultats expérimentaux par modélisation. Il a notamment utilisé le modèle de Merchant (1945). Merchant est l'un des premiers à avoir proposé un modèle fiable pour définir les forces d'usinage des métaux. Le modèle considère que la matière est cisailée le long d'un plan incliné. Il considère aussi que la matière est isotrope, ce qui n'est bien sûr pas le cas pour le bois. Ainsi, pour prendre l'anisotropie du bois en charge, Franz (1958) a fait l'hypothèse que l'angle de cisaillement était d'environ 45° . Appuyé sur le critère de Tresca, il a aussi fait l'hypothèse que le critère de rupture en cisaillement était la moitié de la contrainte maximale en compression du bois. Bien qu'il s'agisse d'approximations valables, celles-ci ne tiennent pas compte de la fissuration devant l'outil, de l'anisotropie du bois et de l'angle exact du plan de cisaillement. Aujourd'hui, le modèle de Gupta et Sinha (2012) serait une meilleure approximation pour ce problème. L'approche permet par exemple de prédire la contrainte critique en cisaillement selon l'angle voulu. Néanmoins, ce modèle ne prend pas en compte la fissuration devant l'outil.

Pour modéliser la fissure devant l'outil, Atkins (2009) et Williams (2011) ont utilisé un modèle qui associe le copeau à une poutre en flexion. La Figure 1.10 montre cette représentation. Il est ensuite possible de définir les forces. Puis, en tenant compte de l'énergie de déformation du copeau (poutre), il devient aussi possible de définir la propagation de la fissure à partir des relations classiques de la mécanique de la rupture. Enfin, le modèle de Atkins (2009) ne tient pas compte de la cinématique rotationnelle des couteaux lors de la coupe, de la friction à l'interface de contact, ni du frottement de l'outil avant la pénétration dans la matière. Bien que les modèles ci-haut offrent une bonne approximation des forces en jeu, ils ne sont pas représentatifs du cas étudié dans ce mémoire.

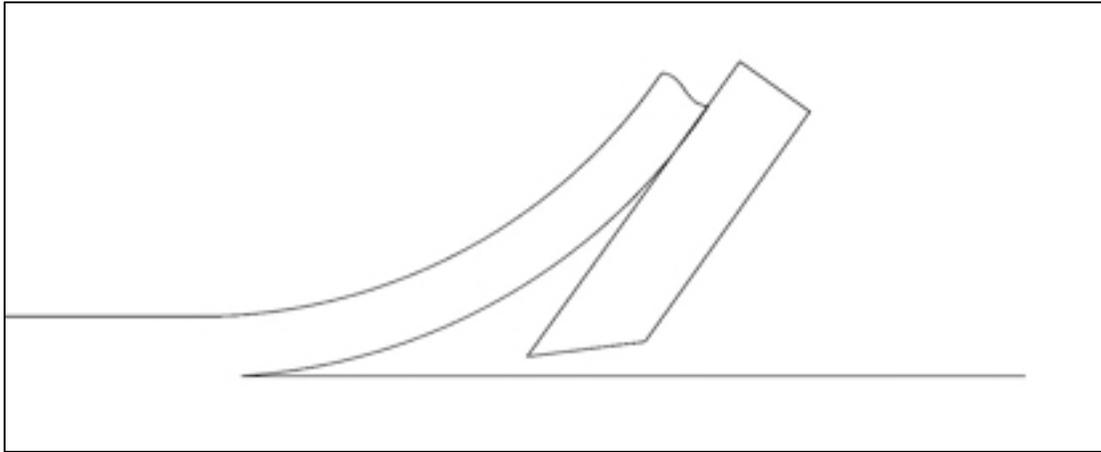


Figure 1.10 Modèle représentant le copeau comme une poutre en flexion

1.3.4 Modèle numérique

Un des premiers modèles pouvant être utilisés pour étudier le bois a été proposé par les auteurs Uhmeier et Persson (1997). Ce modèle utilise la méthode des éléments finis (MEF). Toutefois, ce dernier a été développé pour la transformation du bois en copeau et non pour le rabotage, ce qui réduit sa pertinence dans le contexte de la présente étude. D'autre part, Wang (2000) a développé un modèle numérique quasi statique aussi basé sur la MEF pour simuler l'arrachement d'un copeau. Ce dernier néglige toutefois la cinématique rotationnelle du couteau. L'auteur y a intégré le modèle développé par Hill (1948) afin d'inclure la plasticité du bois. Le modèle tient aussi compte de la fissuration du bois devant l'outil. La propagation de la fissure demeure cependant exclusivement linéairement. En d'autres mots, le modèle développé n'a pas la capacité de simuler la formation d'un copeau de Type I pour lequel la fissure tend à remonter vers la surface. Le modèle néglige aussi la friction entre le copeau et l'outil. Il est assez facile de penser que le comportement du copeau pourrait être modifié par la force de friction. Négliger la friction semble donc être une simplification substantielle. Enfin, le modèle considère le couteau comme infiniment rigide, ce qui semble être une hypothèse valable, puisque la rigidité du bois est nettement inférieure à celle de l'acier. La déformation de l'outil devrait donc pouvoir être négligée durant la simulation du contact sans réduire la précision des calculs. Cette simplification permet par ailleurs de réduire la lourdeur de ceux-ci.

Nairn (2016) a développé un modèle construit à partir de la méthode du point matériel (MPM). Celui-ci se rapproche du modèle de Uhmeier et Persson (1997). La représentation considère notamment la friction entre le couteau et le copeau, ainsi que la plasticité du bois à l'aide du modèle de Hill (1948). Toutefois, l'utilisation du modèle de zone cohésive pour la propagation de la fissure ne permet pas la montée de celle-ci, son parcours devant être prédéfini. Le modèle se rapproche aussi du modèle analytique développé par Atkins (2009) (Figure 1.10). Dans son étude, Nairn (2016) a particulièrement analysé la forme du copeau obtenue en fonction de la position du pied presseur par rapport au couteau.

La revue des publications ci-dessus indique qu'aucun modèle de la littérature n'a été pensé pour simuler le mouvement ascendant des fissures associées aux copeaux de Type I décrit à la section 1.3.2. Toutefois, il semble assez certain qu'avec la configuration étudiée dans ce mémoire (bois et l'angle du couteau), le phénomène ne peut être ignoré.

Pour obtenir une évaluation précise des forces induites lors du rabotage (sous objectif (ii)), il sera donc nécessaire de développer un modèle capable de simuler le mouvement ascendant des fissures.

1.4 Précision sur les objectifs de l'étude

L'introduction a déjà énoncé les objectifs de l'étude. L'objectif principal vise à élaborer un modèle dynamique de la section d'entrée d'une raboteuse industrielle et de combiner ce modèle à une stratégie d'optimisation, afin d'optimiser la réponse dynamique des rouleaux composant cette section. À terme cet objectif vise à fournir à l'entreprise Fabrication Ry un outil de conception d'une nouvelle gamme de raboteuses à plus hautes vitesses.

Puisque le rôle des rouleaux de la section d'entrée est de propulser les pièces de bois à travers la section de rabotage, et donc de vaincre les forces d'enlèvement des copeaux, le sous-objectif (ii) permettra de développer un modèle fiable et capable de prédire avec précision les forces présentes lors du rabotage. Ces forces de génération et d'arrachement d'un copeau jouent en

effet un rôle majeur dans la réponse dynamique d'une raboteuse en marche. Pour simuler de façon réaliste le processus de formation d'un copeau, le modèle développé pour atteindre l'objectif (ii) devra intégrer les aspects suivants :

- La mécanique de la rupture : fissure devant l'outil et propagation;
- Le comportement élasto-élastique du bois;
- Le contact entre l'outil et le copeau.

CHAPITRE 2

CHIP FORMATION IN MACHINING OF ANISOTROPIC PLASTIC MATERIALS - A FINITE ELEMENT MODELING STRATEGY APPLIED TO WOOD

Charles Aboussafy ^a, Raynald Guilbault ^b

^{a, b} Département de Génie mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame
Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Article soumis pour publication, novembre 2020

2.1 Résumé

Cet article présente une stratégie de modélisation MEF pour prédire les forces de coupe générées lors de l'usinage linéaire du bois. L'objectif est de déterminer à la fois les forces et les trajectoires des fissures se propageant dans les matériaux élastoplastiques et anisotropes. Le modèle combine une représentation bilinéaire de la relation déformation-contrainte du matériau et de la fonction d'élasticité de Hill. La procédure proposée intègre également la méthode d'extrapolation de déplacement pour évaluer les facteurs d'intensité de contrainte. Il établit les forces de coupe à partir des pressions de contact entre l'outil et le copeau. Ces pressions sont déterminées selon la méthode de la pénalité. La phase de validation compare les prévisions du modèle aux forces expérimentales moyennes et montre des niveaux de correspondance supérieurs à 91% et 92% pour une vitesse d'alimentation du bois faible ($0,085 \times 10^{-3}$ m / s) et élevée (6,8 m / s), respectivement. En clair, la procédure de modélisation développée maintient un degré de précision élevé sur une large plage de vitesse d'alimentation.

Cette étude démontre que la force résistive entre le copeau et la surface de l'outil est fonction à la fois de l'angle de coupe φ et du coefficient de frottement (COF). La force de friction provoque un effet autoénergisant, qui augmente la force résistive. En revanche, des amplitudes φ plus importantes réduisent cet effet. De plus, l'angle de coupe φ définit le mode de

propagation des fissures. Des amplitudes φ plus grandes favorisent le mode d'ouverture, tandis que des valeurs plus petites favorisent le mode cisaillement. L'amplitude du COF influence également la qualité de la surface, des COF plus grands produisant des vagues de coupe plus profondes. Ainsi, la réduction du COF devrait se traduire non seulement par des forces de coupe plus faibles, mais également par une meilleure qualité de surface des pièces usinées.

Mots clés: Analyse par éléments finis, matériaux élastoplastiques et anisotropes, usinage du bois, force d'usinage, propagation de fissures

2.2 Abstract

This paper presents an FEA modeling strategy for predicting the cutting forces generated during linear wood machining. The objective is to determine both the forces and paths of cracks propagating in elastoplastic and anisotropic materials. The model combines a bilinear representation of the material strain-stress relation and the Hill yield function. The proposed procedure also integrates the displacement extrapolation method to evaluate the stress intensity factors. It establishes the cutting forces from the contact pressures between the tool and the chip. These pressures are determined using the penalty method. The validation phase compares the model predictions to average experimental forces, and shows correspondence levels higher than 91% and 92% for a low (0.085×10^{-3} m/s) and a high (6.8 m/s) wood feeding speeds, respectively. In clear, the developed modeling procedure maintains a high precision degree over a large range of feeding-velocity.

This study demonstrates that the resistive force between the chip and the tool surface is a function of both the rake angle φ and the coefficient of friction (COF). The friction force prompts a self-energizing effect, which increases the resistive force. On the other hand, larger φ amplitudes reduce this effect. Furthermore, the rake angle φ defines the crack propagation mode. Larger φ amplitudes favor the opening mode, whereas smaller values promote the shear mode. The COF amplitude also influences the surface quality, with larger COFs producing

more profound cutting dimples. Thus, reducing the COF should result not only in lower cutting forces, but also, in a better surface quality of machined parts.

Keywords: Finite Element Analysis, elastoplastic and anisotropic materials, wood machining, machining force, crack propagation

2.3 Introduction and literature survey

This paper develops a numerical modeling strategy for predicting machining forces during linear woodcutting. Understanding the mechanics behind the wood material removal process is essential when it comes to reducing the required energy. Although the present investigation concentrates on wood, the developed model is general in scope, albeit particularly suitable for the machining of composite materials. A few experimental studies have examined the effects of various parameters on the chip shape and on generated forces (Franz, 1958; Krenke et al., 2018; McKenzie, 1961; Wang, 2000). The most common parameters considered are the depth of cut (*doc*), the rake angle (φ), the wood type, and its moisture content. Figure 2.1 illustrates these important variables.

Several authors suggest that during the cutting process, a crack forms at the front of the tool (Franz, 1958; Wang, 2000). Using high-speed imaging, Franz (1958) demonstrated that when the fiber angle (β) is 0 degree, a rake angle larger than 20 degrees causes the splitting crack to rise to the top surface of the part. The authors of (Franz, 1958) defined this chip shape as Type I. Where there is a Type I chip and a crack rising to the top, the next crack initiates under a shear mode (designated as Type II in Franz (1958)). Shear-initiated cracks usually evolve into Type I chips.

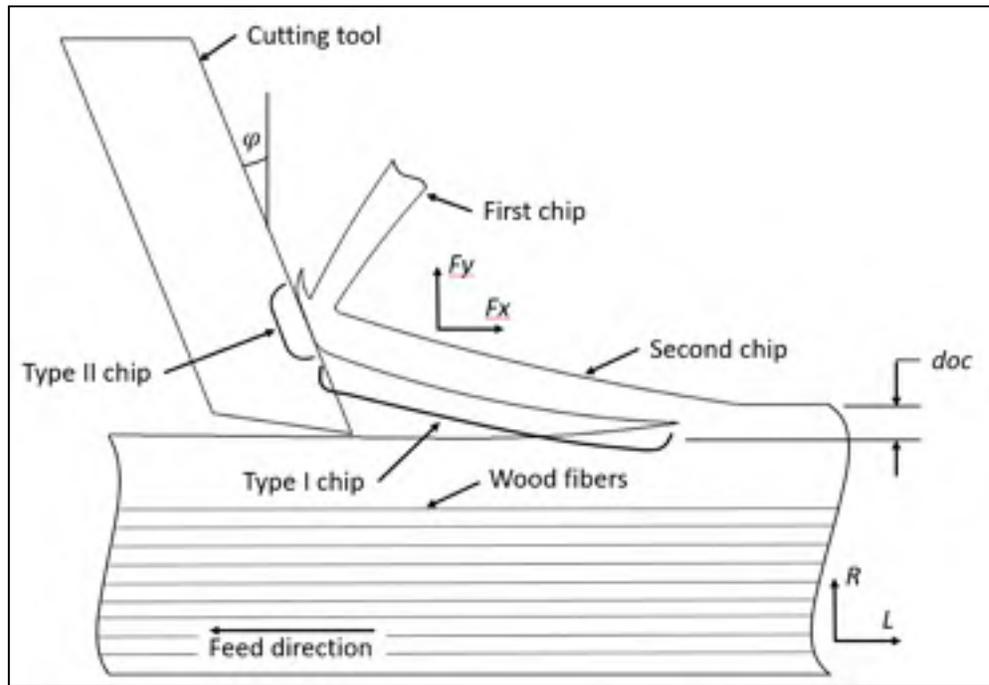


Figure 2.1 Wood cutting process

Some authors have also developed analytical models predicting both tangential and perpendicular forces. For example, in (Franz, 1958), Franz presents a model based on the Merchant's formulation (Merchant, 1945). This approach considers that the chip initiates following a shear break. Unfortunately, this technique does not apply well to Type I chips. Alternatively, Atkins (2009) developed a steady-state model based on an elastic beam representation. This model establishes the forces when the bending energy matches the release rate of the materials. While this strategy does provide a good approximation of the forces generated by a Type I chip, as indicated earlier, cracks normally progress in an upward direction and this type of analytical model cannot consider this condition. Numerical methods thus appear to be better adapted to this problem. Moreover, numerical methods allow including complex aspects such as plasticity, work hardening, high anisotropy effects present in wood and composite materials, friction, fracture mechanics, etc.

Actually, the current literature contains only a very limited number of studies dealing with the numerical modeling of complex materials such as wood. Many of them are based on finite

element analyses (FEA) (Uhmeier & Persson, 1997; Wang, 2000) and on the material point method (Nairn, 2016). Moreover, most related publications include the fracture mechanic aspect. However, in most cases they reduce the crack growth to an artificial straight trajectory (Nairn, 2016; Uhmeier & Persson, 1997; Wang, 2000). It goes without saying that this avenue does not establish the true path of the crack. The present study develops an FEA model capable of predicting the forces associated with the true crack progression across anisotropic materials. The proposed model includes the material plasticity and work hardening contributions, as well as the friction forces.

The present investigation counts on an in-house FEA program. The first section of the document provides a detailed description of the FEA model. The second section validates the developed approach via a comparison of the obtained numerical results to published experimental force measurements. Finally, the study investigates the influences of the cutting tool geometry, of the depth of the cut and of the friction between the cutting tool and the wood part.

2.4 Model preparation

2.4.1 Material modeling

The proposed model assumes that the wood part presents homogeneous and continuous properties. In other words, the representation neglects any knot influence and stiffness change caused by density variations between late and early woods. The model involves 2D elastoplastic and orthotropic formulations. It also assumes a 2D plane-strain idealization. Figure 2.2 describes the three directions defining a wooden board: the longitudinal or fiber direction (L), the tangential (T) direction and the radial (R) direction. These directions describe the cylindrical structure of the tree. However, a wood part may be considered as a rectilinear orthotropic material (Nairn, 2016), which therefore allows the use of the generalized orthotropic Hooke's law for the elastic regions (Eq. (2.1)).

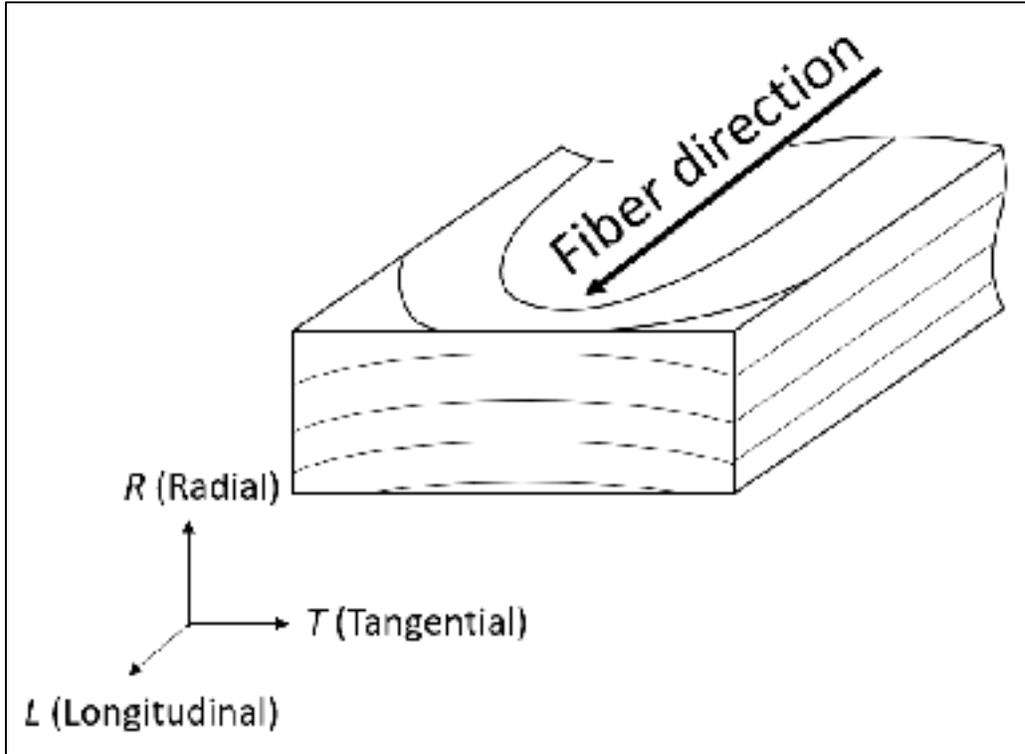


Figure 2.2 Coordinate system defined on a wooden board

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_L \\ \varepsilon_R \\ \varepsilon_T \\ \gamma_{LR} \\ \gamma_{TL} \\ \gamma_{RT} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_L} & -\frac{\nu_{RL}}{E_R} & -\frac{\nu_{TL}}{E_T} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{LR}}{E_L} & \frac{1}{E_R} & -\frac{\nu_{TR}}{E_T} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{LT}}{E_L} & -\frac{\nu_{RT}}{E_R} & \frac{1}{E_T} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{LR}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{LT}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{RT}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_R \\ \sigma_T \\ \tau_{LR} \\ \tau_{LT} \\ \tau_{RT} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

where E_L , E_R and E_T denote the elastic moduli; G_L , G_R and G_L are the shear moduli; ν_{LR} , ν_{LT} and ν_{RT} represent the Poisson ratios; ε_L , ε_R and ε_T are the normal strains; γ_{LR} , γ_{TL} and γ_{RT}

represent the shear strains; σ_L , σ_R and σ_T , and τ_{LR} , τ_{LT} and τ_{RT} denote the normal and the shear stresses, respectively. Note that the Poisson ratios and the elastic moduli are related by $\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j}$ ($i \neq j$) and $\gamma_{ij} = 2\varepsilon_{ij}$ ($i \neq j$). The strain-stress relation described by Eq. (2.1) may also be inverted to obtain the stress-strain relation. Eq. (2.2) shows the reduced form of the relation:

$$[\sigma] = [C_{ij}][\varepsilon] \quad (2.2)$$

where C_{ij} is the stress-strain matrix.

The analysis presented below considers the wood parts as made of Douglas-fir. Many of the numerical and experimental publications on the subject have considered this wood species (Nairn, 2016; Wang, 2000), and as a result, contain reliable evaluations of its elastic mechanical properties. Table 2.1 below gives the elastic mechanical properties of Douglas-fir taken from Ref. (Wang, 2000).

Table 2.1 Douglas-fir elastic properties
(from (Wang, 2000))

| Parameters | |
|-------------------------------------|---------------------|
| E_L, E_R and E_T (MPa) | 13789, 758 and 758 |
| G_{LR}, G_{LT} and G_{RT} (MPa) | 792, 792 and 82 |
| ν_{LR}, ν_{LT} and ν_{RT} | 0.33, 0.33 and 0.35 |

This study assumes that the cutting tool advances following a linear path in the longitudinal direction. Essentially, cutting operations proceed from plastic deformations. Like most engineering materials, wood materials submitted to plastic deformations show work hardening effects (Mackenzie-Helnwein et al., 2003; Navi et al., 1995). However, the work hardening properties of woods are almost never available in the literature. They also depend on many variables, such as the wood species and its humidity level. Thus, a simplified bilinear model of the strain-stress relation eases the representation. This simplification assumes that both the

elastic and the plastic zones of the relation are linear. Figure 2.3 illustrates the bilinear strain-stress relation.

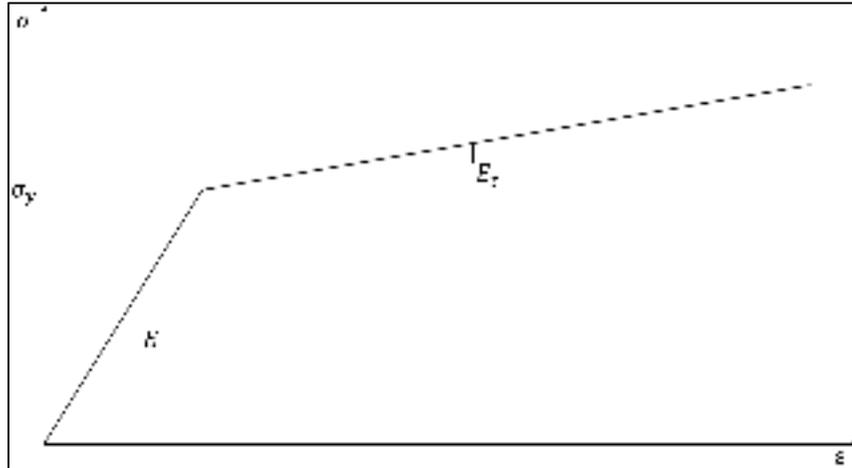


Figure 2.3 Bilinear strain-stress model

In Figure 2.3 E and E_t denote the elastic and the tangent modulus, respectively. Eq. (2.3) formulates the plastic modulus (h). This parameter changes according to the fiber direction. However, precise evaluations of E and E_t , and thus of h , are difficult to obtain; in reality, they may exhibit large fluctuations even between specimens of the same wood species. Nevertheless, the reduction to a single parameter h is useful and facilitates calculations. Wang (2000), Uhmeier et Persson (1997) and Nairn (2016) adopted the approximation introduced by Eq. (2.3):

$$h = \frac{EE_t}{E - E_t} \quad (2.3)$$

Actually, most wood species have a strong orthotropic character, and therefore, the definition of a plasticity criterion depends on the direction considered (L , T or R , see Figure 2.2). In fact, the value of this criterion is usually much higher along the fiber axis (L direction).

The Hill yield function ($f(\sigma)$) for an anisotropic material (Hill, 1948) often helps in modeling the orthotropy of wood. Eq. (2.4) formulates the Hill function, which, thanks to its ease of application has been employed by numerous authors to detect strain-stress conditions exceeding the elastic limit of the considered wood material (Hill, 1948) :

$$\begin{aligned}
 f(\sigma) & & (2.4) \\
 &= \sqrt{F(\sigma_R - \sigma_T)^2 + G(\sigma_T - \sigma_L)^2 + H(\sigma_L - \sigma_R)^2 + 6L\tau_{RT}^2 + 6M\tau_{TL}^2 + 6N\tau_{LR}^2} \\
 &- \bar{\sigma}_i \\
 F &= \frac{\bar{\sigma}_0^2}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{Y,R}^2} + \frac{1}{\sigma_{Y,T}^2} - \frac{1}{\sigma_{Y,L}^2} \right), \\
 G &= \frac{\bar{\sigma}_0^2}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{Y,T}^2} + \frac{1}{\sigma_{Y,L}^2} - \frac{1}{\sigma_{Y,R}^2} \right), \\
 H &= \frac{\bar{\sigma}_0^2}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{Y,L}^2} + \frac{1}{\sigma_{Y,R}^2} - \frac{1}{\sigma_{Y,T}^2} \right), \\
 L &= \frac{1}{2} \left(\frac{\bar{\tau}_0}{\tau_{Y,RT}} \right)^2, \\
 M &= \frac{1}{2} \left(\frac{\bar{\tau}_0}{\tau_{Y,TL}} \right)^2 \\
 \text{and } N &= \frac{1}{2} \left(\frac{\bar{\tau}_0}{\tau_{Y,LR}} \right)^2
 \end{aligned}$$

where σ_i and τ_{ij} are the applied stresses; $\sigma_{Y,i}$ and $\tau_{Y,ij}$ are the material yield strengths according to the different axes; $\bar{\sigma}_0$ is the reference yield strength before the initial yield, while based on the von Mises criterion, the reference shear yield strength is set to $\bar{\tau}_0 = \bar{\sigma}_0/\sqrt{3}$. The present study assumes that $\bar{\sigma}_0 = \sigma_{Y,L}$. In practice, cumulative plastic strains (ε_p) provoke work hardening (Mackenzie-Helnwein et al., 2003; Navi et al., 1995), and as described in Wang (2000), these reference yield strengths have to be considered as time variables ($\bar{\sigma}_t$ and $\bar{\tau}_t$), where the subscript t refers to the time step. Eq. (2.5) expresses the relation and Table 2.2 completes the Douglas-fir mechanical property list of Table 2.1. These elastic properties are derived from Ref. (Wang, 2000). The next section completes the description and introduces the return-mapping algorithms.

$$\bar{\sigma}_t = \begin{cases} \bar{\sigma}_0 & \text{if } \varepsilon_p \text{ is } 0 \\ \bar{\sigma}_t(\varepsilon_p) & \text{if } \varepsilon_p > 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

Table 2.2 Additional Douglas-fir elastic properties (taken from (Wang, 2000))

| Parameters | |
|---|---------------------|
| $\sigma_{Y,L}; \sigma_{Y,R}$ and $\sigma_{Y,T}$ (MPa) | 28; 2.56 and 2.65 |
| $\tau_{Y,LR}; \tau_{Y,LR}$ and $\tau_{Y,RT}$ (MPa) | 3.49; 3.49 and 4.88 |
| h (MPa) | 76.86 |

The next section also introduces the simulation of the crack propagation along the two axes, R and L , where the critical stress intensity factors in Mode I (opening, K_{Ic}) play a central role. Schniewind et Centeno (1973) measured these critical stress intensity factors in Douglas-Fir pieces with a humidity level of 12%. Table 2.3 reproduces the values published by Schniewind et Centeno (1973).

Table 2.3 Douglas-Fir critical stress intensity factors in Mode I along axes R and L (from (Schniewind & Centeno, 1973))

| Parameters | |
|----------------------------------|-------|
| K_{Ic}^{RL} (MPa \sqrt{mm}) | 12.96 |
| K_{Ic}^{LR} (MPa \sqrt{mm}) | 85.1 |

2.4.2 Finite element formulation

To ensure a precise representation of the large displacements and related irreversible deformations generated during the chip formation process, the proposed finite element modeling approach includes an elasto-plastic formulation for finite deformation. The complete model formulation and solution are integrated into an in-house Matlab application. This avenue allows full control of the solution. The developed solver handles linear triangular

elements. In fact, the present program development was largely inspired by the code published in Ref. (Kim, 2014) for isotropic materials. References (Bathe, 2006; de Souza Neto, Peric, & Owen, 2008; Kojic & Bathe, 2005) also offer important details completing the description provided in (Kim, 2014). Therefore, the present section does not include a complete review of the finite element method, but rather, solely describes the modifications integrated in the original program to allow simulations of orthotropic materials.

The proposed application uses the Kirchhoff stresses (σ) and the Hencky (or logarithmic) strains in the principal directions. The calculations proceed according to the following steps: first, the incremental deformation gradient is calculated from the velocity gradient at the current load step. Next, the elastic left Cauchy-Green (C-G) deformation tensor (of the previous load step) is updated to correspond to the conditions of the present load step. The logarithmic strains are then calculated from the new C-G deformation tensor, and the stress-strain relation given by Eq. (2.2) leads to the corresponding stresses. After that, the Hill yield function expressed by Eq. (2.4) allows detecting any plastic deformations. If the criterion reveals stress conditions beyond the material limit of elastic behavior, the calculation process requires an extraction of the elastic part of the calculated stresses.

The extraction approach is often designated as a return-mapping procedure. The return-mapping algorithm adopted in the present study is described later in this section.

The retrieved elastic stresses allow determining the initial stiffness matrices (K_{NL}) and the internal force matrices (F_{int}). The solution process then solves the global system of Eq. (2.6). The proposed approach uses the standard Newton-Raphson method:

$$(K_L + K_{NL})\Delta u = F^{ext} - F^{int} \quad (2.6)$$

$$K_L = \int B_L^T \mathbb{C} B_L dv, K_{NL} = \int B_{NL}^T \sigma B_{NL} dv \text{ and } F^{int} = \int B_L^T \sigma dv$$

where K_L represents the tangent stiffness matrix, B_L and B_{NL} denote the linear and the nonlinear displacement-strain, respectively, while Δu denotes the increment of displacement, F^{ext}

designates the external force vector applied on the system, and \mathbb{C} represents the tangent moduli. The procedure adopted in the present study to establish \mathbb{C} is detailed in Ref. (Schröder, Gruttmann, & Löblein, 2002). Eq. (2.7) give the updated total displacement.

$$u^{i+1} = u^i + \Delta u \quad (2.7)$$

The Newton-Raphson iteration loop stops when the residuals are less than a specific tolerance (tol) as expressed by Eq. (2.8). In this study tol is set to 10^{-4} N.

$$F^{ext} - F^{int} \leq tol \quad (2.8)$$

In this process, the material deformations modify the fiber direction. Therefore, to maintain a proper orientation of the material properties, the angular orientation of the coordinate system supporting the definition of the stress-strain relationship also requires adjustment during the solution progression (Jones, 1999; Kojic & Bathe, 2005). The correction necessitates a rotation of matrix $[C_{ij}]$ in Eq. (2.2). This adjustment of the angular orientation of matrix $[C_{ij}]$ represents the first change integrated into the original code published in Ref. (Kim, 2014). As indicated above, the cutting tool movement progresses along the L -axis. This implicitly indicates that the 2D simulations are defined in the RL plane. Therefore, the rotation angle θ is measured along the T -axis, Figure 2.4 shows θ for an element between two conditions.

At each iteration loop, the angle θ established between the newly deformed shape and the previous condition is calculated for each element via a polar decomposition of the deformation gradient. After the calculation of θ , the method presented in Ref. (Jones, 1999) performs the rotation. Eq. (2.9) below shows the matrix product involved in the transformation:

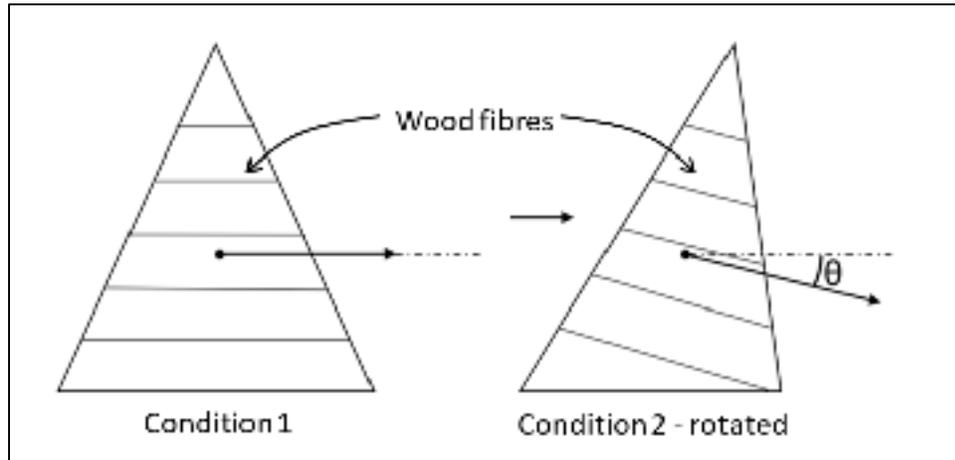


Figure 2.4 Fiber direction change

$$[C_{\theta,ij}] = [T_R]^{-1}[C_{ij}][R_R][T_R][R_R]^{-1} \quad (2.9)$$

$$[T_R] = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 0 & 2 \sin \theta \cos \theta & 0 & 0 \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & 0 & -2 \sin \theta \cos \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \theta \cos \theta & \sin \theta \cos \theta & 0 & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}$$

$$[R_R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

where $C_{\theta,ij}$ represents the rotated stress-strain relationship (Ref. (Jones, 1999)) and matrix $[R_R]$ is used to calculate the complete strain vectors. Finally, matrix $[T_R]$ is the rotation matrix.

Since, as indicated earlier, the stress-strain formulation expressed by Eq. (2.2) describes an elastic relation, any detected plastic deformation launches a retrieval operation of the elastic

part of the calculated stresses. The following details the return-mapping algorithm proposed in the present study.

The developed method thus corresponds to the second modification integrated into the original code published in (Kim, 2014). The proposed procedure is actually an extension of the return-mapping algorithm presented by De Borst et Feenstra (1990) for orthotropic plasticity (implicit Euler method). The procedure is based on the Hill yield function. The authors vouch for the efficiency of the Hill yield function. Eq. (2.10) shows the core relation of the procedure (De Borst & Feenstra, 1990):

$$f = \left(\frac{3}{2} \sigma^T P \sigma \right)^{\frac{1}{2}} - \bar{\sigma}_t \quad (2.10)$$

where P is

$$P = \begin{bmatrix} \frac{1}{3}(H + G) & -\frac{1}{3}H & -\frac{1}{3}G & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{3}H & \frac{1}{3}(F + H) & -\frac{1}{3}F & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{3}G & -\frac{1}{3}F & \frac{1}{3}(G + F) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2N & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2M \end{bmatrix}$$

The algorithm put forward in (De Borst & Feenstra, 1990) involves a perfect plasticity model. However, the present study integrates a bilinear strain-stress model (see Figure 2.3 and Eq. (2.5)). Therefore, both the incremental plastic multiplier ($\Delta\lambda$) and the reference yield ($\bar{\sigma}_t$) are allowed to evolve at each step. Hence, the first $\bar{\sigma}_t$ evaluation solely results from the effective plastic strain (ε^p) calculated at the first time step according to Eq. (2.11). After this first estimate, any subsequent step involving the return-mapping procedure establishes $\bar{\sigma}_t$ as formulated by Eq. (2.12). This approach allows calculating the precise stress value conforming to the bilinear model.

$$\bar{\sigma}_t = \bar{\sigma}_0 + h\varepsilon^p \quad (2.11)$$

$$\bar{\sigma}_t = \bar{\sigma}_{t-1} + h(\varepsilon^p + \Delta\lambda_t) \quad (2.12)$$

Ref. (De Borst & Feenstra, 1990) proposes a procedure to update the Hill yield function ($f(\sigma)$) according to the plastic multiplier ($\Delta\lambda$). Eq. (2.13) presents the specific relation. The calculation of the plastic multiplier value satisfying this relation may be realized via an iterative solution approach. Ref. (De Borst & Feenstra, 1990) suggests adopting the Newton-Raphson method expressed by Eq. (2.14). This approach requires the $f(\Delta\lambda)$ first derivative. Eq. (2.15) gives $\left(\frac{df}{d\Delta\lambda}\right)$.

$$f(\Delta\lambda) = \left(\frac{3}{2}\sigma^T A^{-T} P A^{-1} \sigma\right)^{\frac{1}{2}} - \bar{\sigma}_t = 0 \quad (2.13)$$

$$A = I + \frac{3\Delta\lambda^i}{2\bar{\sigma}_i} C_{\theta,ij} P$$

where I is the identity matrix.

$$\Delta\lambda^{i+1} = \Delta\lambda^i - \left(\frac{df}{d\Delta\lambda}\right)^{-1} f(\Delta\lambda) \quad (2.14)$$

$$\frac{df}{d\Delta\lambda} = \frac{-9}{8\bar{\sigma}_i(f+\bar{\sigma}_i)} (\bar{\sigma}_i^T (P C_{\theta,ij} (A^{-2})^T P A^{-1} + A^{-T} P A^{-2} C_{\theta,ij} P) \bar{\sigma}_i) \quad (2.15)$$

Table 2.4 below shows the pseudocode of the return-mapping algorithm adapted to work hardening.

Table 2.4 Pseudo-code of the return-mapping algorithm adapted to work hardening

| <i>Initialization</i> | |
|-----------------------|---|
| (i) | Plastic multiplier initialization $d\Delta\lambda=0$ |
| (ii) | Define reference yield as a function of the last effective plastic strain (ε^p), Eq. (2.11) |
| <i>For each step</i> | |
| (i) | Calculate matrix A and $f(\Delta\lambda)$, Eq. (13) |
| (ii) | if $f > \text{convergence criterion}$ |
| | a. Form the derivative $\frac{df}{d\Delta\lambda}$, Eq. (15) |
| | b. Update $\Delta\lambda$ and $\bar{\sigma}_t$ with equations (2.14) and (2.12), respectively |
| | c. Return to (i) with updated values |
| | Else use $\Delta\lambda$ for the following calculations and update ε^p at the end. |

In the present study, the *convergence criterion* is set to 10^{-10} .

The return-mapping operation results in a satisfactory value of $\Delta\lambda$. Therefore, the rotated stress-strain relationship $C_{\theta,ij}$ (see Figure 2.4 and Eq. (2.9)) also has to be adjusted. The transformed parameter is designated as the consistent tangent operator ($C_{\theta,ij}^{ep}$). The calculation procedure presented in (De Borst & Feenstra, 1990) requires the auxiliary matrix ($\mathcal{H}_{\theta,ij}$) given by Eq. (2.16). The Ref. (De Borst & Feenstra, 1990) approach rests on a perfect plasticity model. On the other hand, as de Souza Neto et al. (2008) indicate, the procedure may be adapted to incorporate a work hardening response of the material. Eq. (2.17) formulates $C_{\theta,ij}^{ep}$, the consistent tangent operator, where the plastic modulus h introduces the material work hardening behavior:

$$\mathcal{H}_{\theta,ij} = \left(\mathbf{I} + \Delta\lambda C_{\theta,ij} \frac{\partial^2 f}{\partial \sigma^2} \right)^{-1} C_{\theta,ij} \quad (2.16)$$

where I denotes the identity matrix and $\frac{\partial^2 f}{\partial \sigma^2} = \left(\frac{3}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{\sigma^T P \sigma P - P \sigma \sigma^T P}{(\sigma^T P \sigma)^{\frac{3}{2}}}$.

$$C_{\theta,ij}^{ep} = \left[\mathcal{H}_{\theta,ij} - \frac{\mathcal{H}_{\theta,ij} \frac{\partial f}{\partial \sigma} \frac{\partial f^T}{\partial \sigma} \mathcal{H}_{\theta,ij}}{\frac{\partial f^T}{\partial \sigma} \mathcal{H}_{\theta,ij} \frac{\partial f}{\partial \sigma} + h} \right] \quad (2.17)$$

where $\frac{\partial f}{\partial \sigma} = \left(\frac{3}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{P \sigma}{(\sigma^T P \sigma)^{\frac{1}{2}}}$.

2.4.3 Fracture mechanics

The crack propagation aspect represents the core element of the simulation strategy developed in the present study. The objective is to predict both paths and forces associated with cracks propagating in elastic-plastic anisotropic materials (woods, in the present case). Kuna (2013) suggested that the collapsed 8-node iso-parametric elements probably represent the best option to model a crack tip in this problem category, normally designated as Elastic-Plastic Fracture Mechanics (EPFM), while standard quarter point elements provide better precision levels with Linear-Elastic Fracture Mechanics (LEFM). Figure 2.5 shows height-collapsed 8-node elements forming the tip of a crack. This element type is easy to implement, since its formulation is not affected by the node superposition. The integration step over an iso-parametric 8-node element is realized with a 9-point Gauss integration scheme. Figure 2.5 shows the definition variables, where $r^{b,d}$ and $r^{a,jc}$ represent the distance between the edge nodes and the middle nodes to the center of the crack tip, respectively. Angle α indicates the direction of the crack propagation with respect to axis s . Axes s and t shown in Figure 2.5 form a local coordinate system attached to the crack tip and aligned with the crack.

detaching a chip. Consequently, to maintain the validity of the LEFM assumption, the developed simulation procedure stops when the crack tip reaches a position close to any edges.

Referring to the work of Sih, Paris, et Irwin (1965), Kuna (2013) describes a SIF calculation method for quarter point elements. Based on the concepts introduced in (Aliabadi, 2002), the present study proposes a modified version of this method adapted for collapsed 8-node elements. The model assumes a plain strain condition. Eq. (2.18) formulates the resulting SIF expression. This expression establishes the SIF in Modes I and II in the coordinate system attached to the crack tip (see Figure 2.5).

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} KI \\ KII \end{Bmatrix} &= \frac{1}{4} \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \sqrt{2\pi} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sqrt{r^{a,c}} \Delta u_y^{a,c} + \sqrt{r^{b,d}} \Delta u_y^{b,d}}{(r^{b,d} + r^{a,c})} \\ \frac{\sqrt{r^{a,c}} \Delta u_x^{a,c} + \sqrt{r^{b,d}} \Delta u_x^{b,d}}{(r^{b,d} + r^{a,c})} \end{array} \right\} \quad (2.18) \\ \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} &= \frac{1}{H_{11}H_{22} - H_{12}H_{21}} \begin{bmatrix} \Im \left(\frac{q_1 - q_2}{s_1 - s_2} \right) & \Im \left(\frac{p_2 - p_1}{s_1 - s_2} \right) \\ \Im \left(\frac{s_1 q_2 - s_2 q_1}{s_1 - s_2} \right) & \Im \left(\frac{s_2 p_1 - s_1 p_2}{s_1 - s_2} \right) \end{bmatrix} \\ b_{ij} &= a_{ij} - \frac{a_{i3}a_{j3}}{a_{33}} \text{ (Plane strain assumption)} \\ p_k &= b_{11}s_k^2 + b_{12} - b_{14}s_k \\ q_k &= b_{12}s_k + \frac{b_{22}}{s_k} - b_{24} \end{aligned}$$

where K_I and K_{II} are the SIF for the opening mode (Mode I) and the in-plane shear mode (Mode II), respectively, and $r^{i,j}$ denotes the distance between the crack tip and the elements point illustrated in Figure 2.5, $\Delta u^{i,j}$ are the displacements of the point in the s or t direction, and a_{ij} denotes the position of the variables in the matrix strain-stress relation (see Eq. (2.1)). Finally, \Im means the imaginary value. In the present case, the 2D crack propagation is restricted to the plane containing the R - and L -axes, and thus, directions 1, 2 and 3 correspond to axes L , R and T , respectively (see Figure 2.1). Therefore, the s_k values required in Eq. (2.18) correspond to the roots of Eq. (2.19) (Sih et al., 1965).

$$b_{11}s^4 - 2b_{14}s^3 + (2b_{12} + b_{44})s^2 - 2b_{24}s + b_{24}s + b_{22} = 0 \quad (2.19)$$

This SIF calculation approach is validated below via a comparison of its predictions with results published in Ref. (Asadpoure & Mohammadi, 2007) for a rectangular plate with a single notched crack. Figure 2.6 defines the geometry and the parameters used in the simulations. In this particular configuration, the crack is oriented parallel to the fibers or along the L -axis defined by the fiber angle β (see Figure 2.1 or Figure 2.2). The tested values of angle β are 0° , 15° , 30° and 45° , while $r^{b,d}$ are set to 1 mm. In addition to the value predicted by the present model, Table 2.5 compares the results published in (Asadpoure & Mohammadi, 2007), (Jernkvist, 2001) and (Asadpoure, Mohammadi, & Vafai, 2006).

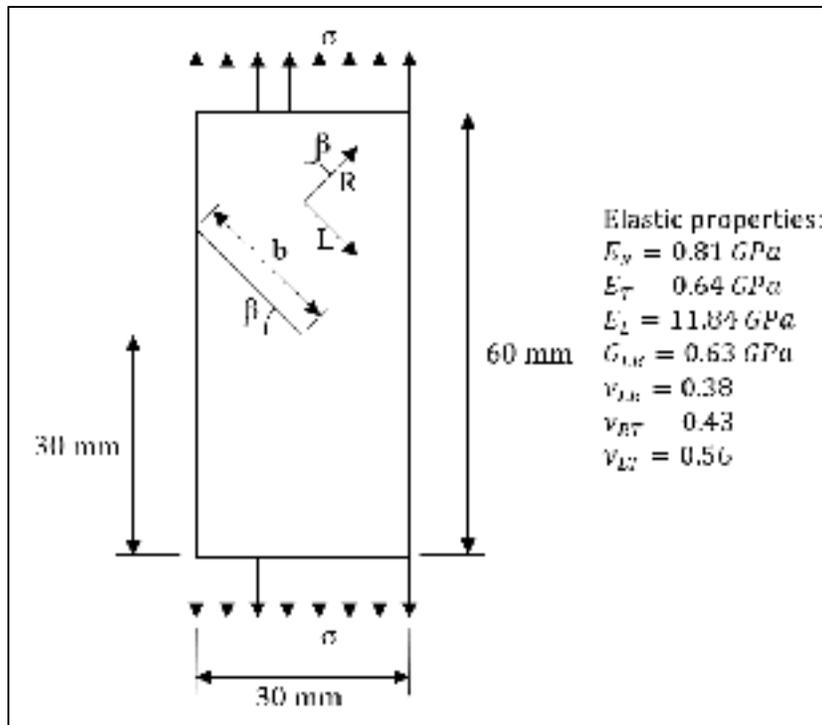


Figure 2.6 Geometry used to validate SIF

Table 2.5 K_I and K_{II} results (reproduced from Asadpoure et Mohammadi (2007))

| | Asadpoure et Mohammadi (2007) | | Jernkvist (2001) | | Asadpoure et al. (2006) | | Present method | |
|-------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| β (°) | $\frac{K_I}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_{II}}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_I}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_{II}}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_I}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_{II}}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_I}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ | $\frac{K_{II}}{\sigma\sqrt{\pi b}}$ |
| 0 | 2.973 | 0 | 3.028 | 0 | 2.971 | 0 | 2.988 | 0 |
| 15 | 2.997 | 0.361 | 3.033 | 0.359 | 2.996 | 0.36 | 3.013 | 0.361 |
| 30 | 3.023 | 0.691 | 3.02 | 0.685 | 3.026 | 0.691 | 3.038 | 0.691 |
| 45 | 2.858 | 0.892 | 2.806 | 0.864 | 2.863 | 0.895 | 2.865 | 0.897 |

Compared to the reference results, the present method demonstrates high levels of conformity. For example, the more visible differences appear with the Jernkvist (2001) results : -2.1% for mode I and -3.8% for mode II. On the other hand, compared to (Asadpoure & Mohammadi, 2007) and (Asadpoure et al., 2006), the largest difference for modes I and II remains below 0.5%.

In addition to the SIF, the crack path prediction also requires the propagation direction established by angle α (Figure 2.5). Eq. (2.20) defined in (Saouma, Ayari, & Leavell, 1987) allows identifying the angular orientation of the stress amplitude sufficient to cause a crack advance; an angular scan (variation of α) detects any potential angles. The crack propagates in the angular direction of the maximum stress ratio established by Eq. (2.20) if its value is equal to or exceeds 1.0. In the present study, the amplitude of the crack advance is established with a fixed value.

$$\frac{\sigma_\alpha}{\sigma_\alpha^{max}} = \frac{1}{K_{Ic}^{RL} \cos^2(\alpha) + K_{Ic}^{LR} \sin^2(\alpha)} \left(K_I \Re(A(s_1 B - s_2 C)) + K_{II} \Re(A(B - C)) \right) \quad (2.20)$$

$$A = \frac{1}{s_1 - s_2}$$

$$B = (s_2 \sin \alpha + \cos \alpha)^{\frac{3}{2}}$$

$$C = (s_1 \sin \alpha + \cos \alpha)^{\frac{3}{2}}$$

The values of the critical stress intensity factors of K_{Ic}^{RL} and K_{Ic}^{LR} are defined in Table 2.3, while K_I and K_{II} are calculated with Eq. (2.18) and the s_i values are the roots of Eq. (2.19). \Re means the real value.

2.4.4 Contact formulation

The crack progression essential to the chip formation process originates from forces transmitted by the tool to a material section. These force transfer results from contact zones. Hence, the system representation also includes a contact model. Among several options, the classical penalty method, which is entirely geometrical, and does not require the introduction of any additional degree of freedom, is recognized for its effectiveness with frictional contacts. However, if not properly tuned, the method may generate inaccurate solutions. Despite this downside, the approach remains appropriate for the present conditions.

Since Kim (2014) offers a detailed portrayal of this widespread contact representation, the following description is limited to the parameters pertaining to the present study. The fundament of the penalty method admits a small amount of interpenetration between the bodies, and establishes the contact forces through a penalty factor. Since the steel material of the tool is much more rigid than the wooden counterpart, the model reduces the tool to a perfectly rigid body. This simplification lessens the contact solution burden. The coefficients of friction (COF) between wood and steel materials are sensitive to several variables (wood

species, moisture levels, temperature, etc.) (Guan, Thunell, & Lyth, 1983). Hence, the steel-wood COF variation range is large ($\in [0.1 \text{ to } 0.6]$). In order to evaluate the friction forces, and establish the slip-stick response of the system, the solution procedure requires the introduction of a tangential penalty factor. A test series not included herein showed that the following penalty factor values give precise contact force predictions: $1.0e10^4$ and $5.0e10^4$ for the normal and tangential direction, respectively. The contact force (F^c) and the contact rigidity (K_C) have a global influence on the system. Therefore, to include them in the structural model, they must be integrated in Eq. (2.6). Eq. (2.21) shows the corrected form of Eq. (2.6).

$$(K_L + K_{NL} + K_C)\Delta u = F^{ext} - F^{int} + F^C \quad (2.21)$$

2.5 Model validation

2.5.1 Description of the simulation process

The adopted simulation procedure involves two phases: the first phase corresponds to the primary chip formation initiated on the lateral face of the work part (Figure 2.7); the second phase begins after the first chip formation is complete, and a second tool contacts the freshly generated surface of the work part. The simulation procedure also initiates an artificial crack at that first contact position. Figure 2.8 illustrates this second phase. It should be pointed out here that all the required meshes are generated with the help of a public domain mesh generator (Engwirda, 2014).

Figure 2.7 illustrates the progression of the first chip development. Figure 2.7 (a) shows the first position of the tool just after the crack initiation, while Figure 2.7 (b) displays a transitional position after a tool displacement. The simulation parameters are: the cut depth $doc = 100.0 \mu\text{m}$, the rake angle $\varphi = 30^\circ$, while the wood species is Douglas-fir (defined in Table 2.1 to 2.3) and the COF is set to 0.3. The solution begins with an artificial crack initiated on the lateral side at a depth of doc and of a length also set to doc . The simulation moves the tool in the feeding direction at a rate of $0.052 \mu\text{m}/\text{step}$ until the propagation criterion (Eq. 2.20)

detects a stress intensity factor high enough to provoke a crack advance. The size of the crack advance increment is set to $17.0 \mu\text{m}/\text{step}$.

Upon detection of a crack progression, the contact forces are first removed from the work part to deduce the residual stresses as well as the deformation angle of each element (see Figure 2.4). Then, the crack length is increased by $17.0 \mu\text{m}$ in the direction established with Eq. 2.20, and the modified geometry is re-meshed. The procedure repeats these operations until the crack path rises towards the top surface of the work part and the shortest distance from any edge decreases to less than 50% of d_{oc} . This limit allows maintaining the validity of the LEFM assumption. Moreover, to prevent any excessive deformation of the elements, after all tool displacements, the simulation scans the element skewness, and any skewness value exceeding 0.6 instigates a re-meshing of the domain. Once the crack tip reaches a position close enough to an edge to stop the crack propagation, the process assumes that the chip formation is finalized. It then completes the chip detachment with a forward extrapolation of the crack up to that edge. This extrapolation is based on a degree 3 polynomial.

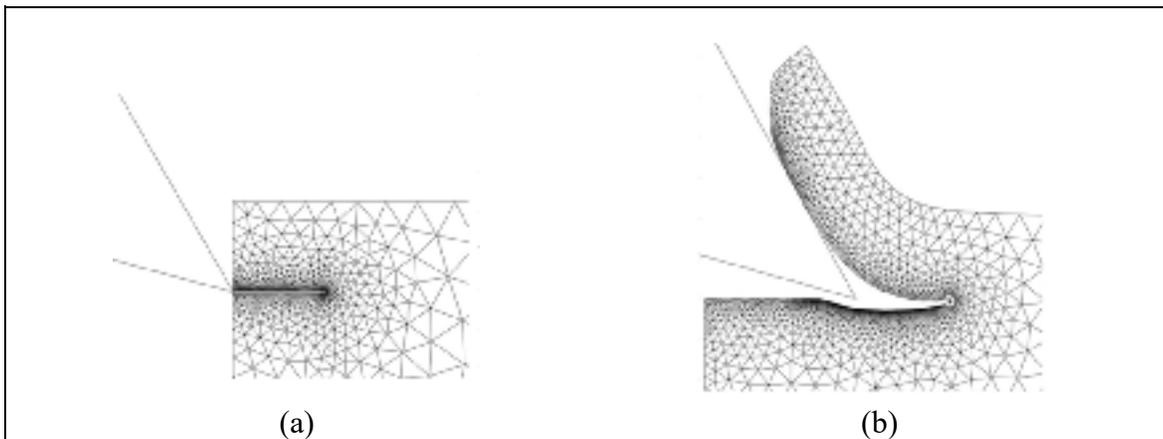


Figure 2.7 Progression of the first chip development (a) at the crack initiation, (b) after a tool displacement

Figure 2.8 shows the progression of the formation of a chip initiated after the first cutting tool passage. The simulation process assumes that a new crack starts at the position of the contact

2.6 Comparison of the model predictions to reference results

The research works published by Wang (2000) provide experimental evaluations of the forces generated during linear cutting of wood pieces. To validate the proposed modeling approach, this section introduces the test conditions of this reference into the model, and compares its predictions to the reference results.

The experimental measurements were realized on a test bench designed to cut wood pieces at a low feeding speed of 0.2 in/min (0.085×10^{-3} m/s) (Wang, 2000). Indeed, the feeding speed has no significant effect on the chip formation process (Wang, 2000). The tests were conducted on Douglas-Fir specimens prepared from lumbers. The thickness of the specimens measured in the tangential direction T was 0.25" or 6.35 mm. The selected wood sections were free of flaw and abrupt changes in structure. The material properties are given in Table 2.1 to 2.3. In addition to the feeding speed, the test conditions included a rake angle of 30° and a doc magnitude of 254.0 μm , while the considered values were all measured for a feeding direction parallel to the L -axis. On the other hand, since the experimental COF were not measured, based on the literature, the simulations assumed a constant value of 0.4.

Figure 2.9 reproduces representative samples of the reference measurements. These measurements describe the x component (F_x , in Figure 2.1) of the total cutting force defined in the LR plane. In fact, the original curves were successive measurements made at different time positions and physical locations along the wood specimens. To facilitate comparison, Figure 2.8 converts the original time scale into a position scale. Moreover, the measurements were normalized by the specimen thickness (6.35 mm). The graph also superimposes the model predictions to the reference results.

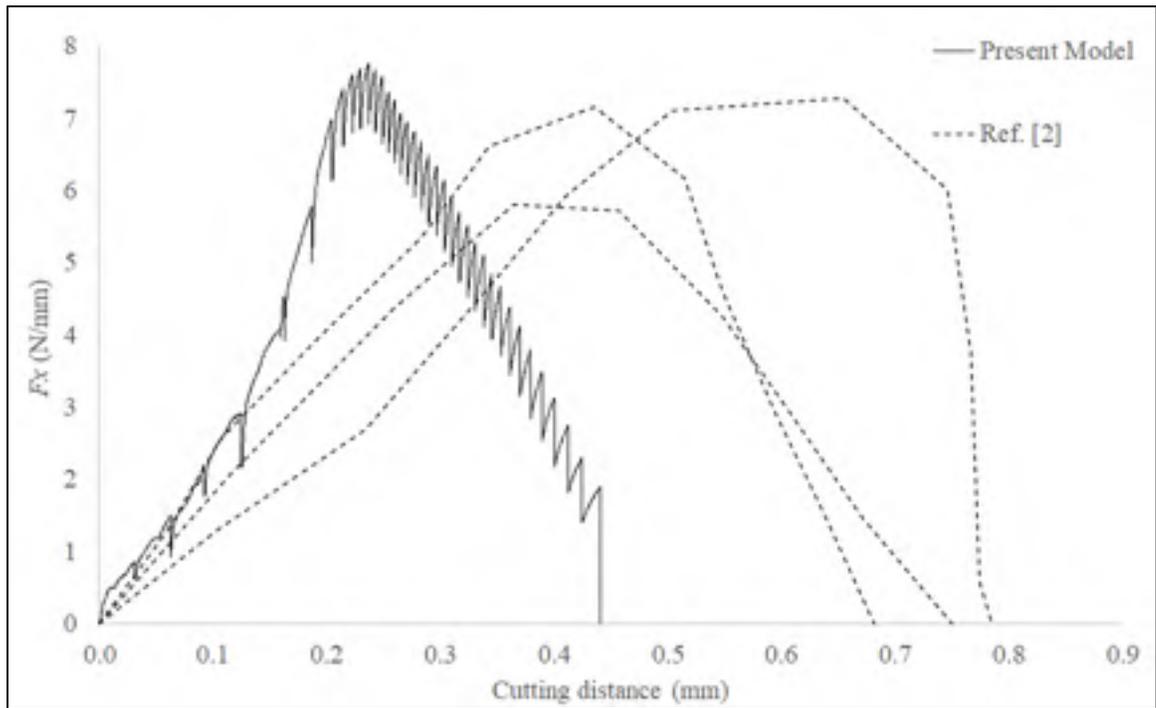


Figure 2.9 Cutting forces measured (reproduced from (Wang, 2000)), and predicted for Douglas-Fir

The curves in the graph of Figure 2.9 reveal maximum amplitudes of the experimental force between 6.60 and 7.3 N/mm, while averaging over the complete data set presented in (Wang, 2000) leads to an average measurement of 6.8 N/mm. On the other hand, the proposed model predicts a maximum force of 7.8 N/mm. Compared to the average experimental force, the difference is 14.7%.

The force results presented in (Wang, 2000) do not exhibit any high frequency fluctuations. Although the reference does not mention the sampling frequency and does not allude to any signal processing, such as low-pass filtering, based on the relatively smooth appearance of the presented results, it is reasonable to conjecture that the data were subjected to some processing. Therefore, if the numerical prediction fluctuations are polished with a moving average, the maximum magnitude of the force reduces to 7.4 N/mm. Hence, compared to the average experimental evaluation, the difference reduces to 8.8%. The proposed modeling strategy thus provides force predictions in close agreement with the experimental results.

Besides the force amplitude, the graph in Figure 2.9 also reveals differences between the times required for chip formation. The experimental durations of the curves included in the graph are comprised between 0.7 and 0.8 mm, while the numerical predictions are between 0.4 and 0.5. Numerous sources influence this aspect of the response, thus making it more difficult to describe the deviations. An important contributor to the observed variations is obviously the heterogeneous nature of the material; although the wood specimens were carefully prepared and demonstrated globally stable mechanical properties, since the constant properties imported in the present model were not measured on the tested specimens, they potentially introduced some deviations. Actually, the lengths corresponding to the duration of the chip formation are also short, and local variations of the material properties at this scale are likely to affect the measurements. In fact, the complete result curves of Ref. (Wang, 2000) illustrate visible variations of the durations; some chips formed in lengths close to the numerical predictions, while others required lengths of more than 0.8 mm. However, without a direct access to the original data set and experimental conditions, formulating a precise explanation for the causes of the deviations would be pointless.

The experimental measurements published in Ref. (Krenke et al., 2018) also help in the model validation. The authors measured the forces generated during linear cutting of spruce specimens. The tests were realized on a modified pendulum at an approximate feeding speed of 6.8 m/s. The wood samples were again selected from sections free of flaw and abrupt structural changes. The specimen thickness measured in the tangential direction T was 20 mm. The test series included three humidity levels: 6%, 12% and 18%. The experimental conditions also included a rake angle of 30° and a *doc* magnitude of 100.0 μm . The forces were all measured for a feeding direction parallel to the L -axis. The reported results are the maximum amplitude of the forces measured during the chip formation along the L -axis, which also correspond to the x -axis attached to the tool (see Figure 2.1). After normalization by the sample thickness, the forces are 3.1, 3.6 and 3.9 N/mm for the three humidity levels, 6%, 12% and 18%, respectively. The average magnitude is thus 3.5 N/mm. Compared to the previous reference results, these experimental data allow testing the reliability of the model predictions

with a cutting speed and a wood piece thickness closer to those observed in an industrial context.

Spruce and Douglas-fir are both softwood species. Interestingly, according to the data available in (Forest Products Laboratory, 2010), with a moisture content of 12%, the stiffness difference between the two species is around 10%. Hence, considering that the mechanical properties of wood species show variations among individual trees depending on their specific growing conditions, a 10% inter-species difference appears to be similar to what might be expected for the variation range of a given species. Therefore, the wood properties considered during the simulation are those given in Table 2.1 to 2.3 for Douglas-Fir. In addition, the simulations assume that the COF remains at a constant value of 0.4.

The model predicts a maximum amplitude of 24 N/mm for the force along the x -axis. The differences are -10% and -7.4% when compared with the 12% humidity level case and the average force. These differences are thus comparable to the expected variation level of the mechanical properties. The obtained results are therefore considered in close agreement with the experimental forces.

2.7 Results and discussion

The previous section mentioned that the COF between the tool and the machined wood part can vary significantly, while its final amplitude potentially affects the cutting forces. This section examines the COF influence on the force components evaluated along the x - and y -axes defined in Figure 2.1. The literature often refers to these forces as the parallel (F_x) and the normal (F_y) cutting forces. These components are the forces generated by the tool onto the chip. Moreover, since experimental results available in the literature indicate that F_x increases with the rake angle φ (for example Ref. (Franz, 1958), (Kivimaa, 1950) and (Iskra & Hernández, 2012) published data obtained with peripheral cutting devices revealing force increases with φ reductions), the proposed investigation also examines the role of the rake angle. Thus, the test series includes the two factors (COF and φ), each at three levels: COF

(0.2; 0.3; 0.4) and φ (25 deg.; 30 deg.; 35 deg.). The reported results describe the progression of a second chip initiated after the first cutting tool passage. For all simulations, doc is set to 100 μm , while the initial crack length is set to 60.0 μm . These test conditions are similar to the situation described in (Franz, 1958). Figure 2.10 presents the force distributions calculated in the two directions (F_x and F_y) for the nine configurations. As before, the graphs present the force amplitudes normalized by the wood piece thickness, while the abscissa corresponds to the tool position along the x -axis.

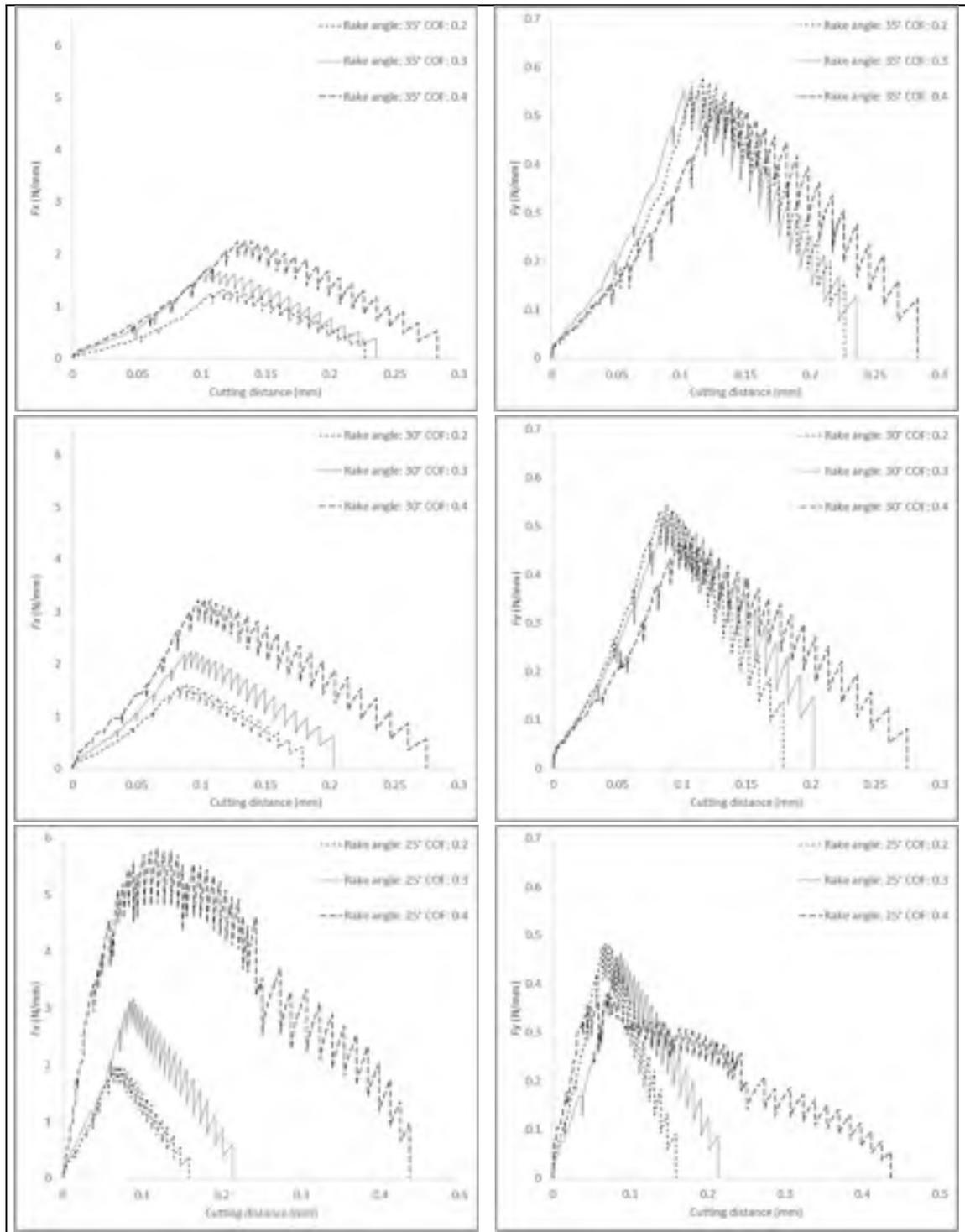


Figure 2.10 Cutting forces predicted for Douglas-Fir with various rake angles and COF

Table 2.6 and 2.7 extract the maximum amplitude of the force curves shown in Figure 2.10. They also indicate the position of these maxima. A rapid examination of these tables in conjunction with the graphs shown in Figure 2.10 shows that an increasing COF leads to increases in F_x . However, the relationship between the COF and the F_x magnitude is not linear. On the other hand, the normal component F_y appears to be less affected by a rise in COF. The rake angle also demonstrates a visible impact: increasing φ reduces F_x and increases F_y . Moreover, the influence of the COF value also depends on φ , which reveals the interactions between these two factors. Therefore, if it assumed that the resistive force generated by the chip onto the tool is solely a function of φ and of the COF (μ), it may be designated as $Fr(\varphi, \mu)$. This resistive force acts in the direction perpendicular to the tool surface. The F_x and F_y components may thus be expressed as shown by Eq. (2.22). As a result, Eq. (2.23) gives the total cutting force $F(\varphi, \mu)$.

A simple elimination of $Fr(\varphi, \mu)$ from the formulation through the ratio given by Eq. (2.24) allows evaluating the validity of these equations. A comparison of the ratios obtained from Eq. (2.24) for the considered φ and COF with the ratios calculated between the corresponding forces in Table 2.6 and 2.7 should underline any incongruity. It should be mentioned here that the force combination across these two tables introduces some imprecisions, since the F_x and F_y components are not really corresponding elements evaluated at the exact same position. Nevertheless, the engendered error level should remain acceptable, inasmuch as the positions are relatively close. The largest differences arise from the $\varphi = 25$ deg. case, especially with $\mu = 0.4$. Figure 2.11 compares the ratios obtained via the two avenues.

Table 2.6 Parallel force F_x

| COF | Rake angle φ (deg.) | | | | | |
|------------|-----------------------------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| | 25 | | 30 | | 35 | |
| | Pos (mm) | Force (N/mm) | Pos (mm) | Force (N/mm) | Pos (mm) | Force (N/mm) |
| 0.2 | 0.07 | 2.00 | 0.09 | 1.70 | 0.12 | 1.30 |
| 0.3 | 0.09 | 3.20 | 0.1 | 2.30 | 0.11 | 1.65 |
| 0.4 | 0.12 | 5.85 | 0.1 | 3.25 | 0.14 | 2.25 |

Table 2.7 Normal force F_y

| COF | Rake angle φ (deg.) | | | | | |
|------------|-----------------------------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| | 25 | | 30 | | 35 | |
| | Pos (mm) | Force (N/mm) | Pos (mm) | Force (N/mm) | Pos (mm) | Force (N/mm) |
| 0.2 | 0.04 | 0.46 | 0.09 | 0.55 | 0.11 | 0.59 |
| 0.3 | 0.05 | 0.48 | 0.09 | 0.55 | 0.11 | 0.59 |
| 0.4 | 0.04 | 0.38 | 0.10 | 0.48 | 0.13 | 0.53 |

$$F_x = F_r(\varphi, \mu)[\cos \varphi + \mu \sin \varphi] \quad (2.22a)$$

$$F_y = F_r(\varphi, \mu)[\sin \varphi - \mu \cos \varphi] \quad (2.22b)$$

$$F(\varphi, \mu) = F_r(\varphi, \mu)\sqrt{1 + \mu^2} \quad (2.23)$$

$$R_F = \frac{F_x}{F_y} = \frac{[\cos \varphi + \mu \sin \varphi]}{[\sin \varphi - \mu \cos \varphi]} \quad (2.24)$$

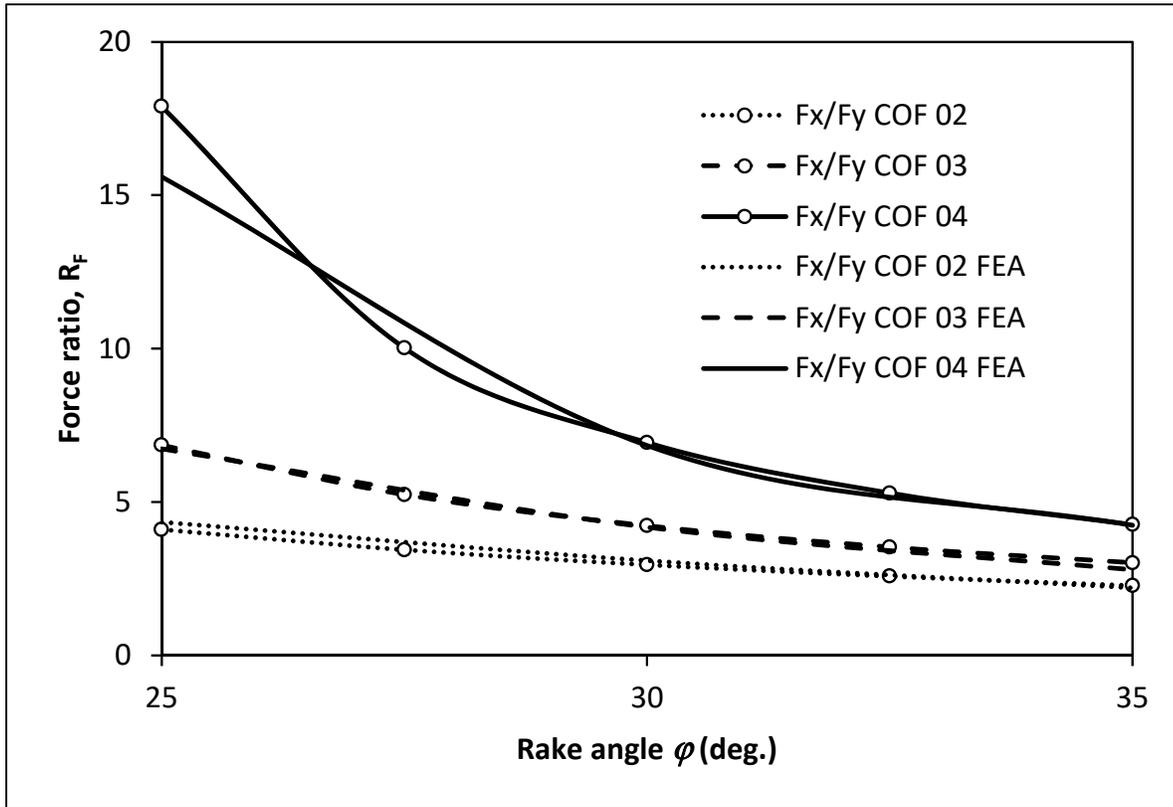


Figure 2.11 Cutting force ratios R_F for Douglas-Fir with various rake angles and COF

The related curves in Figure 2.11 demonstrate high levels of correspondence. Only the results obtained with $\mu = 0.4$ close to $\phi = 25$ deg. show some differences. As mentioned above, the differences should be attributed to the combination of the force components resulting from the simulations. Hence, it should be concluded that the formulation proposed by Eqs. (2.22) to (2.24) is dependable. Therefore, Eq. (2.22) provides a direct way to determine $F(\phi, \mu)$ from the force components displayed in Table 2.6 and 2.7; dividing the F_x and F_y results by $[\cos \phi + \mu \sin \phi]$ and $[\sin \phi - \mu \cos \phi]$, respectively, allows isolating the $F_r(\phi, \mu)$ amplitude. Figure 2.12 displays the forces calculated for the nine cases of Figure 2.11.

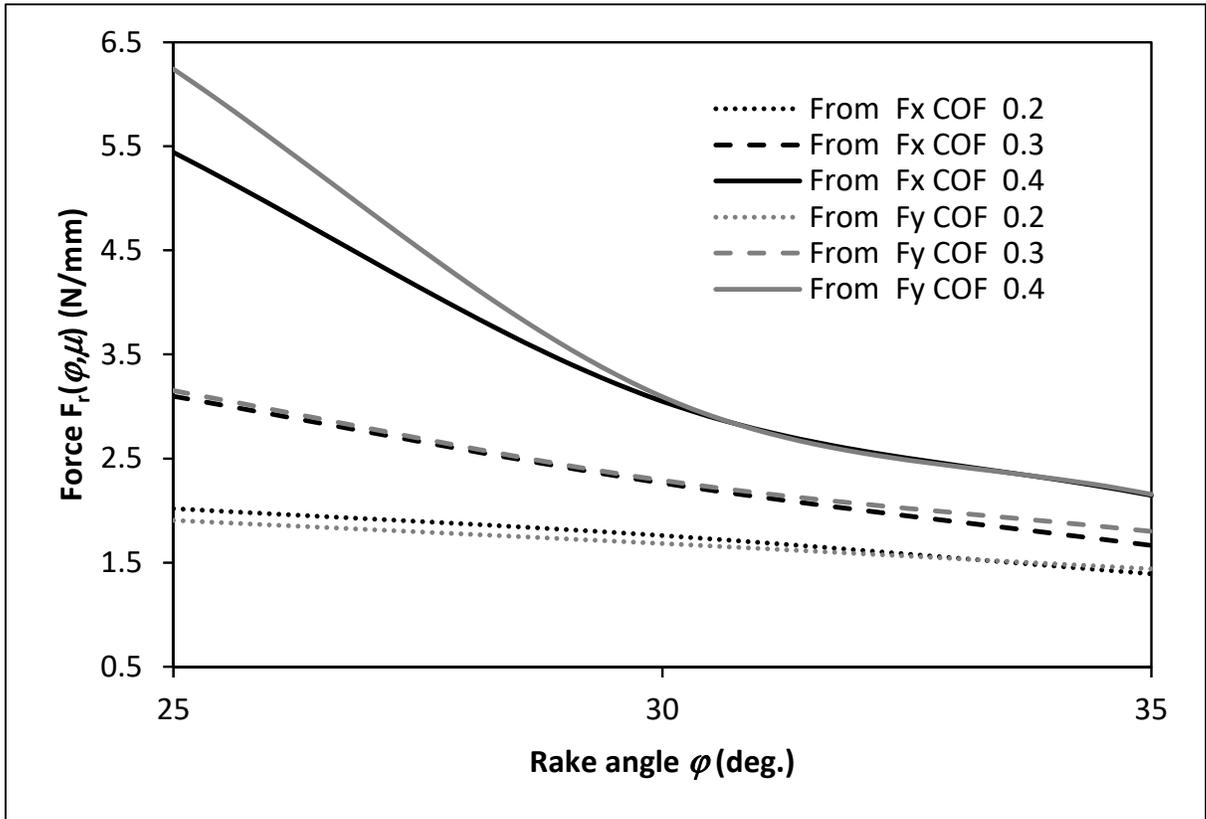


Figure 2.12 Resistive forces $F_r(\varphi, \mu)$ predicted for Douglas-Fir with various rake angles and COF

The graph in Figure 2.12 shows that the resistive forces calculated from the x and y components match for almost all cases. Only the system with $\varphi = 25$ deg. and $\mu = 0.4$ demonstrates a slight difference (13%), which most likely originates from the precision of the simulation results, not from the rationale behind the procedure. Hence, Figure 2.12 confirms that the resistive force $F_r(\varphi, \mu)$ generated by the chip perpendicularly to the tool surface depends on both φ and the COF. This influence of the COF is equivalent to the self-energizing effect described for drum brakes; the friction force produces a moment of force pulling the brake shoe, or in the present case, the chip, against the friction surface. In the cutting process, this moment of force is also controlled by the rake angle; larger φ amplitudes tend to reduce the moment arm. Therefore, the role of φ and μ in the formulation of $F(\varphi, \mu)$ cannot be defined by a linear expression. The curves in Figure 2.12 clearly depict this nonlinear relationship. In addition to its influence on the moment of the friction force, φ also defines the crack

propagation mode. Larger φ amplitudes tend to favor the opening mode (chip Type I), while smaller rake angle values stimulate the shear mode (chip Type II).

At the beginning of the cutting process, the chip tends to form under the shear mode (chip Type II). This mode deforms and distorts the elements of the mesh in specific directions. The simulation process scans the elements and detects any skewness exceeding a fixed tolerance (here, 0.6). Any excessive skewness prompts a remeshing of the machined part. Figure 2.8 (b) and (c), belonging to the beginning phase of the chip formation process, describes a crack progressing under the shear mode. After this initial phase, the chip formation enters a transition period, where the crack progresses under a combined action of both the shear and opening modes. Figure 2.8 (d) illustrates this transition period. The final stage of the chip evolution corresponds to a crack progression generated under an opening mode. Figure 2.8 (e) describes this final stage. This behavior predicted by the developed model conforms to the descriptions presented by Franz (1958) and Wang (2000).

In addition to their consequences on the cutting force and the crack propagation mode, parameters φ and μ also influence the crack path. Their role may be described as follows:

1. At the beginning of the chip formation, increases of the φ and μ amplitude tend to push the crack downwards;
2. After the first phase, increases of these parameters cause the crack to propagate at a quasi-constant depth for longer durations;
3. Ultimately, during the final chip formation stage, increases of φ and μ boost the ascending rate of the crack toward the top surface of the part.

To illustrate this description, Figure 2.13 compares the crack evolutions predicted for $\mu = 0.2$ (Figure 2.13(a)) and 0.4 (Figure 2.13(b)) when the rake angle φ is set to 30 deg.

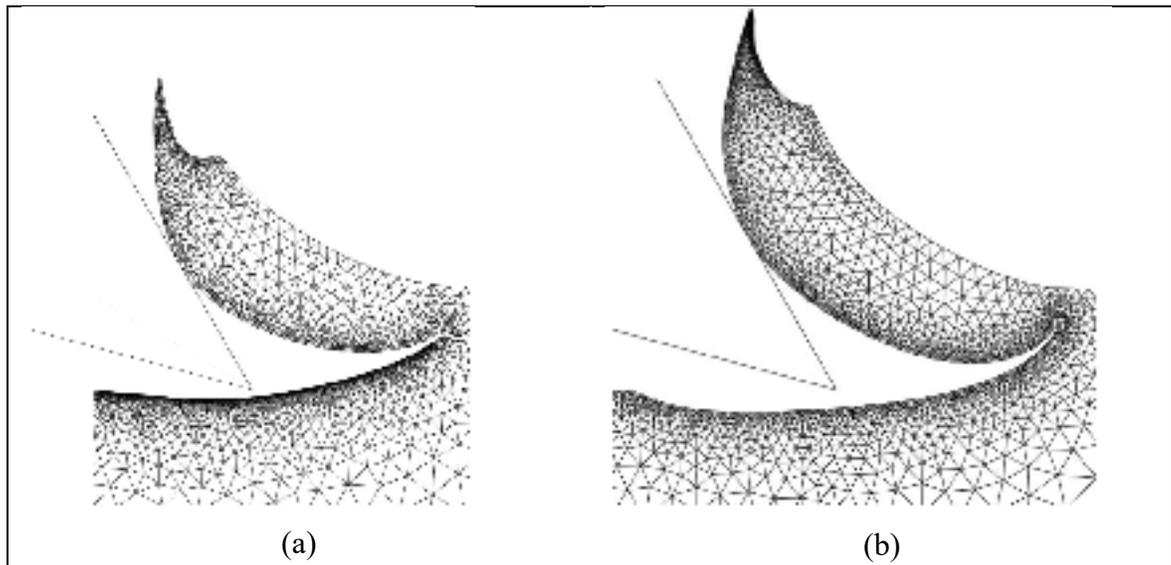


Figure 2.13 End of a chip development: (a) $\mu = 0.2$ and $\varphi = 30$ deg, (b) $\mu = 0.4$ and $\varphi = 30$ deg

Figure 2.13 clearly shows that the crack progression tends to penetrate deeper into the material with larger COFs, and thus, to generate more profound dimples. Therefore, it may be concluded that reducing the COF should result in a better surface quality of machined wood parts.

Low COFs reduce the duration of the crack progression phase marked by quasi-constant depths; they thus result in shorter periods of contact between the chip and the tool. As already indicated, they also engender smaller resistive forces $F_r(\varphi, \mu)$. Therefore, according to Archard's rule, COF reductions leading to smaller contact forces onto the tool surface for shorter distances should lessen the tool surface wear.

Several techniques are available to decrease the COF at the chip-tool interface. One of them may be as simple as reducing the moisture levels of the machined wood parts. According to the results published in Refs. ((Guan et al., 1983) and (Murase, 1984)), dryer wood pieces engender lower COFs. However, a detailed analysis of wood COF or of tool wear is out of the scope of the present study.

2.8 Conclusion

This paper presented a FEA modeling strategy for predicting the cutting forces generated during linear wood machining. The model involves 2D elastoplastic and orthotropic formulations; it combines a bilinear representation of the material strain-stress relation and the Hill yield function to describe the wood orthotropic nature. The ultimate objective of the proposed procedure is to predict both forces and paths of cracks propagating in elastic-plastic anisotropic materials. The crack propagation aspect thus represents the core element of the proposed simulation strategy. Even though the displacement extrapolation method is normally restricted to LEFM conditions, since the literature clearly demonstrates its applicability to the simulation of crack growth in wood pieces, and because it reduces the calculation burden, the developed model integrates this approach. Therefore, to maintain the validity of the LEFM assumption, the simulation procedure includes a stop criterion related to the distance of the crack tip from any edges. A comparison with reference results available in the literature validates the proposed SIF calculation procedure: compared to the reference results, the present method demonstrates correspondence levels higher than 96%. Finally, the model derives the cutting forces from the contact pressures between the tool and the developing chip. These pressures are established using the penalty method.

The complete model validation procedure compares the cutting forces it predicts to experimental measurements taken from the literature. Two experimental conditions are considered: the first one involves a low feeding speed (0.085×10^{-3} m/s), while the second allows validating the model predictions with a cutting speed (6.8 m/s) and a wood piece thickness similar to those of an industrial context. Compared to the average experimental forces, the model predictions showed correspondence levels higher than 91% and 92% for the first and the second cases, respectively. This harmony with the experimental measurements clearly indicates that the developed modelling procedure provides reliable assessments of cutting forces generated over a large range of feeding velocities.

The presented analysis demonstrates that the resistive force generated between the chip and the tool surface depends on both the rake angle φ and the COF. The friction forces induce a self-energizing effect; they engender a moment of force pulling the chip against the tool surface. Thus, any COF augmentation increases the resistive force. This moment of force is also influenced by the rake angle; larger φ amplitudes reduce the moment arm. In addition, φ also defines the crack propagation mode. Larger φ amplitudes prompt the opening mode, whereas smaller rake angle values promote the shear mode. Besides its influence on the cutting forces, the COF amplitude also alters the surface quality; larger COFs push the crack path deeper into the material and result in more profound cutting dimples.

To sum up, the present analysis suggests that reducing the COF should not result solely in lower cutting forces, but also in a better surface quality of machined wood parts.

CHAPITRE 3

MODÉLISATION DYNAMIQUE ET OPTIMISATION DE LA SECTION D'ENTRÉE

3.1 Avant-propos

Ce chapitre décrit la modélisation et l'optimisation de la section d'entrée d'une raboteuse fabriquée par l'entreprise Fabrication RY. L'objectif est d'optimiser le comportement dynamique des rouleaux d'entrée. Cependant, pour des raisons de confidentialité, le chapitre ne présente aucune donnée ou paramètre de la raboteuse. D'autre part, il semble aussi important de mentionner que le modèle proposé plus loin a été préparé dans l'environnement Simulink du logiciel Matlab.

3.2 Objectifs

La force de coincement du bois ($F_{n,r}$) imposée par les rouleaux d'entrée doit être assez grande pour générer une force de friction (F_f) suffisante pour vaincre les forces de rabotage (F_{rb}) et les forces de frictions induites par les pieds presseurs (F_p). Par ailleurs, la force $F_{n,r}$ doit aussi respecter une limite maximale acceptable. En effet, une force trop grande risquerait de dégrader prématurément les composants de l'assemblage et de marquer le bois de façon permanente. La Figure 3.1 présente les différents vecteurs forces actifs durant la progression du bois à vitesse constante. Les forces de rabotage prédites par le modèle du chapitre précédent permettent donc de développer et d'exploiter le modèle dynamique des rouleaux d'entrée.

Plus précisément, les rouleaux d'entrée doivent demeurer en contact avec les pièces de bois pour maintenir une force $F_{n,r}$ la plus stable possible. Toutefois, afin de leur permettre de suivre les variations aléatoires de la forme des pièces de bois, l'assemblage flexible qui supporte les rouleaux admet un déplacement vertical. Chaque variation d'épaisseur est en conséquence susceptible de provoquer un mouvement vertical des rouleaux et de causer une perte de contact entre ceux-ci et les pièces de bois. Ces impacts des rouleaux sur le bois se répercutent aussi

directement sur les glissières et pivots qui permettent leur déplacement. L'optimisation de la réponse dynamique des rouleaux de la section d'entrée cherchera donc à définir un support flexible des rouleaux qui permettra de maximiser le temps de contact rouleau-bois tout en minimisant la force $F_{n,r}$, ainsi que l'amplitude des forces dynamiques transmises au support de l'assemblage.

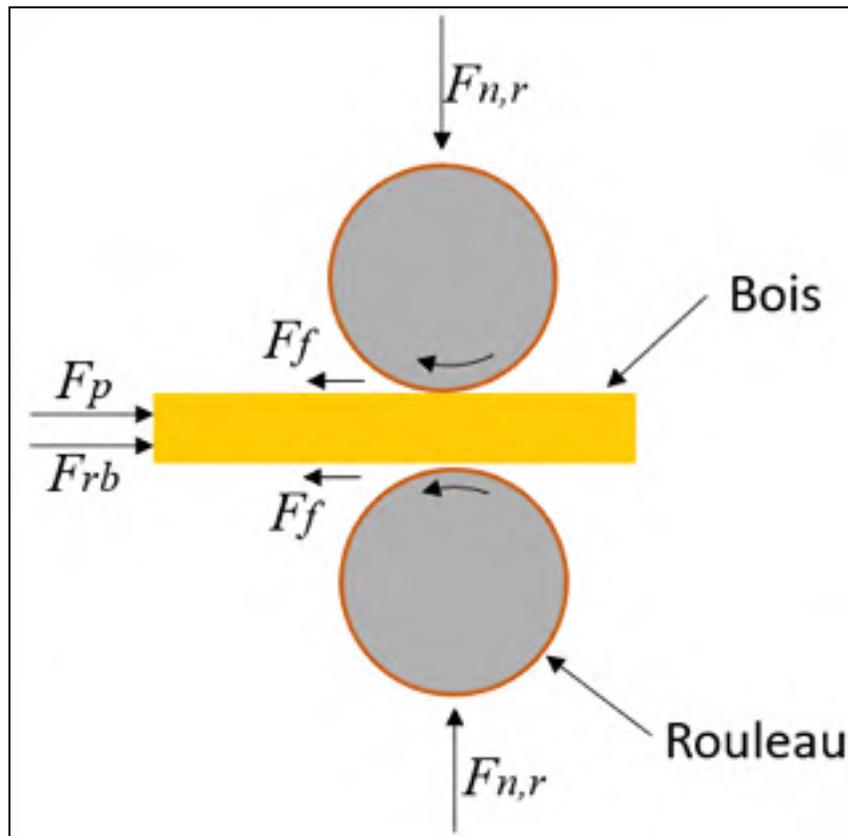


Figure 3.1 Forces actives sur le bois

3.3 Composition du système des rouleaux d'entrées

Le support flexible permettant aux rouleaux d'épouser les fluctuations géométriques des pièces de bois entrant peut être défini de façon tout à fait générale par le dispositif illustré à la Figure 3.2. Ce système comporte un bras de support du rouleau dont l'une des extrémités est attachée au châssis de la machine à un point de pivot (A_b), et l'autre est liée à un applicateur de force amorti (ressort-amortisseur) pour générer la force de coincement $F_{n,r}$. L'applicateur de force

amorti pourrait être un ballon pneumatique comme le montre le système simplifié de la figure. Le système initial de la raboteuse Fabrication Ry représente un cas particulier de ce mécanisme général; le mouvement des rouleaux est purement vertical (A_b équivalent situé à l'infini) et l'applicateur de force est composé d'un vérin pneumatique.

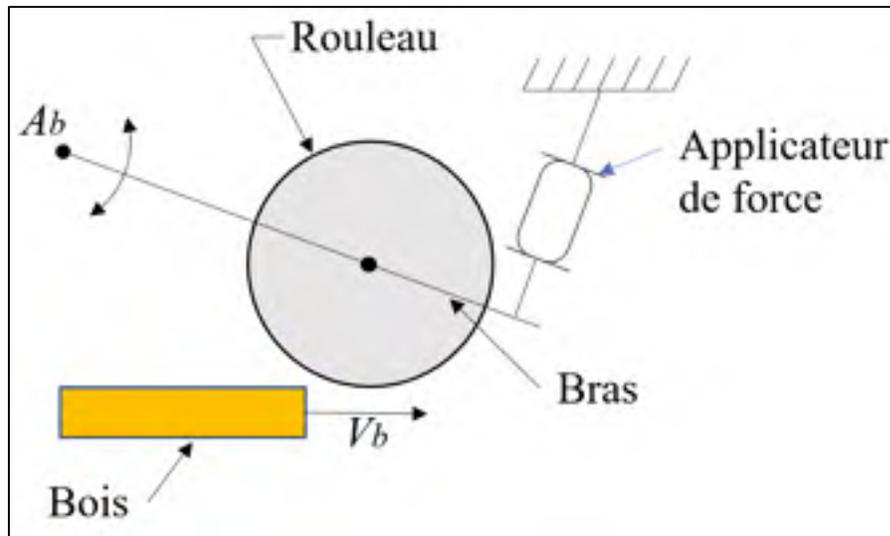


Figure 3.2 Schéma simplifié du système

Le vecteur \vec{V}_b représente la vitesse du bois. Celle-ci demeure constante durant le rabotage. La figure ci-dessous présente le diagramme de corps libre (DCL) du système.

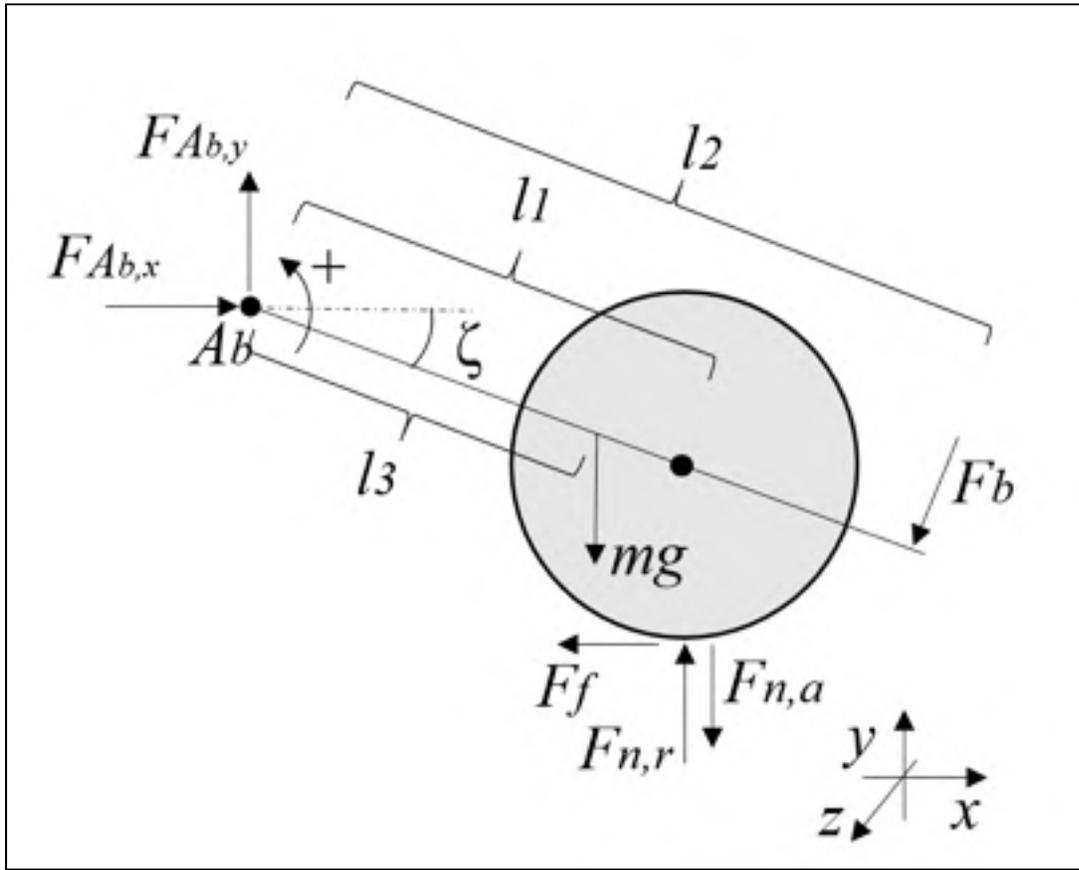


Figure 3.3 DCL du système

Comme le système tourne autour du pivot A_b , les équations dynamiques du système sont écrites ci-dessous par rapport au point A_b . Il s'agit essentiellement de la somme des couples selon l'axe z . Les forces transmises au pivot pourront aisément être déduites par la suite.

$$J\ddot{\zeta}(t) = -T_{mg} - T_{F_f} - T_{F_b} + T_{F_{n,r}} - T_{F_{n,a}} \quad (3.1)$$

$$T_{mg} = m_b g \cos(\zeta) l_3 \quad (3.2)$$

$$T_{F_f} = F_f \sin(\zeta) l_1 \quad (3.3)$$

$$T_{F_b} = F_b l_2 \quad (3.4)$$

$$T_{F_{n,r}} = F_{n,r} \cos(\zeta) l_1 \quad (3.5)$$

$$T_{F_{n,a}} = F_{n,a} \cos(\zeta) l_1 \quad (3.6)$$

Où J représente le moment d'inertie du système, $\ddot{\zeta}$ l'accélération angulaire de l'assemblage complet, m_b la masse de l'assemblage total, g la constante gravitationnelle, ζ l'angle du bras, l_i la position des éléments (voir Figure 3.3), F_f la force nécessaire pour propulser le bois, F_b la force générée par l'applicateur de force, $F_{n,r}$ la force de contact du bois et $F_{n,a}$ la force d'amortissement structurelle du bois. La section suivante détaille la mise en équation des différentes forces qui s'appliquent sur le bras.

3.3.1 L'inertie, la masse et la position du centre de gravité

L'optimisation du système sous-entend des changements de la géométrie de celui-ci. En d'autres mots, les longueurs l_1 et l_2 seront adaptées pour produire un système optimal. Ces deux paramètres influencent la masse, la position du centre de masse et l'inertie. Ainsi la position du centre de masse, la masse et l'inertie sont exprimées en fonction des paramètres l_1 et l_2 .

Afin de rendre la description plus concrète, une géométrie sommaire, construite à partir d'un assemblage en cours de conception à l'entreprise, servira de point de référence. La figure suivante présente cet assemblage simplifié.

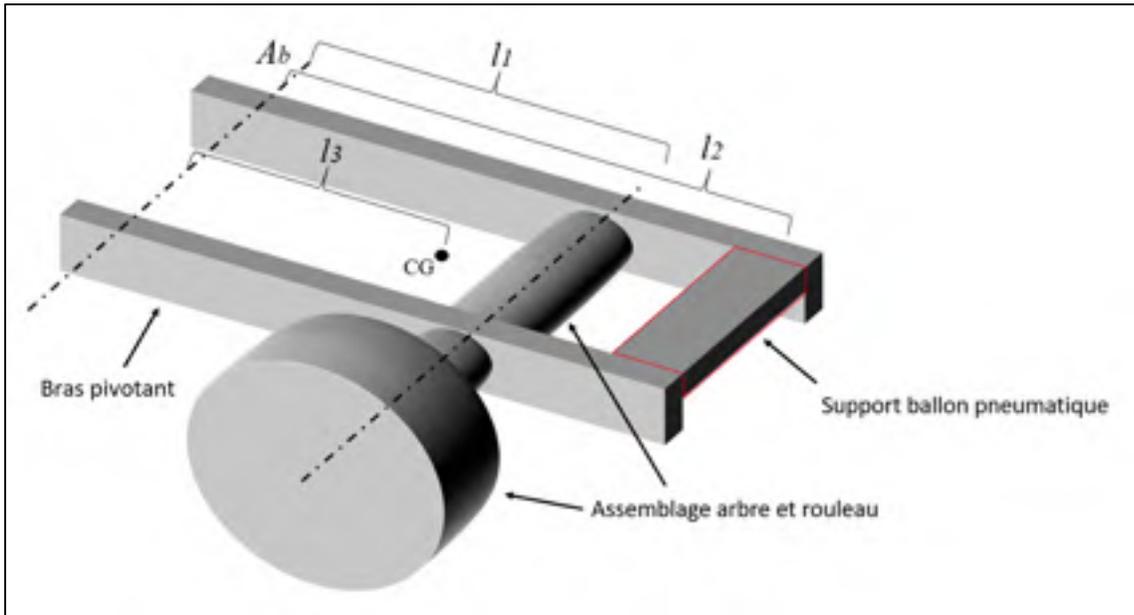


Figure 3.4 Assemblage simplifié

L'inertie des pièces est séparée en trois parties. Ceci permet de considérer chacune des parties comme indépendante des autres. Le moment d'inertie total selon l'axe z , autour du point A_b pourra par la suite être obtenu par l'équation suivante, qui somme les parties.

$$J_t = \sum J_i \quad (3.7)$$

La première partie est l'assemblage arbre - rouleau présenté à la Figure 3.4. Cet assemblage est réduit à une masse ponctuelle m_{ar} placée à une distance l_1 du pivot A_b . Cette masse est constante et indépendante de sa position (l_1). L'équation suivante, définit donc le moment d'inertie J_{ar} de la masse m_{ar} au point de pivot A_b .

$$J_{ar} = m_{ar} l_1^2 \quad (3.8)$$

La seconde partie est composée uniquement du support du ballon pneumatique (voir Figure 3.3). Comme pour l'assemblage précédent, une masse ponctuelle m_{sb} à une distance l_2 remplace cette partie, et conduit au moment d'inertie J_{sb} .

$$J_{sb} = m_{sb}l_2^2 \quad (3.9)$$

La troisième partie combine les deux bras identiques pivotant autour du point A_b . Étant donné que la longueur de ces bras varie en fonction des variables l_1 et l_2 , et que l_1 peut être plus petit ou plus grand que l_2 , la longueur des bras sera considérée égale à la plus grande de ces deux variables. L'équation suivante permet de déterminer la longueur finale des bras.

$$l_{b,max} = \begin{cases} l_1, & l_2 < l_1 \\ l_2, & l_2 \geq l_1 \end{cases} \quad (3.10)$$

Où $l_{b,max}$ représente la longueur des bras.

L'équation suivante définit le moment d'inertie $J_{b,cg}$ au centre de gravité des bras en fonction de leur masse et de leurs dimensions.

$$J_{b,cg} = l_{b,max}b_e b_{hb} \rho_{acier} \frac{b_h^2 + l_{b,max}^2}{12} \quad (3.11)$$

Où b_e représente l'épaisseur combinée des deux bras, b_{hb} la hauteur des bras et ρ_{acier} la masse volumique de l'acier.

Par la suite, le théorème des axes parallèles (équation (3.12)) permet de déduire le moment d'inertie des bras au point A_b .

$$J_i = J_{cg}m_a d_i^2 \quad (3.12)$$

Où J_i représente le moment d'inertie au point i , J_{cg} l'inertie au centre de gravité, m_{ab} la masse de l'assemblage des bras et d_i la distance entre le centre de gravité et la nouvelle position i considérée.

Par la suite, l'équation (3.7) conduit au moment d'inertie de l'assemblage complet en fonction des dimensions l_1 et l_2 . Ensuite, la masse totale de l'assemblage complet découle comme le moment d'inertie, de la sommation des masses des différentes parties. Le centre de gravité de l'assemblage complet (C.G. global) est obtenu en divisant la somme des produits des masses des parties avec leur position par rapport au point A_b par la masse totale. Le C.G. global est ainsi écrit en fonction des dimensions l_1 et l_2 .

3.3.2 Ballon pneumatique

La représentation du ballon pneumatique s'appuie sur le modèle proposé par Lee (2010). Ce modèle est dynamique et permet d'obtenir l'amortissement produit par le ballon. La formulation est définie par l'équation 3.13. La relation décrit la variation de pression dans le ballon dans le temps (\dot{P}_{vc}) en fonction des paramètres (Lee (2010)).

$$\dot{P}_{vc} = \left(-k \frac{\dot{V}_{vc}}{V_{vc}} - \frac{(k-1)h_c A_b}{R_g m_{vc}} \right) P_{vc} + (k-1)h_c A_b \frac{T_{env}}{V_{vc}} \quad (3.13)$$

Où k représente le rapport des chaleurs massiques, V_{vc} et \dot{V}_{vc} sont respectivement le volume du ballon pneumatique et sa variation dans le temps, h_c est le coefficient de transfert thermique, S_b est la surface de transfert thermique du ballon, R_g la constante universelle des gaz, m_{vc} représente la masse d'air à l'intérieur du ballon, P_{vc} est la pression interne du ballon et T_{env} est la température environnante.

Pour calculer la force F_b fournie par le ballon pneumatique, il suffit 1- de manipuler l'équation précédente pour isoler la pression dans le ballon P_{vc} ; puis 2- de multiplier cette pression par l'aire efficace du ballon pneumatique (a_{ef}). Les deux équations suivantes forment la procédure.

$$P_{vc} = \frac{m_{vc} R_g (S_b h_c (k-1) T_{env} - \dot{P}_{vc} * V_{vc})}{k m_{vc} \dot{V}_{vc} R_g + S_b h_c (k-1) V_{vc}} \quad (3.14)$$

$$F_b = P_{vc} a_{ef} \quad (3.15)$$

L'aire efficace a_{ef} est une dimension propre au ballon décrite par le fabricant en fonction de la pression interne P_{vc} et du déplacement x_b du ballon. Cette donnée est fournie de manière discrète à des valeurs (P_{vc}, x_b) spécifiques. Durant les simulations les valeurs intermédiaires sont calculées par interpolation linéaire.

Les équations suivantes complètent le modèle et permettent de solutionner l'équation (3.13):

$$\dot{V}_{vc} = \frac{dx_b}{dt} a_{ef} \quad (3.16)$$

$$V_{vc} = \int \dot{V}_{vc} dt \quad (3.17)$$

$$\dot{P}_{vc} = \frac{dP_{vc}}{dt} \quad (3.18)$$

La solution du problème démarre avec des valeurs de déplacement, de pression et de volume initiales.

3.3.3 Modélisation du bois

3.3.3.1 Rigidité

Le calcul de la force de contact $F_{n,r}$ entre le bois et le rouleau requiert le calcul de la rigidité de contact. Le modèle dynamique développé incorpore le modèle de contact proposé par Hartnett (1980). Basé sur la théorie des demi espaces celui-ci permet d'obtenir le champ des déplacements générés par une distribution de pression. La solution est tridimensionnelle. Ainsi, une pression $P_{h,ij}$ appliquée sur une zone rectangulaire ou une cellule de contact ($2a_h \times 2b_h$) de la surface occasionne un déplacement normal ($\delta_{h,jk}$) à tous points jk de la surface. La figure suivante illustre ce concept.

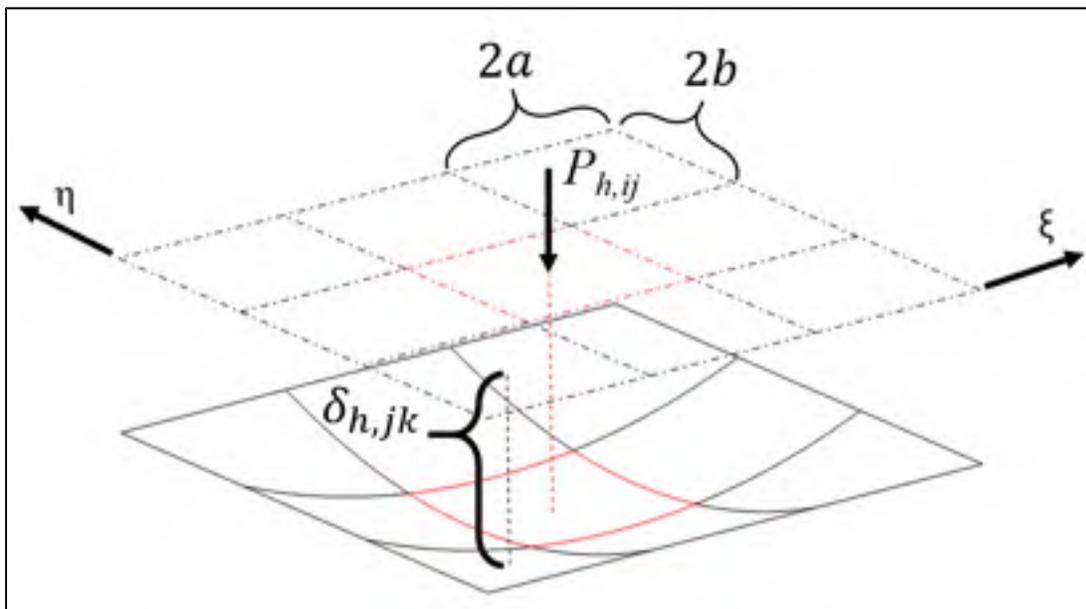


Figure 3.5 Schéma du modèle Hartnett (1980)

L'équation suivante définit le modèle :

$$\delta_{h,jk} = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m O_{kc,ij} P_{h,ij} \quad (3.19)$$

$$O_{kc,ij} = \left\{ \frac{1 - \nu_{RT}^2}{\pi E_R} \right\} \left\{ \begin{array}{l} (\xi_s + a_h) \ln \left[\frac{(\eta_s + b_h) + \{(\eta_s + b_h)^2 + (\xi_s + a_h)^2\}^{1/2}}{(\eta_s - b_h) + \{(\eta_s - b_h)^2 + (\xi_s + a_h)^2\}^{1/2}} \right] \\ + (\eta_s + b_h) \ln \left[\frac{(\xi_s + a_h) + \{(\eta_s + b_h)^2 + (\xi_s + a_h)^2\}^{1/2}}{(\xi_s - a_h) + \{(\eta_s + b_h)^2 + (\xi_s - a_h)^2\}^{1/2}} \right] \\ + (\xi_s - a_h) \ln \left[\frac{(\eta_s - b_h) + \{(\eta_s - b_h)^2 + (\xi_s - a_h)^2\}^{1/2}}{(\eta_s + b_h) + \{(\eta_s + b_h)^2 + (\xi_s - a_h)^2\}^{1/2}} \right] \\ + (\eta_s - b_h) \ln \left[\frac{(\xi_s - a_h) + \{(\eta_s - b_h)^2 + (\xi_s - a_h)^2\}^{1/2}}{(\xi_s + a_h) + \{(\eta_s - b_h)^2 + (\xi_s + a_h)^2\}^{1/2}} \right] \end{array} \right\} \quad (3.20)$$

$$\xi_s = \xi_{kc} - \xi_{ij} \quad (3.21)$$

$$\eta_s = \eta_{kc} - \eta_{ij} \quad (3.22)$$

Où ξ et η sont des coordonnées locales de la surface discrétisée en cellules de contact, ν_{RT} est le coefficient de Poisson dans les directions radiales et tangentielles du bois (voir chapitre 2) et E_R le module de Young dans la direction radiale du bois (voir chapitre 2). La représentation considère le demi espace comme isotrope. Ainsi, le calcul de la rigidité de contact réduit le bois à un matériau isotrope, ce qui demeure une simplification acceptable.

La théorie des espaces semi-infinis sous-jacente au modèle de Hartnett (1980) ne lui permet pas de prendre en considération l'influence des surfaces libres qui limitent les pièces de bois et les effets de bord qui en résultent. Pour contrer ce problème, la représentation de Harnett est corrigée par le facteur ψ développé par Guilbault (2011). Ce dernier permet au modèle

final de simuler avec précision des solides aux dimensions finies. L'équation suivante exprime ce facteur.

$$\psi = \frac{P_h^*}{P_h} = \left(1.29 - \frac{1}{(1 - \nu_{RT})} [0.08 - 0.5\nu_{RT}] \right) \quad (3.23)$$

Où P_h^* représente la pression corrigée d'une cellule de pression et P_h est la pression non corrigée.

3.3.4 Contact entre bois et le rouleau

La formulation ci-dessus permet de déterminer la force de contact entre le rouleau et le bois $F_{n,r}$. Le rouleau est considéré comme étant infiniment rigide.

Le déplacement du rouleau établi par le modèle dynamique conduit à de l'interpénétration à l'interface rouleau-bois. La correction de cette interpénétration conduit à des déplacements $\delta_{h,jk}$ de la surface du bois. Le système d'équation (3.19) obtenu pour l'ensemble des cellules de pression permet alors d'établir le champ de déplacements et la distribution de pression par une approche itérative.

Le champ des pressions $P_{h,ij}$ calculé conduit par la suite à la force de contact $f_{n,r}$ pour chaque cellule de pression. Celle-ci est obtenue de l'équation suivante.

$$f_{n,r} = P_{h,ij} 2a_h 2b_h \quad (3.24)$$

Enfin, la force de contact total $F_{n,r}$ résulte de la sommation de l'ensemble des forces sur les cellules de contact, équation suivante lorsque NbC représente le nombre de cellules supportant une pression non nulle :

$$F_{n,r} = \sum_{c=1}^{NbC} f_{n,r c} \quad (3.25)$$

3.3.4.1 Amortissement structural

Comme avec tous les matériaux, la déformation du bois génère de l'amortissement. Le modèle développé par Reid (1956) permet de déduire l'amortissement généré par hystérésis. La relation suivante tirée de la référence Pavlou (1999) formule le modèle dynamique de Reid (1956).

$$f_{b,ext} = k_b x_b(t) \left[1 + \frac{\eta_b \pi}{2} \operatorname{sgn}(x_b(t) \dot{x}_b(t)) \right] \quad (3.26)$$

Où $f_{b,ext}$ représente la force extérieure appliquée au système, k_b la constante de rigidité, x_b et \dot{x}_b décrivent respectivement le déplacement et la vitesse du système et enfin η_b est le facteur de perte par hystérésis. Cette relation combine donc la force de déformation et les pertes par hystérésis. Dans le cas présent, la force générée par la déformation du bois $F_{n,r}$ est plutôt établie avec le modèle de Hartnett (1980). Elle doit donc être retirée de l'équation, ce qui permet d'écrire la force d'amortissement structural du bois $F_{n,a}$ comme :

$$F_{n,a} = F_{n,r} \frac{\eta_b \pi}{2} \operatorname{sgn}(x_b(t) \dot{x}_b(t)) \quad (3.27)$$

Où x_b et \dot{x}_b représentent le déplacement et la vitesse du rouleau à l'instant considéré

La valeur du paramètre η_b doit être définie expérimentalement. Dans le cas présent l'approche consiste 1 - à laisser tomber une bille d'acier sur une surface du matériau considéré (sapin de Douglas dans le cas actuel); et 2 - à l'aide d'une caméra haute vitesse, à comparer la valeur de la hauteur du rebond (h_{i+1}) à la hauteur de départ (h_i). La figure ci-dessous montre ces hauteurs pour un des essais réalisés. 3 - par la suite les valeurs h_i et h_{i+1} permettent de calculer le coefficient de restitution C_R , équation suivante :

$$C_R = \sqrt{\frac{h_{i+1}}{h_i}} \quad (3.28)$$

Enfin le modèle de Reid (1956) est appliqué à la bille, et le coefficient η_b ajusté jusqu'à l'obtention du C_R mesuré. La valeur de η_b déduite de ces mesures est par la suite introduite dans la représentation du système complet du rouleau d'entrée.

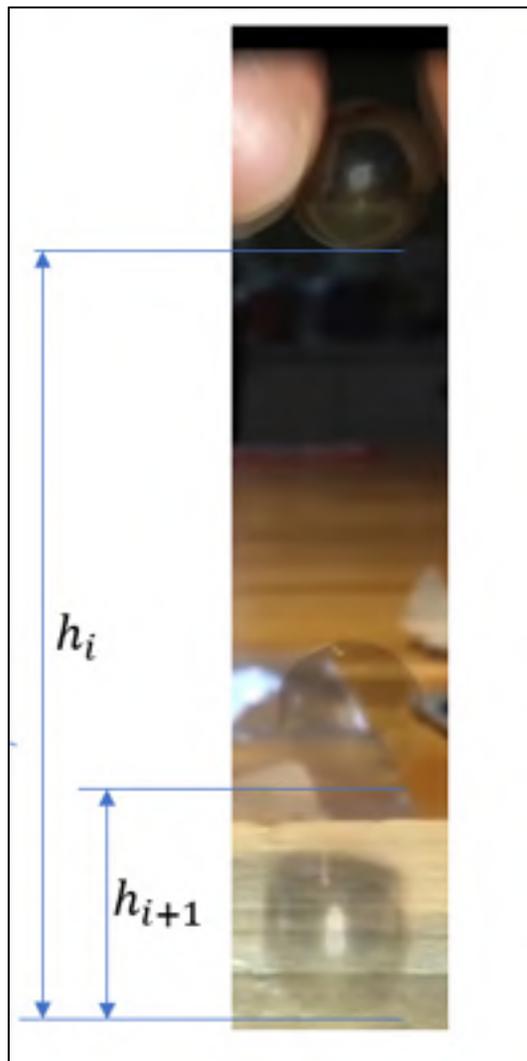


Figure 3.6 Mesure expérimentale du facteur de perte par hystérésis η_b

3.3.4.2 Plasticité

Les forces de contact entre le rouleau et le bois peuvent être très grandes et parfois excéder le critère de plasticité ($\sigma_{Y,L}$). Ainsi, pour éviter toute surévaluation de la force $F_{n,r}$ qui pourrait survenir en considérant un matériau purement élastique, la pression de contact générée par $F_{n,r}$ est toujours comparée au critère de plasticité ($\sigma_{Y,L}$). Pour les cas où la pression calculée excède le critère $\sigma_{Y,L}$, la force $F_{n,r}$ est remplacée par le produit $A_c \sigma_{Y,L}$ où A_c est l'aire de contact. L'équation ci-dessous formule la procédure

$$F_{n,r} = \begin{cases} F_{n,r} & \text{si } F_{n,r} < A_c \sigma_{Y,L} \\ A_c \sigma_{Y,L} & \text{si } F_{n,r} > A_c \sigma_{Y,L} \end{cases} \quad (3.29)$$

Où l'aire de contact A_c est calculée par l'équation suivante lorsque NbC représente le nombre de cellules supportant une pression non nulle :

$$A_c = NbC \times 2a_h 2b_h \quad (3.30)$$

Il faut mentionner ici que sous un chargement en contact, la plastification de la matière s'amorce sous la surface, lorsque la pression en surface atteint environ 1,6 fois la limite élastique. Suite à cette initiation, la zone déformée plastiquement ne rejoindra la surface que si la pression de contact en surface atteint une valeur deux à trois fois celle de la pression d'initiation. En conséquence, l'approche ci-haut qui suppose une déformation plastique dès l'atteinte de $\sigma_{Y,L}$ en surface est conservatrice et sécuritaire.

3.4 Algorithme d'optimisation

L'algorithme *Particle Swarm Optimization* (PSO) utilisé pour réaliser l'optimisation de l'assemblage des rouleaux d'entrée fait partie du groupe des métaheuristiques bioinspirées. L'approche exploite la transmission des connaissances entre les particules d'un essaim de solutions potentielles réparties dans l'espace multidimensionnel de solution à explorer. Ce

sont d'abord l'efficacité reconnue et ensuite la simplicité de l'algorithme qui ont dicté le choix de cette approche parmi les diverses méthodes comparables existantes.

L'algorithme a été introduit par Kennedy et Eberhart (1995). Pour la recherche d'une solution optimale, l'approche construit d'abord un essaim composé de particules ou solutions potentielles situées à différentes positions. La position d'une particule est ainsi définie par les valeurs de l'ensemble des variables à optimiser qui lui sont associées. Chacune des particules peut potentiellement être située à proximité d'un emplacement optimal. Par la suite, à chaque pas de temps ($t + 1$) au cours de la recherche, les particules évoluent et progressent vers un optimum de l'espace multidimensionnel en fonction de la meilleure position qu'elles ont connue individuellement (P_m) et de la meilleure position globale (G_m) identifiée jusqu'à ce point pour l'essaim complet. P_m représente donc la mémoire d'une particule alors que G_m décrit une connaissance sociale.

L'équation (3.31) définit la nouvelle position d'une particule (x_p^{t+1}) à partir de sa position précédente (x_p^t) et d'une nouvelle vitesse de déplacement (v_p^{t+1}). L'équation (3.32) définit la nouvelle vitesse de déplacement de la particule.

$$x_p^{t+1} = x_p^t + v_p^{t+1} \quad (3.31)$$

$$v_p^{t+1} = Wv_p^t + c_p^1 \varepsilon_{p,1}^t (G_m^t - x_p^t) + c_p^2 \varepsilon_{p,2}^t (P_m^t - x_p^t) \quad (3.32)$$

Où W correspond à une constante inertielle ($0 \leq W \leq 1$), c_p^1 et c_p^2 sont des constantes d'accélération (≈ 2), $\varepsilon_{p,1}^t$ et $\varepsilon_{p,2}^t$ sont des valeurs choisies aléatoirement entre 0 et 1.

L'optimisation ou la recherche menée par PSO est gouvernée par une fonction objective. Cette dernière groupe et pondère l'importance de chacun des objectifs visés. C'est donc cette fonction qui détermine la qualité d'une particule et dicte l'évolution de l'essaim. Dans le cas présent, et comme le décrivait la section 3.2, deux paramètres doivent être optimisés. Le

premier est la force $F_{n,r}$ appliquée par le rouleau lorsque son mouvement est stabilisé. C'est-à-dire qu'il demeure en contact avec la pièce de bois. Le second paramètre est l'amplitude de la résultante des forces dynamiques transmise au point A_b du support de l'assemblage

L'équation (3.33) formule la fonction objective O_b . Dans le but d'obtenir une formulation adimensionnelle, l'expression compare la force F_{A_b} calculée à une amplitude idéale choisie W_p et la force normale $F_{n,r}$ à la force de frottement de propulsion du bois F_f . Bien sûr, dans le cas actuel la fonction objective O_b doit être minimisée pour diminuer les forces.

$$O_b = \left(\frac{F_{A_b}}{W_p} \right) + \left| \frac{F_{n,r}}{F_f} - 1 \right| \quad (3.33)$$

Où W_p présente la force F_{A_b} idéale visé. L'équation 3.33 permet de rendre les deux paramètres unitaires.

3.5 Résultats obtenus

Cette section présente les résultats obtenus à partir du modèle complet combinant l'algorithme d'optimisation PSO et le modèle dynamique décrits ci-haut au calcul de la force de rabotage réalisé avec le modèle présenté au Chapitre 2. Comme indiqué plus tôt, en raison de la confidentialité du projet, les résultats obtenus sont essentiellement présentés sous forme de rapports entre les valeurs provenant d'un système de référence et celles obtenues avec le système optimal.

Comme mentionné précédemment, le système de référence ou original correspond à un design préliminaire réalisé par les ingénieurs concepteurs de l'entreprise partenaire à partir d'outils de conception habituels (calculs des forces, des réactions, des déplacements, des contraintes, etc. et logiciels de CAO) et d'une démarche de conception respectant les standards communs.

Puisqu'aucune mesure expérimentale n'a été réalisée pour le design de référence, la réponse et les paramètres dynamiques de ce système ont été établis en l'introduisant dans le modèle dynamique présenté dans ce chapitre. La vitesse de référence du bois a été fixée à 914,4 m/min (3000 pieds/min) pour toutes les simulations. Cette vitesse correspond à la vitesse de la nouvelle génération de raboteuses fabriquées par l'entreprise partenaire.

Par la suite ce design de référence a été soumis au processus d'optimisation *PSO-modèle dynamique*. Le processus a respecté les paramètres d'optimisation indiqués dans le tableau ci-dessous. De plus, un critère de convergence C_{conv} défini par l'équation (3.34) a été introduit afin de mieux contrôler la durée des calculs et éviter des simulations inutiles. La progression de l'essaim a donc été arrêtée soit lorsque le nombre maximal d'itérations avait été atteint ou parce que la population avait convergé à un optimum et que l'évolution de Ob s'était stabilisée.

Par ailleurs, compte tenu de l'amplitude de la tâche de calcul qui nécessite environ deux semaines de simulations pour conduire un essaim de particules à travers le processus d'optimisation, celui n'a été réalisé qu'une seule fois. Les répétitions habituelles nécessaires pour améliorer l'identification de l'optimum global de l'espace multidimensionnel n'ont donc pas été réalisées. En conséquence, les résultats obtenus et présentés ci-dessous peuvent correspondre à un optimum local autant qu'à l'optimum global. Néanmoins, puisqu'ils représentent une amélioration drastique de la réponse du système, ils demeurent d'un grand intérêt pour cette étude autant que pour l'entreprise.

Tableau 3.1 Paramètre de simulation

| Paramètres | Valeurs |
|-----------------------------|---------|
| Nombre de particules | 27 |
| Nombre maximal d'itérations | 45 |
| C_{conv} | 1 |

$$C_{conv} = 100 \left| \frac{O_{b_i} - O_{b_{i-1}}}{O_{b_i}} \right| \quad (3.34)$$

La Figure 3.7 compare le mouvement vertical y du rouleau du système de référence à celui du système optimal selon la distance parcourue sur le bois. Les courbes montrent que la hauteur du premier rebond du rouleau a été améliorée de 75% par rapport au système original. Le rouleau se stabilise aussi 20.5% plus rapidement sur le bois. Cette amélioration majeure assure une progression plus constante du bois dans la machine. En effet, un temps de stabilisation plus rapide permet d'avoir un contact plus long entre le bois et le rouleau. À la vitesse d'opération de 914,4 m/min, la durée du passage d'une planche de 4.88 mètres (16 pieds) n'est que de 0,3 seconde. L'importance d'avoir un temps de stabilisation le plus rapide possible devient alors évidente.

Par ailleurs, la résultante des forces de réaction dynamiques supportées par la structure de la machine, au point A_b (voir Figure 3.2) a aussi été grandement diminuée grâce au processus d'optimisation. En effet, cette résultante a été réduite de 235 % par rapport à la résultante du système de référence. Cette réduction devrait conduire à une augmentation significative de la durée de vie des coussinets au joint du pivot.

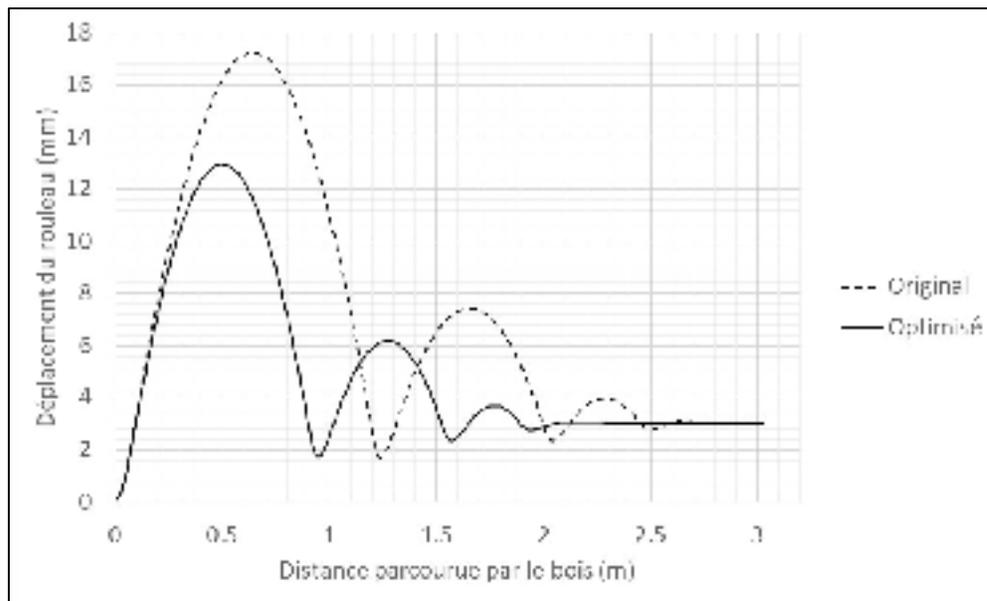


Figure 3.7 Déplacement du rouleau selon y

CONCLUSION

L'objectif principal de ce projet de recherche était d'optimiser le comportement dynamique des rouleaux de la section d'entrée. Pour parvenir à cet objectif principal, trois sous-objectifs étaient nécessaires. C'est-à-dire (i) un modèle dynamique complet de la section d'entrée d'une raboteuse, (ii) modèle simulant les forces produites lors du rabotage du bois (ces forces sont appliquées dans l'objectif (i)) et (iii) optimiser le système avec l'aide d'un algorithme d'optimisation.

Le modèle de rabotage, présenté sous forme d'article, donne d'excellents résultats comparativement aux valeurs prélevées dans la littérature. En effet, basé sur la méthode des éléments finis, le modèle prédit les forces de rabotage de l'ordre de 91% et 92% pour une vitesse lente et rapide de rabotage linéaire. De plus, la réduction du coefficient de friction ne diminue pas seulement la force de rabotage, mais augmente également la qualité de surface du bois obtenu.

Les résultats obtenus par le modèle de l'optimisation du système d'entrée du bois sont aussi encourageants. En effet, une diminution de la force vue par le bâti de 235 % et un temps de stabilisation 20.5% plus rapide du rouleau. Ceci améliorera aussi la qualité de surface du bois et surtout la longévité de la machine. De plus, le programme créé peut être utilisé pour optimiser d'autres configurations de machine à d'autres vitesses du bois.

L'entreprise a maintenant un outil permettant d'optimiser leurs gammes complètes de raboteuses. De plus, l'entreprise dispose des forces de rabotage. Ceci leur permet de mieux concevoir sans surdimensionner les pièces de la machine. De plus, une raboteuse haute vitesse basée sur les résultats obtenus est en cours de fabrication.

RECOMMANDATIONS

Plusieurs recommandations sont envisageables à la suite de cette recherche :

- Le modèle des forces de rabotage n'inclut pas la rotation du couteau, mais seulement un déplacement linéaire. L'ajout de la rotation permettrait de se rapprocher davantage de la solution étudiée. De plus, dans le domaine du bois, la qualité de surface est souvent associée au nombre de coups de couteau par pouce. Cette solution est fonction du diamètre de la tête d'usinage, du nombre de couteaux, de la vitesse de rotation de la tête et de la vitesse linéaire du bois. L'équation tient en compte seulement les paramètres de la machine et non de la forme du copeau obtenue. En d'autres mots, l'équation permet d'avoir une infinité de combinaison de paramètres permettant d'avoir le même coup de couteau par pouce. Avec le modèle développé, un idéal des paramètres pourrait être obtenu pour optimiser la qualité de surface et la force de rabotage.
- L'amortissement structural du bois devrait être examiné davantage pour le modèle des rouleaux d'entrée. L'utilisation d'une machine de traction permettrait de trouver l'hystérésis du bois en fonction de la profondeur et de la vitesse. Cette table pourrait directement être incorporée au modèle.
- Une validation expérimentale du modèle des rouleaux d'entrées devrait aussi être effectuée pour le valider.

BIBLIOGRAPHIE

- Aliabadi, M. H. (2002). *The boundary element method: applications in solids and structures* (Vol. 2). Chichester: John Wiley & Sons.
- Asadpoure, A., & Mohammadi, S. (2007). Developing new enrichment functions for crack simulation in orthotropic media by the extended finite element method. *International journal for numerical methods in engineering*, 69, 2150-2172. doi: <https://doi.org/10.1002/nme.1839>
- Asadpoure, A., Mohammadi, S., & Vafai, A. (2006). Modeling crack in orthotropic media using a coupled finite element and partition of unity methods. *Finite Elements in analysis and Design*, 42(13), 1165-1175. doi: <https://doi.org/10.1016/j.finel.2006.05.001>
- Atkins, A. (2009). *The science and engineering of cutting : the mechanics and processes of separating, scratching and puncturing biomaterials, metals and non-metals*. London: Butterworth-Heinemann. doi: <https://doi.org/10.1016/C2009-0-17178-7>
- Axelsson, A. (2014). How Planer Settings Affect Timber Properties. *BioResources*, 9(4), 6432-6439.
- Bathe, K.-J. (2006). *Finite element procedures* (2 éd.). Watertown: K.J. Bathe.
- cecobois. (2020). Pourquoi construire en bois. Repéré à www.cecobois.com/pourquoi-construire-en-bois/
- De Borst, R., & Feenstra, P. H. (1990). Studies in anisotropic plasticity with reference to the Hill criterion. *International journal for numerical methods in engineering*, 29, 315-336. doi: <https://doi.org/10.1002/nme.1620290208>
- de Souza Neto, E. A., Peric, D., & Owen, D. R. (2008). *Computational methods for plasticity: theory and applications*. Chichester: John Wiley & Sons. doi: <https://doi.org/10.1002/9780470694626>
- Engwirda, D. (2014). *Locally optimal Delaunay-refinement and optimisation-based mesh generation* (Thèse de doctorat, The University of Sydney). Repéré à <http://hdl.handle.net/2123/13148>
- Forest Products Laboratory. (2010). *Wood handbook: wood as an engineering material*. Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory. .

- Franz, N. C. (1958). An analysis of the wood-cutting process. Ann Arbor: The University of Michigan press.
- Guan, N., Thunell, B., & Lyth, K. (1983). On the friction between steel and some common Swedish wood species. *Holz als roh-und Werkstoff*, 41, 55-60. doi: <https://doi.org/10.1007/BF02612232>
- Guilbault, R. (2011). A Fast Correction for Elastic Quarter-Space Applied to 3D Modeling of Edge Contact Problems. *Journal of Tribology*, 133(3), 031402. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4003766>
- Gupta, R., & Sinha, A. (2012). Effect of grain angle on shear strength of Douglas-fir wood. *Holzforschung*, 66(5), 655-658. doi: <https://doi.org/10.1515/hf-2011-0031>
- Hartnett, M. J. (1980). A General Numerical Solution for Elastic Body Contact Problems. *Solid contact and lubrication AMD ASME*, 39, 51-66.
- Hill, R. (1948). A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals. *Proc. R. Soc. Lond. A*, 193(1033), 281-297. doi: <https://doi.org/10.1098/rspa.1948.0045>
- Iskra, P., & Hernández, R. E. (2012). Analysis of cutting forces in straight-knife peripheral cutting of wood. *Wood and Fiber Science*, 44(2), 134-144.
- Jackson, M., Hynek, P., & Parkin, R. (2007). On planing machine engineering characteristics and machined timber surface quality. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 221(1), 17-32. doi: <https://doi.org/10.1243/0954408JPME100>
- Jernkvist, L. O. (2001). Fracture of wood under mixed mode loading: II. Experimental investigation of Picea abies. *Engineering fracture mechanics*, 68(5), 565-576. doi: [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(00\)00128-4](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(00)00128-4)
- Jones, R. M. (1999). *Mechanics of composite materials*. Boca Raton: CRC press. doi: <https://doi.org/10.1201/9781498711067>
- Kennedy, J., & Eberhart, R. (1995). Particle swarm optimization. Dans *Proceedings of ICNN'95-International Conference on Neural Networks* (Vol. 4, pp. 1942-1948). IEEE.
- Kim, N.-H. (2014). *Introduction to nonlinear finite element analysis*. New York: Springer Science & Business Media. doi: <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-1746-1>
- Kivimaa, E. (1950). *Cutting force in woodworking*. Helsinki: State Institute for Technical Research.

- Koch, P. (1955). An analysis of the lumber planning process: Part I. *Forest Products Journal*, 255-264.
- Kojic, M., & Bathe, K.-J. (2005). *Inelastic analysis of solids and structures*. New York: Springer. doi: <https://doi.org/10.1007/b137717>
- Kollmann, F. F. P., & Côté, W. A. J. (1968). *Principles of Wood Science and Technology* (1 éd.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-87928-9>
- Krenke, T., Frybort, S., & Müller, U. (2018). Cutting force analysis of a linear cutting process of spruce. *Wood Material Science & Engineering*, 13(5), 279-285. doi: <https://doi.org/10.1080/17480272.2017.1324916>
- Kuna, M. (2013). *Finite elements in fracture mechanics*. Dordrecht: Springer. doi: <https://doi.org/10.1007/978-94-007-6680-8>
- L'état des forêts au Canada : Rapport annuel 2019. (2020). *Ressources naturelles Canada, Service canadien des forêts*, 80 p. Repéré à <https://www.rncan.gc.ca/our-natural-resources/forests-forestry/table-matieres-letat-forets-canada-rapport-annuel/18935>
- Lee, S. J. (2010). Development and analysis of an air spring model. *International Journal of Automotive Technology*, 11(4), 471-479. doi: <https://doi.org/10.1007/s12239-010-0058-5>
- Mackenzie-Helwein, P., Eberhardsteiner, J., & Mang, H. A. (2003). A multi-surface plasticity model for clear wood and its application to the finite element analysis of structural details. *Computational Mechanics*, 31, 204-218. doi: <https://doi.org/10.1007/s00466-003-0423-6>
- McKenzie, W. M. (1961). *Fundamental analysis of the wood-cutting process* (Thèse de doctorat, University of Michigan).
- Merchant, M. E. (1945). Mechanics of the metal cutting process. I. Orthogonal cutting and a type 2 chip. *Journal of applied physics*, 16, 267-275. doi: <https://doi.org/10.1063/1.1707586>
- Murase, Y. (1984). Friction of wood sliding on various materials. *Journal of the Faculty of Agriculture-Kyushu University*, 28(4), 147-160.
- Nairn, J. A. (2016). Numerical modelling of orthogonal cutting: application to woodworking with a bench plane. *Interface focus*, 6, 20150110. doi: <https://doi.org/10.1098/rsfs.2015.0110>

- Navi, P., Rastogi, P. K., Gresse, V., & Tolou, A. (1995). Micromechanics of wood subjected to axial tension. *Wood Science and Technology*, 29, 411-429. doi: <https://doi.org/10.1007/BF00194199>
- Ozyhar, T., Hering, S., & Niemz, P. (2012). Moisture-dependent elastic and strength anisotropy of European beech wood in tension. *Journal of Materials Science*, 47, 6141-6150. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/s10853-012-6534-8>
- Ozyhar, T., Hering, S., Sanabria, S. J., & Niemz, P. (2013). Determining moisture-dependent elastic characteristics of beech wood by means of ultrasonic waves. *Wood Science and Technology*, 47, 329-341. doi: <https://doi.org/10.1007/s00226-012-0499-2>
- Palmqvist, J. (2003). Parallel and normal cutting forces in peripheral milling of wood. *Holz als roh-und Werkstoff*, 61, 409-415. doi: <https://doi.org/10.1007/s00107-003-0427-0>
- Pavlou, E. A. (1999). *Dynamic analysis of systems with hysteretic damping* (Mémoire de maîtrise, Rice University, Houston, Texas).
- Reid, T. J. (1956). Free vibration and hysteretic damping. *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, 60(544), 283-283. doi: <https://doi.org/10.1017/S0368393100135242>
- Saouma, V. E., Ayari, M. L., & Leavell, D. A. (1987). Mixed mode crack propagation in homogeneous anisotropic solids. *Engineering fracture mechanics*, 27(2), 171-184. doi: [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(87\)90166-4](https://doi.org/10.1016/0013-7944(87)90166-4)
- Schniewind, A. P., & Centeno, J. C. (1973). Fracture toughness and duration of load factor I. Six principal systems of crack propagation and the duration factor for cracks propagating parallel to grain. *Wood and Fiber*, 5(2), 152-159.
- Schröder, J., Gruttmann, F., & Löblein, J. (2002). A simple orthotropic finite elasto–plasticity model based on generalized stress–strain measures. *Computational Mechanics*, 30, 48-64. doi: <https://doi.org/10.1007/s00466-002-0366-3>
- Sih, G. C., Paris, P. C., & Irwin, G. R. (1965). On cracks in rectilinearly anisotropic bodies. *International Journal of Fracture Mechanics*, 1, 189-203. doi: <https://doi.org/10.1007/BF00186854>
- Uhmeier, A., & Persson, K. (1997). Numerical Analysis of Wood Chipping. *Holzforschung*, 51(1), 83-90. doi: <https://doi.org/10.1515/hfsg.1997.51.1.83>
- Veilleux, L., Gagnon, S., & Dagenais, C. (2015). *Bâtiments de construction massive en bois d'au plus 12 étages : directives et guide explicatif*. Repéré à <https://www.rbq.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/Publications/francais/guide-construction-massive-bois-plus-12-etages.pdf>

Wang, X. (2000). *An experimental and numerical investigation of the machining of anisotropic materials including wood and a wood composite (particleboard)* (Thèse de doctorat, North Carolina State University, North Carolina, États-Unis).

Williams, J. G. (2011). The fracture mechanics of surface layer removal. *International Journal of Fracture*, 170, 37-48. doi: <https://doi.org/10.1007/s10704-011-9601-2>