Nancy-Université
Université Henri Poincaré

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

➢ Contact SCD Nancy 1 : theses.sciences@scd.uhp-nancy.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

UNIVERSITÉ HENRI POINCARÉ – NANCY 1

École Nationale Supérieure des Technologies et Industries du Bois

Laboratoire d'Études et de Recherche sur le Matériau Bois

École doctorale : Ressources Produits Procédés Environnement.

Discipline : Sciences du bois et des fibres

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR de l'UNIVERSITÉ HENRI POINCARÉ – NANCY 1

Présentée par

Imane Tavakoli Gheynani

Modélisation tridimensionnelle d'assemblages de structures bois en tôle pliée mince par la méthode des éléments finis

Composition du Jury :

Rapporteurs

Hans Joachim BLASS : Docteur Ingénieur et Professeur Université de Technologie de KARLSRUHE –

Frédéric ROUGER : Directeur des Recherches / Institut Technologique FCBA BORDEAUX

Examinateurs

Hamid BOUCHAÏR : Professeur – Polytech. CLERMONT-FERRAND

Pascal TRIBOULOT : Professeur ENSTIB – UHP NANCY, Directeur de thèse

Jean-François BOCQUET : Maître de Conférences ENSTIB – UHP NANCY

Responsable de l'entreprise

Michel CAVILLON : Ingénieur Vice Président & General Manager Industrie Division ITW

AVANT PROPOS

Je tiens à remercier en premier lieu la société ITW Industry et Cullen Building Products de m'avoir donné l'opportunité de réaliser ces travaux en les finançant et de leurs soutiens. Sans la confiance de Christophe DEFAUT et Guillaume COSTE rien n'aurait pu démarrer, sans l'appui de Michel CAVILLON rien n'aurait pu continuer …

Il m'est difficile d'exprimer toute ma gratitude au docteur Jean-François BOCQUET tant son assistance m'a été précieuse. Jean–François, à qui CULLEN a confié cette tâche d'encadrement, est devenu au fil de ces quatre années plus qu'un responsable mais également un ami. Il est assez regrettable, que pour des raisons administratives, il n'est pas obtenu la reconnaissance de son travail auprès de l'université. Ces valeurs, ces qualités humaines et son professionnalisme m'ont apporté beaucoup plus que les connaissances scientifiques et techniques inhérentes à cette étude. Ce travail n'aurait pu aboutir sans son aide et sa patience, *« merci chef ».*

Je tiens également à remercier le Pr. Pascal TRIBOULOT d'avoir accepté l'encadrement administratif de ce travail mais aussi pour sa sympathique bienveillance.

Je remercie particulièrement le Pr. Hans Joachim BLASS et le Pr Frédéric ROUGER d'avoir accepté de participer au jury et de m'avoir fait l'honneur de rapporter sur ces travaux. Je remercie également le Pr Hamid BOUCHAIR de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.

Ce travail ô combien intéressant n'aurait pas pu s'accomplir sans le soutien et l'aide de certaines personnes. Je pense particulièrement à :

Charles BARTHRAM, pour sa disponibilité, son soutien et son aide précieuse en particulier pendant la rédaction finale,

Stéphane AUBERT pour son aide à la mise en place des essais expérimentaux,

Cyril BEAULIEU pour son travail méticuleux sur la caractérisation du bois en cisaillement et compression que j'ai pu approfondir dans mes travaux,

Marianne BOCQUET pour son aide dans la relecture de ma thèse et sa patience tout au long de ce travail,

Ludovic RESCH, Pascal TOUSSAINT, Marion NOEL et Stéphane GIRARDON, pour leur bonne humeur et leur aide quotidienne, tout ceci m'a permis de travailler dans un cadre particulièrement agréable.

De manière générale, je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à réaliser ces travaux de recherche au cours de ces quartes années. En effet, la majorité du personnel technique et administratif, ainsi que la plupart des enseignants chercheurs et des doctorants de l'ENSTIB.

Enfin, je souhaite remercier plus chaleureusement mes parents et mon frère pour leurs efforts qui m'auront permis de poursuivre mes études en France jusqu'à aujourd'hui. Dans les moments difficiles de ma vie, j'ai pu compter sur ma marraine Marie-Claude LUTRAND, qu'elle trouve dans ces quelques mots l'expression de ma plus chaleureuse gratitude.

Imane Tavakoli Gheynani

SOMMAIRE

PRINCIPALES NOTATIONS ..... **I**

INTRODUCTION **1**

- PARTIE 1 - DEFINITION DES FAMILLES D'ANCRAGES, ANALYSE DU COMPORTEMENT **5**

1. CLASSEMENT DES ANCRAGES SELON LEUR GEOMETRIE 5
2. PARAMETRES GEOMETRIQUES ET MATERIELS DES ANCRAGES 12
   - *2.1. Éléments assemblés : poutres composites et pleines* *14*
   - *2.2. Éléments de fixation : les pointes* *15*
3. MECANIQUE DES ASSEMBLAGES PAR ANCRAGE 17
   - *3.1. ETAG 015 (Connecteurs tridimensionnels cloués en tôle) :* *17*
   - *3.2. Cull-ETA-05 et description des modes de rupture* *19*
   - *3.3. Évaluation de la raideur* *21*
   - *3.4. Phénomènes mécaniques développés dans les ancrages* *22*
   - *3.5. Généralités et observations primaires* *28*
   - *3.6. Observations détaillées et tentatives d'explications* *29*
4. CONCLUSION 42

- PARTIE 2 - LE MATERIAU DE L'ANCRAGE **43**

1. CARACTERISTIQUE DES TOLES METALIQUES EN TRACTION 44
2. COMPORTEMENT EXPERIMENTAL DES TOLES EN DEPLIAGE 49
3. MODELISATION DES ESSAIS DE PLIAGE ET DE DEPLIAGE 53

- PARTIE 3 - LES ORGANES DE LIAISON **59**

1. INTRODUCTION 59
2. MODELISATION DES ORGANES DE FIXATION (ETAT DE L'ART) 60
3. MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS DES POINTES DE FIXATION DES ANCRAGES 67
   - *3.1. Proposition d'un modèle par un système de ressorts en 3D* *67*
   - *3.2. Modélisation pratique des pointes dans Abaqus* *69*
   - *3.3. Prise en compte de la tête des pointes* *72*
4. CARACTERISATION DES PROPRIETES DES POINTES 74
   - *4.1. Caractérisation du comportement à l'arrachement* *74*
   - *4.2. La résistance à l'enfoncement* *78*
   - *4.3. Comportement en flexion des pointes* *84*
   - *4.4. Essai en simple cisaillement de pointes avec une tôle métallique mince* *91*
5. MODELISATION DE L'ESSAI DE CISAILLEMENT 99
   - *5.1. Modélisation MEF* *99*
   - *5.2. Comportement du modèle et adaptation* *102*
6. CONCLUSIONS 108

- PARTIE 4 - MODELISATION DU MATERIAU BOIS **109**

1. LE BOIS, UN MATERIAU AU COMPORTEMENT COMPLEXE 109
2. CRITERES DE RUPTURE ET MODELISATION DU COMPORTEMENT NON LINEAIRE 111
   - *2.1. Critères de rupture, écoulement et localisation des contraintes* *111*
   - *2.2. Modélisation du bois comme une structure* *115*
   - *2.3. Intégration du modèle structural du bois dans Abaqus* *118*
3. CARACTERISATION DU BOIS EN COMPRESSION 120
4. LOI DE COMPORTEMENT EN COMPRESSION TRANSVERSALE 121
5. LOI DE COMPORTEMENT EN COMPRESSION LONGITUDINALE 122
   - *5.1. Montage de compression et essais* *123*

5.2. Modèle de loi et identification ... 125
6. IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT DES POUTRES ... 127
6.1. Superposition des lois de compression longitudinale et transversale ... 127
6.2. Réponse du modèle sous contraintes normales ... 131
7. ETUDE DE L'INTERACTION COMPRESSION TRANSVERSALE ET CISAILLEMENT ... 134
7.1. Montage de compression cisaillement ... 135
7.2. Modélisation du montage de compression cisaillement ... 137
7.3. Comportement en cisaillement sans densification ... 140
7.4. Comportement en cisaillement avec densification ... 142
8. CONCLUSION ... 146

- PARTIE 5 - VALIDATION DU MODELE STRUCTURAL DU BOIS ... 149

1. INTRODUCTION ... 149
2. ETUDE DU COMPORTEMENT DE BARREAUX EN BOIS EN CISAILLEMENT ... 150
2.1. Objectif de l'étude ... 150
2.2. Le protocole expérimental ... 151
2.3. Résultats et interprétations ... 154
2.4. Modèle éléments finis du cisaillement des barreaux ... 157
2.5. Confrontation expérimentation modélisation ... 160
3. COMPRESSION TRANSVERSALE LOCALISEE ... 164
3.1. Modélisation des essais de compression transversale ... 165
3.2. Comparaison du modèle avec les données expérimentales ... 166
4. ASSEMBLAGE PAR EMBREVEMENT ... 171
4.1. Description du test expérimental d'un embrèvement avant ... 172
4.2. Approche de modélisation, conditions aux limites et contact entre les éléments ... 174
4.3. Comparaison du modèle de l'embrèvement et des mesures expérimentales ... 176
5. ETUDE DE LA PORTANCE LOCALE SOUS UN ORGANE CIRCULAIRE ... 179
5.1. Protocole expérimental des essais d'enfoncement ... 179
5.2. Dispositif pour la mesure des déplacements ... 181
5.3. Observations expérimentales du comportement et analyse ... 182
5.4. Description de l'approche de modélisation MEF des essais d'enfoncement ... 186
5.5. Gestion du contact sur le modèle MEF, définition des frottements ... 189
5.6. Influence du frottement bois/métal autour de l'organe ... 191
5.7. Sensibilité de la réponse du modèle en fonction de la taille du maillage ... 195
5.8. Analyse des résultats expérimentaux avec l'hypothèse d'un frottement non uniforme ... 197
5.9. Influence du diamètre de la tige sur la résistance à l'enfoncement ... 200
6. CONCLUSIONS ... 202

- PARTIE 6 - MODELISATION DES ASSEMBLAGES PAR ANCRAGES ... 205

1. ESSAIS EXPERIMENTAUX SUR LES ANCRAGES FFI, TFI ET UW ... 206
1.1. Dispositif expérimental ... 206
1.2. Systèmes de mesure ... 209
1.3. Analyse des résultats d'essais d'ancrage ... 213
1.4. Analyse et discussion ... 221
2. CONSTITUTION DES MODELES ELEMENTS FINIS DES ESSAIS D'ANCRAGES ... 222
2.1. Hypothèses générales de modélisation : ... 222
2.2. Assemblage des maillages élémentaires ... 224
2.3. Conditions aux limites attribuées aux éléments bois et aux pointes ... 228
2.4. Surfaces de contacts et coefficients de frottement attribués entre les pièces, ... 232
3. CRITERES D'ARRETS MEF ET ANALYTIQUE ... 236
3.1. Critère de rupture par traction transversale ... 237
3.2. Critère de traction transversale de la DIN -1052 ... 239
3.3. Critère de traction transversale de l'Eurocode 5 : ... 241
4. CONFRONTATION DES MODELISATIONS AUX RESULTATS EXPERIMENTAUX ... 244
4.1. Ancrage du groupe 1 de type FFI ... 244
4.2. Ancrages du groupe 2 de type TFI ... 248
4.3. Ancrages du groupe 3 de type UW ... 253

5. ETUDE DETAILLEE DU COMPORTEMENT DES ASSEMBLAGES 256
5.1. Comportement des assemblages de type FFI 258
5.2. Comportement des assemblages de type TFI 261
5.3. Comportement des assemblages de type UW 264

CONCLUSION 269

BIBLIOGRAPHIE 273

ANNEXE 1 : CISAILLEMENT DE POINTES 281

ANNEXE 2 : CISAILLEMENT BARREAUX 283

ANNEXE 3 : ENFONCEMENT BROCHES 289

RESUMÉ 293

ABSTRACT 294

PRINCIPALES NOTATIONS

Lettres romaines minuscules

a_r : *Distance entre les deux organes de liaison les plus extrêmes,*

b : *Largeur de l'ancrage,*

b : *Largeur de l'élément (traction transversale),*

b_s : *Largeur de solive,*

d : *Diamètre de l'élément de fixation,*

d_d : *Diamètre de calcul de l'élément de fixation,*

d_{nom} : *Diamètre nominal de la pointe,*

e_{hard35} : *0,84 pour les pointes de type Hardened avec une longueur de 35 mm, pour les autres types 1,*

e_t : *1 pour 2 mm et 0,93 pour 0,9 mm épaisseur de la plaque métallique,*

$f_{ax,pa}$: *Contrainte seuil de la loi introduite dans la poutre (arrachement),*

$f_{ax,k}$: *Résistance caractéristique de l'arrachement axial des pointes,*

$f_{c,0,k}$: *Résistance caractéristique en compression parallèle au sens de fil,*

$f_{c,90,k}$: *Résistance caractéristique en compression perpendiculaire au sens de fil,*

$f_{c,\alpha}$: *Résistance du bois comprimé obliquement par rapport au fil,*

$f_{c,\alpha,d}$: *Résistance de calcul du bois comprimé obliquement par rapport au fil,*

$f_{h,0,k}$: *Résistance caractéristique à l'enfoncement des broches parallèlement au fil,*

$f_{h,0,mean}$: *Résistance moyenne à l'enfoncement des broches parallèlement au fil,*

$f_{h,12}$: *Résistance à l'enfoncement d'une broche de diamètre 12mm,*

$f_{h,5mm}$: *Contrainte d'enfoncement à 5 mm,*

$f_{h,k}$: : *Résistance caractéristique à l'enfoncement des pointes,*

$f_{h,m}$: : *Résistance moyenne à l'enfoncement des pointes,*

$f_{h\ seuil}$: *Contrainte d'enfoncement au seuil plastique,*

$f_{h,\alpha,k}$: *Résistance caractéristiques à l'enfoncement des organes circulaires tels que des broches ou les boulons suivant différents angles par rapport au fil,*

$f_{m,k}$: *Résistance caractéristique en flexion,*

f_t : *Résistance à la traction réelle,*

$f_{t,k}$: *Valeur caractéristique de la résistance en traction,*

$f_{t,0,k}$: *Résistance caractéristique en traction parallèle au sens de fil,*

$f_{t,90,k}$: *Résistance caractéristique en traction perpendiculaire au sens de fil,*

$f_{t,90,m}$: *Résistance moyenne en traction perpendiculaire au fil du bois,*

$f_{tens,k}$: *Résistance caractéristique en traction des pointes,*

$f_{v,k}$: *Résistance caractéristique en cisaillement,*

f_y : *Limite élastique du matériau,*

h : *Hauteur de l'ancrage,*

h : *Hauteur de l'élément (traction transversale),*

h_e : *Distance de l'organe de liaison le plus éloigné du bord de l'élément chargé,*

h_i : *Distance de la ligne i d'organes de liaison au bord non chargé de l'élément (traction transversale),*

h_s : *Hauteur de solive,*

k_{90} : *Rapport entre la résistance à l'enfoncement dans le sens du fil et la résistance perpendiculaire,*

k_e : *Module de glissement élastique,*

k_i : *Module de glissement initial,*

k_r : *Coefficient à prendre en compte en cas d'organes disposés en files*

k_s : *Coefficient à prendre en compte dans le cas ou plusieurs organes de liaison sont juxtaposés (traction transversale),*

k_{ser} , k_s : *Module de glissement,*

l_{ef} : *Longueur effective,*

l_g : *Distance intérieure entre les groupes d'organes de liaison,*

l_p : *Longueur de pénétration de l'élément de fixation incluant la pointe,*

$l_{ring,nom}$: *Longueur nominale filetée de la pointe en excluant la partie en pointe,*

l_s : *Longueur de solive,*

n : *Nombre de lignes de d'organes de liaison (traction transversale),*

r : *Caractérise la phase de plastification (Jaspart),*

t : *Profondeur de pénétration des organes de liaison (traction transversale),*

t_{ef} : *Épaisseur réelle,*

t_{ef} : *Profondeur effective de l'assemblage dans le bois (traction transversale),*

$t_{ef,k}$: *Épaisseur nominale,*

w : *Profondeur de l'ancrage.*

Lettres romaines majuscules

A_{ef} : *Surface effective,*

B : *Largeur de support,*

$Cu_{x\ ou\ y\ ou\ z}$: *Couplage dans la direction X ou Y ou Z,*

E : *Module d'élastique du matériau (ou module d'Young),*

$E_{0,mean}$: *Module élastique parallèle au sens de fil,*

$E_{c,0}$: *Module élastique longitudinal du bois,*

$E_{c,90}$: *Module élastique transversale du bois,*

$E_{c,p}$: *Module élastique des éléments poutres dans le modèle éléments finis structurale du bois,*

$E_{90,mean}$: *Module élastique perpendiculaire au sens de fil,*

$E_{A,ad}$: *Module phase adoucissante,*

$E_{A,ini}$: *Module d'arrachement initial,*

E_E : *Module d'un ressort d'enfoncement en loi continue à partir du modèle de Jaspart,*

$E_{E,dens}$: *Module de densification (loi de comportement MEF) d'un ressort d'enfoncement,*

$E_{E,ini}$: *Module d'élasticité initial loi de comportement d'un ressort d'enfoncement,*

EI : *Rigidité en flexion,*

E_L : *Module élastique en longitudinal,*

E_R : *Module élastique radial,*

E_T : *Module élastique tangentiel,*

$F_{90,m}$: *Valeur moyenne de la composante de la force perpendiculaire à la direction du fil,*

F_{arba}: *Effort dans l'arbalétrier,*

$F_{ax,Rk}$: *Résistance caractéristique de l'arrachement axial des pointes,*

$F_{enf\ max}$: : *Effort maximum à l'enfoncement avant 5 mm d'enfoncement,*

$F_{enf\ ressort\ max}$: *Résistance ultime d'une poutre d'enfoncement,*

F_{est} : *Effort estimé,*

F_{seuil} : *Effort au seuil plastique,*

F_v : *Effort tranchant,*

$F_{v,k}$: *Résistance caractéristique d'une pointe soumise à une charge latérale,*

$F_{v,mean}, F_{v,m}$: *Résistance moyenne d'une pointe soumise à une charge latérale,*

G_{lev} : *Poids propre du levier,*

G_{LR} : *Module de cisaillement dans le plan longitudinal-radial,*

G_{RT} : *Module de cisaillement dans le plan tangentiel –radial,*

G_{TL} : *Module de cisaillement dans le plan longitudinal- tangentiel,*

H : *Hauteur du support,*

$H^{'}$: *Module d'écrouissage du matériau,*

J : *Jeu entre la broche et le percement dans le bois,*

K_1 : *Raideur initiale d'un système (Jaspart),*

K_2 : *Intersection de la droite de pente K_3 avec l'axe vertical (Jaspart),*

K_3 : *Raideur secondaire d'une évolution (Jaspart),*

$K_A(\delta_A)$: *Raideur du ressort arrachement,*

$K_{ar,ini}$: *Raideur d'arrachement initiale,*

$K_{ar,ad}$: *Raideur d'arrachement en phase adoucissante,*

K_E : *Raideur d'un ressort d'enfoncement en loi continue à partir du modèle de Jaspart,*

$K_E(\delta_E)$: *Caractéristiques d'un ressort d'enfoncement*

$K_{E,dens}$: *Raideur de densification d'un ressort d'enfoncement,*

$K_{E,ini}$: *Raideur initiale d'un ressort d'enfoncement,*

L : *Longueur du support,*

L_F : *Longueur effective en flexion de la pointe,*

M_{sy} : *Résistance en flexion de la tôle métallique lors des tests,*

$M_{sy,k}$: *Résistance caractéristique en flexion de la tôle métallique,*

M_y : *Résistance en flexion des pointes lors des tests,*

$M_{y,mean}$: *Résistance moyenne en flexion des pointes,*

$M_{y,Rk}$: *Résistance caractéristique en flexion des pointes,*

N_r : *Nombre de ressorts d'enfoncement,*

R : *Rayon de la broche (D/2),*

$R_{90,Rm}$: *Valeur moyenne de la résistance en traction transversale de l'assemblage,*

T : *Effort tangentiel,*

V : *Effort tranchant.*

Lettres grecques minuscules

α, θ : *Angle,*

δ : *Glissement,*

ε : *Déformation,*

μ : *Coefficient de frottement,*

v : *Glissement,*

v_e : *Glissement élastique,*

v_i : *Glissement initial,*

$v_{i,\mathrm{mod}}$: *Glissement initial modifié,*

ν_{LR} : *Coefficient de poisson dans le plan longitudinal-radial,*

ν_{TL} : *Coefficient de poisson dans le plan longitudinal- tangentiel,*

ν_{RT} : *Coefficient de poisson dans le plan tangentiel –radial,*

v_s : *Affaissement de l'assemblage,*

ρ : *Masse volumique du bois lors des tests,*

ρ_k : *Masse volumique caractéristique,*

ρ_{mean} : *Masse volumique moyenne,*

$\sigma_{c,0}$: *Contrainte de compression longitudinale du bois,*

$\sigma_{c,90}$: *Contrainte de compression transversale du bois,*

$\sigma_{c,p}$: *Contrainte de compression dans les éléments poutres du modèle éléments finis structural du bois,*

$\sigma_{h,0}$: *Contrainte d'enfoncement parallèle au fil,*

τ : *Contrainte de cisaillement,*

τ_{MEF} : *Contrainte de cisaillement obtenu par MEF,*

$\tau_{\max}$: *Contrainte de cisaillement maximale,*

$\tau_{moyen\exp}$: *Contrainte moyenne de cisaillement des essais expérimentaux.*

Abréviations :

ATE : *Avis Technique Européen,*
COV : *Coefficient De Variation,*
DDL : *Degré De Liberté,*
ENSTIB : *École Nationale Supérieure des Technologies et Industries du Bois,*
EOTA : *European Organisation for Technical Approvals,*
ETAG : *European Technical Approval Guidelines,*
FFI : *Face Fix Hanger,*
HI : *High Load I-Joist Hanger,*
LERMAB : *Laboratoire d'Étude et de Recherche sur le Matériau Bois,*
LVDT : *Linear Variable Differential Transducer,*
MEF : *Modélisation (ou modèle) par Elément Finis,*
MV : *Masse Volumique,*
NEH : *Nombre d'Éléments Horizontaux (comportement non linéaire),*
NEV : *Nombre d'Éléments Verticaux du maillage (comportement non linéaire),*
PTFE : *PolyTétraFluorEthylène,*
TDNP : *Three Dimensional Nailing Plates,*
TFI : *Top Fix Hanger,*
UW : *Universal I-Joist Hanger,*
VDM : *ViDeoMetric.*

INTRODUCTION

A petits ou à grands pas, suivant la sensibilité de chacun, il est rassurant de constater que le monde est entré dans une phase de prise de conscience sur son développement et de son impact pour les générations à venir. Celui-ci se doit d'être inéluctablement durable devant la disparition des énergies fossiles. Le bois, matériau renouvelable par excellence retrouve grâce à cet axe de développement une place en termes de matériau de construction au tout premier plan dans les pays industrialisés. Au-delà de son atout majeur vis-à-vis du CO_2, les performances intrinsèques du bois et l'état des connaissances issues de la recherche et du savoir empirique lui permettent aujourd'hui de suivre les exigences de fiabilité exigées pour les constructions européennes au même titre que les autres matériaux comme le béton ou l'acier.

Parmi les différents secteurs industriels de la construction bois, la construction à ossature bois de manière générale présente un espace de développement aux perspectives très importantes. Ce secteur est actuellement en concurrence, particulièrement en France, avec la construction maçonnée ou béton armé et doit se révéler très performante au niveau de la préfabrication et du montage pour compenser des coûts de matières souvent plus importants. Un des points techniques qui caractérise le bois au niveau de son utilisation en construction est le domaine des assemblages. En effet, celui–ci ne présente pas les mêmes facilités pour réaliser des liaisons que l'acier par exemple du fait de sa forte anisotropie et de son origine presque directement naturelle. Pour être le plus compétitif possible, il faut donc trouver des solutions d'assemblages permettant dans un premier temps de

transmettre des efforts, mais également d'être rapide et robuste à installer pour faciliter le montage. Pour être performant, il faut également que ces ancrages soient facilement réalisables pour en réduire le coût.

Pour répondre à ce besoin du marché, la société CULLEN Building Products (Cullen BP) produit des systèmes d'ancrages pour les constructions à ossature bois depuis 1977. Le principe de ces systèmes de liaison consiste à transmettre des efforts entre les éléments en bois par l'intermédiaire d'une tôle métallique mince pliée. Cet ancrage est ensuite installé à la jonction des éléments où les efforts doivent être transmis. L'installation de ces ancrages s'effectue généralement à l'aide de pointes, de vis ou de petits systèmes rabattables en tôle préformée lors du façonnage des ancrages.

La mise sur le marché concurrentiel européen de tels systèmes de connexion non standard, adaptés à chaque éléments de construction, ne peut s'effectuer que dans le cadre du marquage CE via l'obtention d'un ATE. L'instruction de cet ATE s'effectue en respectant les instructions du guide européen sur les plaques clouées tridimensionnelles ETAG 015 [1] . Au-delà d'un certain nombre de prérogatives techniques importantes, la justification de la résistance des ancrages qui sont mentionnés dans l'ATE constitue le point fondamental de cette procédure.

Il existe dans l'ETAG 015 [1] trois manières explicites de procéder pour déterminer la capacité résistante des ancrages : soit par des tests expérimentaux, soit par des tests expérimentaux couplés à une approche analytique, soit par simulation numérique seule. La voie expérimentale est la plus courante, mais cette procédure est chère et longue. La deuxième consiste à développer en parallèle des méthodes de calculs permettant d'interpoler des résultats afin de limiter le nombre d'essais et la troisième consiste uniquement à simuler le comportement des ancrages pour obtenir leur résistance. Si un modèle est produit, il peut bien entendu permettre de réduire les coûts d'obtention d'un ATE, mais il peut surtout permettre une démarche d'optimisation des produits en amont de la mise sur le marché.

Le but de ce travail est donc de mettre en œuvre une démarche scientifique et pragmatique de modélisation des ancrages de la société Cullen afin de doter l'entreprise d'un outil capable de prévoir le comportement de ses ancrages. Le comportement des ancrages est complexe à aborder en termes de modélisation car les configurations d'ancrages sont variées et le comportement mécanique fortement non linéaire. La transmission des efforts s'effectue à la fois par contact entre les éléments et par cisaillement des organes de liaison rapportés. En fonction du chargement, les contacts frottants évoluent dans la zone d'assemblage, l'ancrage se déforme entraînant une plastification de celui-ci ainsi que des déformations irréversibles dans le bois. Dans le même temps, les organes de liaisons sont cisaillés, c'est-à-dire qu'ils plastifient et que des déformations irréversibles se produisent dans le bois. Pour modéliser l'ensemble de ces comportements, il est choisi de travailler avec la méthode des éléments finis même si au moment de la réalisation de ce travail, il

n'existe pas comme pour l'acier de modèle universel non linéaire reconnu pour le matériau bois. Ce dernier point constitue donc un des développements importants de ce travail mais pas le cœur principal, l'objectif est de modéliser le comportement global de l'ancrage. Pour parvenir à la modélisation complète des ancrages un certain nombre de tâches sont accomplies et sont présentées dans ce document en six parties distinctes.

Les types d'ancrages produits par Cullen étant très nombreux, une première partie s'attache à présenter ces ancrages et à les classer compte tenu de leur géométrie et des comportements mécaniques qu'ils laissent apparaître lors des tests de résistance. Les comportements mécaniques fondamentaux développés sont isolés et analysés, ce qui permet de retenir l'attention dans ce travail sur uniquement trois types d'ancrage représentatifs des différentes gammes produites actuellement. Il est alors retenu que la démarche de modélisation mise en place sera facilement transposable si les assemblages les plus complexes (bois/bois) sont correctement modélisés. La démarche de modélisation consiste alors à proposer une approche de modélisation propre à chaque comportement mécanique important, à les valider de manière individuelle avant de les rassembler dans un modèle global.

Dans ce document, la seconde partie s'intéresse à la modélisation de l'ancrage en tôle pliée seule. Tout d'abord, les aciers pouvant être utilisés pour la confection des ancrages sont caractérisés. Dans un second temps, une étude sur l'influence du pliage est conduite afin de déterminer l'importance dans la modélisation de la prise en compte de la phase de formage. Cette étude permet de simplifier la modélisation propre de l'ancrage par des éléments finis de type coque.

La troisième partie s'attache à la modélisation des organes de liaison de type pointe. Après une analyse bibliographique sur la modélisation de ces organes, un modèle est proposé et une procédure de caractérisation expérimentale des paramètres du modèle est mise en place. Pour valider l'approche, une comparaison entre la modélisation et le comportement expérimental d'un assemblage composé d'une pointe, d'une tôle et d'une pièce de bois est réalisée.

Dans la quatrième partie, une synthèse de l'état de l'art sur la modélisation du bois élastique et non linéaire est présentée. Cette partie s'attache ensuite à généraliser en 3 dimensions une approche simplifiée du comportement non-linéaire du bois considérant celui-ci comme une structure lorsqu'il est sollicité localement. L'identification des différents paramètres de ce modèle non linéaire est présentée. Après cette étape, une étude expérimentale spécifique sur le cisaillement est conduite afin d'étudier l'influence de la densification sur la résistance au cisaillement du bois.

Dans une cinquième partie, le modèle bois précédent est confronté à différentes expériences faisant intervenir de manière importante l'interaction compression transversale et cisaillement du bois. La modélisation est comparée tour à tour au comportement de barreaux rectangulaires de bois cisaillés, à la compression localisée sur des appuis de poutres, à des tests d'enfoncement à différents angles par rapport

au fil et enfin au comportement d'un embrèvement avant de charpente traditionnelle. Cette avant dernière partie s'avère indispensable car dans la modélisation complète des ancrages qui fait l'objet de la dernière partie, ce comportement singulier du cisaillement sous compression transversale sera difficilement identifiable dans la réponse globale de l'ancrage.

Le dernier chapitre permet de présenter l'assemblage des différentes étapes de modélisation précédentes permettant d'aboutir à la modélisation complète des ancrages. Des tests conformes à la méthodologie de l'ETAG015 [1] sont réalisés sur trois types d'ancrages différents avec des dimensions d'éléments en bois similaires. Les résultats sont comparés à la modélisation. Le comportement non linéaire de chaque assemblage est ensuite disséqué à l'aide de la modélisation. Une approche du seuil de ruine est enfin proposée afin d'évaluer la charge maximale supportée par les ancrages à partir des résultats issus de la modélisation.

Pour faciliter la lecture du document, les résultats des nombreux tests conduits sont présentés en annexe, seule la synthèse des résultats illustre le propos dans les différents chapitres. Pour terminer une conclusion synthétise les différents résultats obtenus et présente les perspectives les plus intéressantes à donner à ce travail.

- PARTIE 1 - DEFINITION DES FAMILLES D'ANCRAGES, ANALYSE DU COMPORTEMENT

1. CLASSEMENT DES ANCRAGES SELON LEUR GEOMETRIE

La construction bois en Europe s'est fortement industrialisée ces dernières années. La tendance Nord Américaine à standardiser les sections s'est propagée, pour des raisons économiques, sur le vieux continent. Cette évolution a permis au marché de la connexion tridimensionnelle en tôle pliée de se développer. Ce marché de la connexion technique, fiable et rapide permet aujourd'hui la mise en œuvre de produits bois standard en section pleine mais également des produits composites plus évolués. Ainsi la construction bois se permet de côtoyer des secteurs où la construction standardisée à fait merveille depuis un bon nombre d'années : la construction maçonnée avec son emblématique parpaing. Sur ce marché très concurrentiel de l'ancrage, l'entreprise Cullen a proposé une très vaste gamme de produits en satisfaisant toujours plus une demande de connexions pratiques (figure 1).

Le développement d'une vaste gamme comme celle de Cullen s'est bien entendu faite progressivement. Globalement, le développement a suivi la pénétration du bois dans le marché de la construction en accompagnant ce dernier par le biais de l'économie apportée. Les premières gammes d'ancrages ont été développées pour la mise en œuvre des charpentes industrialisées venues des États-Unis au début des années 1970. Les ancrages développés sont plus ou moins complexes suivant le nombre d'efforts, qualifiés de primaires, qu'ils doivent faire transiter. La notion d'effort primaire permet de faire le distinguo avec les efforts parasites développés dans les connexions par ces mêmes efforts primaires du fait des excentricités. Les efforts ne pouvant être transmis au droit des fibres moyennes des éléments assemblés, bien souvent des moments se développent et accentuent le chargement sur l'ancrage.

L'expérience et l'état de développement des assemblages de toiture a donc ensuite naturellement profité à d'autres parties de la construction lorsque le marché de la maison à ossature bois (bois et briques au Royaume Uni) s'est étendu. La partie principale des constructions qui a bénéficié de ce savoir faire a été le plancher. Tout d'abord le report des efforts de cisaillement des solives à section pleine vers les porteurs s'est opéré. Ces connecteurs ont ensuite évolués pour recevoir les poutres bois composites en I dans le milieu des années 1980. Les contraintes techniques de type thermique, économique et architecturale ont ensuite amené le bois vers la mixité. Ainsi des ancrages ont été développés pour reporter les charges vers des structures en béton ou en acier.

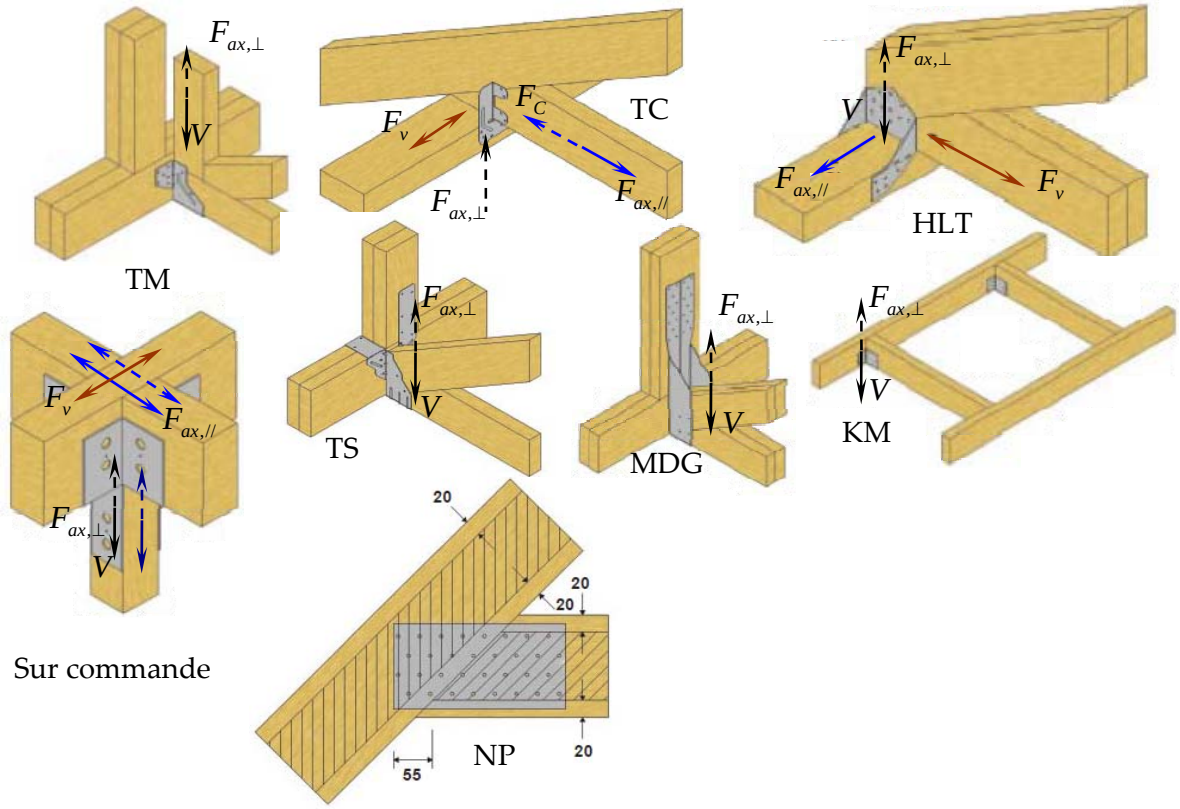
La mixité des matériaux de construction a conduit Cullen à développer des ancrages permettant de relier le bois aux structures béton qui assurent la base d'une

très grande partie des constructions actuelles. En marge de ces produits d'assemblage transmettant des efforts importants, des éléments facilitant le montage ou l'association d'éléments sont produits. Moins commun que les étriers, ils sont appréciés pour la praticité qu'ils apportent au montage.

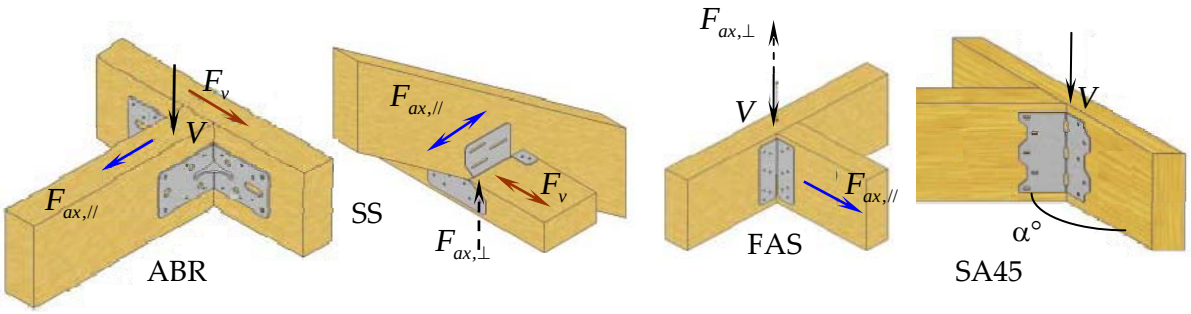


Effort de cisaillement verticaux V
Effort en arrachement perpendiculaire au fil $F_{ax,\perp}$
Effort de cisaillement horizontaux F_v
Effort de compression parallèle au fil F_C
Effort d' arrachement parallèle au fil $F_{ax,//}$

Eléments d'assemblage pour la toiture



Équerres



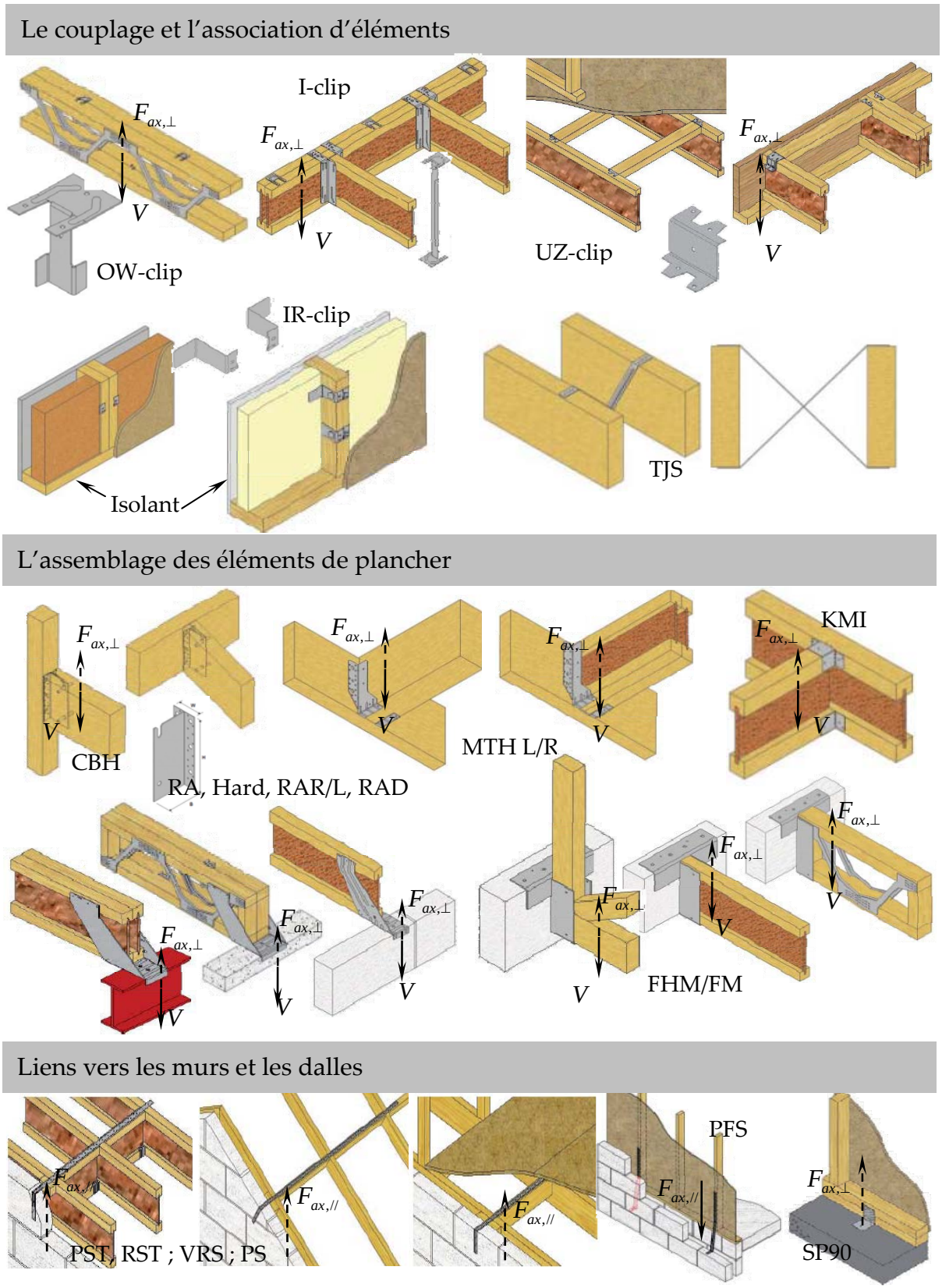


Figure 1 : Aperçu des gammes d'ancrages produites par la société CULLEN BP pour la construction bois.

A part quelques ancrages très rares, la très large majorité des produits développés sont destinés à transmettre des efforts pour lesquels ils doivent être garantis. Ces efforts peuvent être classés par type selon la direction et le sens où ils agissent par rapport aux pièces assemblées. Aucun ancrage n'est développé pour transmettre de moment. Ceci implique que les éléments des constructions doivent être bloqués pour éviter que ce type de sollicitation ne s'introduise dans les ancrages.

Pour identifier la nature des efforts qui sollicitent un ancrage, il est en général commun de se placer au niveau de la pièce qui apporte l'effort dans l'ancrage.

En premier lieu, lorsque l'élément de construction apporte un effort tranchant dû à des charges de structure descendantes celui-ci est nommé V . Cet effort sollicite la majeure partie des ancrages. Lorsque l'effort tranchant dans cet élément horizontal est produit en majorité par des charges ascendantes, il produit alors très souvent de la traction transversale au fil du bois dans les pièces assemblées. Cet effort est alors appelé $F_{ax,\perp}$. La résistance de l'ancrage à ce type de charge est très généralement inférieure à la résistance à l'effort V précédent bien que les éléments soient sollicités dans la même direction.

Lorsque les éléments de structure apportent un effort normal de traction au niveau de l'ancrage celui-ci est nommé $F_{ax,//}$. Si cet effort est en compression, il est appelé F_C . Sur certains types d'ancrages, il se peut qu'il soit plus facile et plus efficace de transmettre l'effort de compression par contact entre les pièces assemblées que par l'intermédiaire de l'ancrage. A ce moment là, un calcul réglementaire complémentaire doit être apporté. En effet, les éléments en tôle mince peuvent développer des phénomènes locaux d'instabilité qui réduisent de façon drastique leur capacité.

Enfin, dans un certain nombre de cas où les éléments de construction en bois assemblées se croisent, un effort tranchant horizontal doit être transmis. Cet effort est appelé F_V . Il n'est pas nécessaire de repérer un sens à cette direction de chargement sur l'ancrage : celui-ci résiste en général de manière égale dans les deux sens grâce à sa conception symétrique.

Avec ce repérage des efforts, il est alors plus facile de classifier les produits CULLEN. Il peut être défini six familles principales (figure 2) :

- La première famille est appelée « couplage », elle transmet des efforts de faible intensité $F_{ax,\perp}$ et V . Le fonctionnement mécanique est basique.
- La seconde famille est appelée « lien », elle permet de transmettre uniquement des efforts $F_{ax,//}$. Le fonctionnement mécanique est également très basique.
- La troisième famille est appelée « croisement », elle permet de transmettre tous les types d'efforts quasiment tous en même temps

$F_{ax,\perp}$, V, $F_{ax,//}$, F_V et F_C. C'est sans doute la famille la plus complexe à étudier puisque les sollicitations peuvent être combinées et variées en termes d'intensité relative.

- La quatrième famille est appelée « équerre », elle permet de transmettre $F_{ax,\perp}$, V, $F_{ax,//}$ et F_V dans des situations techniques difficiles. C'est un des cas d'ancrage où il est nécessaire d'éviter la transmission de F_C pas du tout économique. Il est rare qu'elle soit sollicitée par des sollicitations combinées.
- La cinquième famille est appelée « prolongement », elle permet de transmettre $F_{ax,\perp}$ et V. Cette famille est très proche de la sixième et dernière. C'est la seule famille qui est dessinée au départ pour intégrer dans sa conception la présence d'une excentricité.
- La sixième famille est appelée « sabot », elle permet de transmettre $F_{ax,\perp}$ et V. Cette famille à un champ d'application bien ciblé et donc de très nombreuses variantes possibles suivant les dimensions et les types de support auquel elle permet de relier les éléments bois.

Cette dernière famille représente le cœur de métier de la société CULLEN. C'est sur cette famille que la société souhaite porter un effort de modélisation. Ceci n'exclue bien évidemment en rien des études futures sur les autres familles.

Dans cette dernière famille, trois groupes principaux de sabots peuvent être identifiés suivant la manière dont le transfert d'effort $F_{ax,\perp}$ et principalement V est réalisé.

Il peut être placé dans le premier groupe, tous les ancrages qui transmettent l'effort sur la face avant de l'élément porteur. Dans le deuxième groupe, il pourra être trouvé tous les sabots qui transfert l'effort de cisaillement par cisaillement d'organes de liaison sur la face avant et compression en partie supérieure par l'intermédiaire de brides. Dans le troisième groupe, il apparaîtra les sabots qui en plus des deux modes de transfert particularisant le deuxième groupe viennent s'ancrer sur la face arrière du porteur.

Ces trois familles trouvent naturellement leur place en termes d'applications et doivent être considérées avec le même niveau d'intérêt. Ces trois technologies de transfert d'effort sont indépendantes de la nature du support : le bois, le béton ou l'acier (figure 3). Suivant la nature du support, les organes de liaison ne sont pas de la même nature. Pour le bois Cullen privilégie des pointes torsadées, pour le béton des chevilles mécaniques sont généralement utilisées et enfin pour l'acier des vis auto taraudeuses peuvent être utilisées.

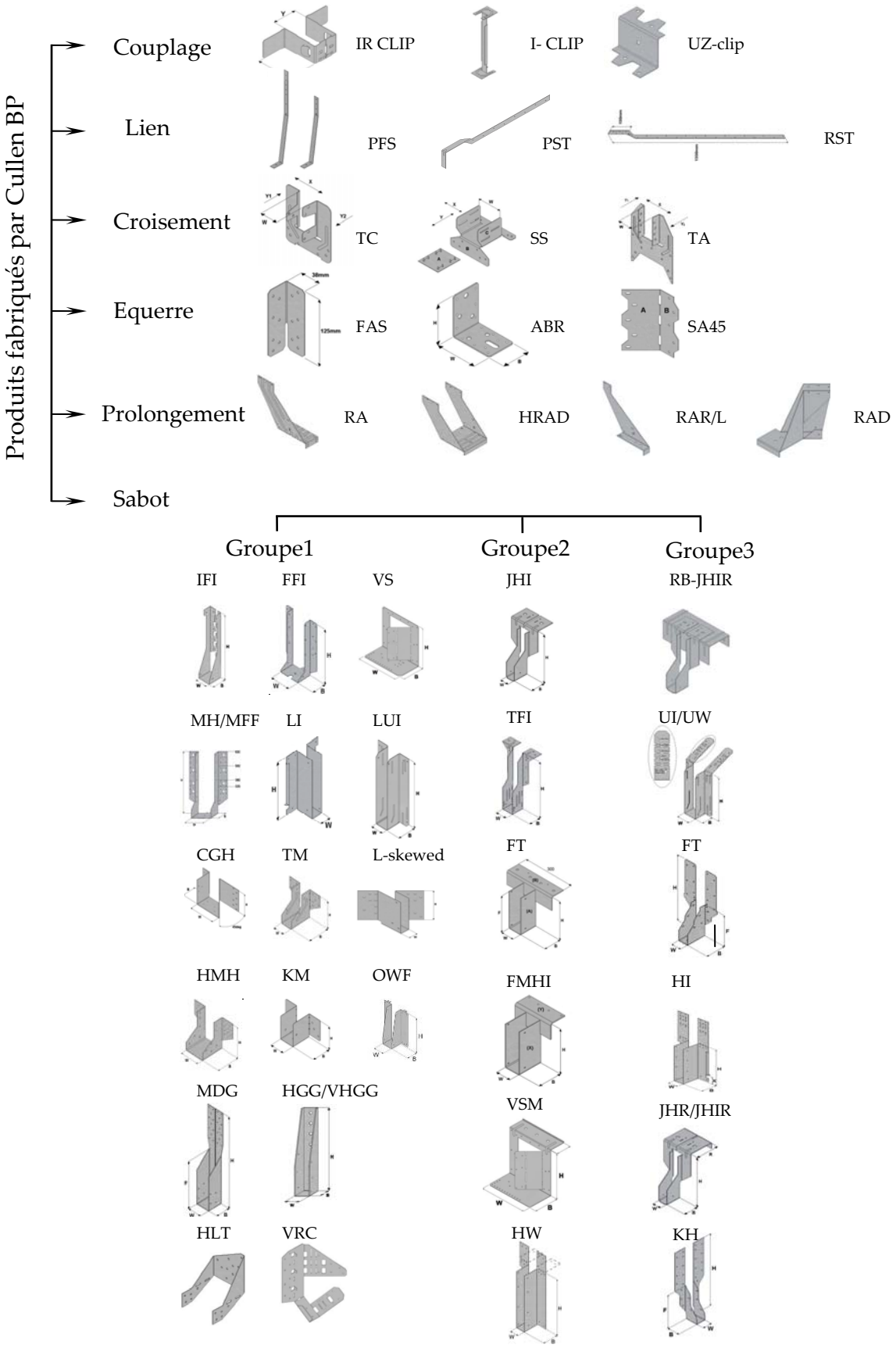


Figure 2 : Classement des ancrages en familles suivant leur mode de fonctionnement et en groupes pour les sabots suivant le mode de transfert du cisaillement vertical V .

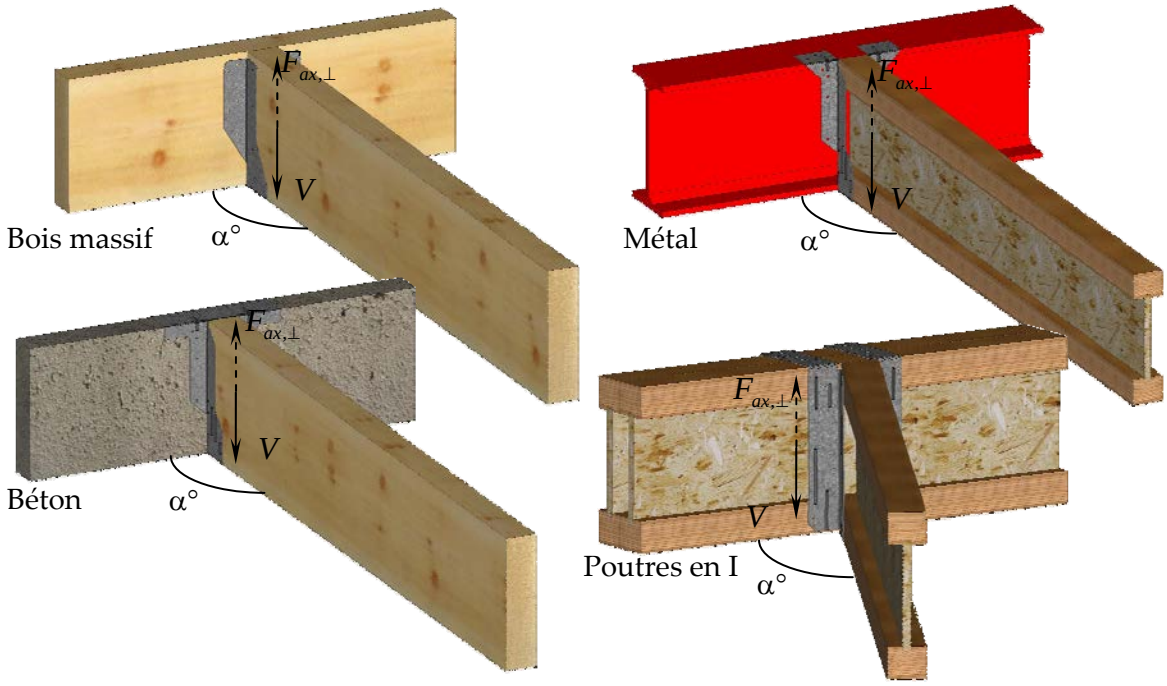


Figure 3 : Supports sur lesquels les sabots peuvent transmettre les charges apportées par les éléments de structure.

Il est facilement compréhensible que plus le support est rigide, plus il sera aisé de prévoir le comportement de l'ancrage. Parmi tous les supports, le support bois qui représente une part de marché très importante semble être un challenge intéressant car il oblige à intégrer dans la modélisation des éléments d'une grande souplesse au regard du reste des autres composants.

Pour économiser le temps et les moyens, un ancrage par groupe a été retenu, en supposant qu'à l'intérieur de chaque groupe, les produits présentent un comportement proche.

Dans le groupe 1, le FFI (Face Fix Hanger) est préconisé dans de nombreuses liaisons poutre à poutre. Il est conçu pour transférer les charges sans nécessiter l'utilisation de renfort (figure 4).

Dans le groupe 2, le TFI (Top Fix Hanger) offre une configuration standard. Il est très rapide et facile à installer.

Dans le groupe 3, le HI (High Load I-Joist Hanger) a pour application la liaison poutre en I à poutre en I. En effet, il peut transférer la charge sans nécessiter l'utilisation de renfort d'âme ou de bloc de clouage, ce qui le rend très rapide et facile à installer également. Il offre une grande capacité de charge pour la connexion de poutres en I jumelées.



Groupe 1
FFI (Face Fix Hanger)

Groupe 2
TFI (Top Fix Hanger)

Groupe 3
HI (High Load I-Joist Hanger)

Figure 4: Ancrages de type sabot retenu pour conduire une première étape de modélisation des ancrages de chez CULLEN BP.

Ainsi FFI, TFI et HI ont été retenus pour étudier et vérifier l'influence des différents paramètres sur leur comportement mécanique (la raideur et la résistance).

2. PARAMETRES GEOMETRIQUES ET MATERIELS DES ANCRAGES

Dans un premier temps, une étude paramétrique s'avère nécessaire, pour vérifier l'influence qu'ont, sur le comportement mécanique des assemblages (raideur et résistance), d'une part le changement géométrique de leurs éléments, et d'autre part le type de bois utilisé.

Les paramètres propres à un assemblage par ancrage sont, pour certains, définis par ETAG015 dans le cadre des essais de caractérisation des ancrages. À savoir les dimensions de ses différents éléments - bois (support, solive) et ancrage - et la position de la charge à y appliquer. S'y ajoutent le type du bois et le nombre des pointes (figure 5).

Pour simplifier les études, les paramètres qui dépendent d'autres paramètres n'ont pas été pris en compte. Par exemple, la hauteur du support et de la solive, la longueur de cette dernière et la position de l'application de la charge (ainsi que le nombre de pointes dans le cas du groupe 1) dépendent de la hauteur de l'ancrage. Il est donc possible de considérer que leur influence sur le comportement mécanique des assemblages suit celui de la hauteur de l'ancrage. La longueur du support est constante et égale à 1000 mm. La profondeur des ancrages est constante. La largeur de la solive est égale de celle de l'ancrage.

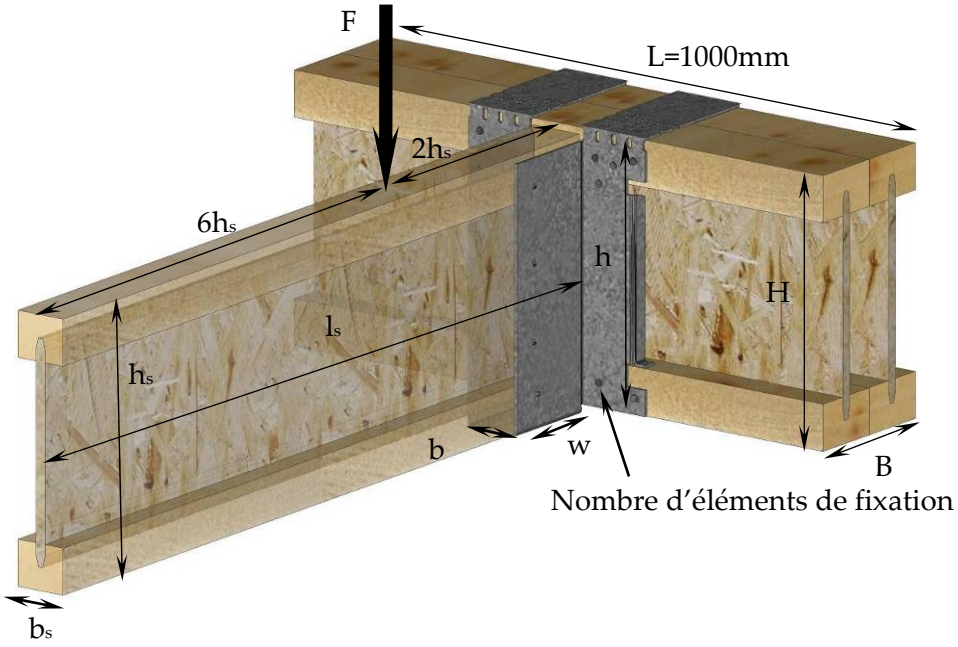


Figure 5: Paramètres géométriques d'un assemblage par ancrage.

Avec :

b_s , h_s , l_s : *Largeur de solive, hauteur de solive, longueur de solive,*

b , h , w : *Largeur de l'ancrage, hauteur de l'ancrage, profondeur de l'ancrage,*

B , H , L : *Largeur de support, hauteur du support, longueur du support,*

$2h$: *Distance charge/extrémité de la solive,*

$6h$: *Distance charge/appui sous la solive,*

Ainsi, les seules variables, l'influençant sur la raideur et la résistance des assemblages retenues pour étude sont : la hauteur (présentée dans ce travail en h), la largeur de l'ancrage (présenté dans ce travail en b), la largeur du support (présenté dans ce travail en B).

Ces études sont réalisées d'après les essais de caractérisation des ancrages menés par l'entreprise Cullen BP, l'objectif étant d'améliorer la connaissance du comportement mécanique des assemblages, d'en observer les modes de rupture les plus courants et de trouver les problématiques propres à ces essais, avec pour double perspective la modélisation des assemblages et l'optimisation des performances des ancrages.

2.1. Éléments assemblés : poutres composites et pleines

Dans les gammes des essais de caractérisations des ancrages différents types de poutres sont utilisés. Soit des poutres en I (figure 6), soit des poutres en bois massif (figure 7) ou en bois lamellé-collé.

Les tableau 1 (pour les poutres en I) et 2 (bois massif et lamellé-collé) présentent les différents types de bois utilisés lors des essais de caractérisation des ancrages réalisés par l'entreprise Cullen BP et leurs valeurs caractéristiques.

Tableau 1 : Différents types de poutre en I utilisées par CULLEN BP et leurs valeurs caractéristiques mécaniques

	JJI-Joist1[2]	FJI-joist2[3]	Steico-Joist3[4]
Dimensions/matériaux			
Hauteur (mm)	de 145 à 450	de 200 à 400	de 160 à 400
Largeur (mm)	de 47 à 97	de 38 à 89	de 47 -à97
Membrure (mm)	C24	Kerto –S	Bois résineux
Âme	9 mm/ OSB	10 mm/ OSB-3	8 mm/Panneau de fibres dur
Caractéristiques mécaniques			
$M_{y,k}\ kN.m$	de 1,64 à 11,69	de 6,36 à 35,19	de 7,09 à 30,3
$EI\ Nmm^2 \times 10^9$	de 139,6 à 4170,4	de 262 à 3139	de 327 à 3419
$F_{v,k}\ kN$	de 3,2 à 7,26	de 8,69 à 20,01	de 10,92 à 18,71
$GA\ MN$	de 0,55 à 2,730	de 1,59 à 3,75	de 2,09 à 5,45



a) James Jones I-Joist (JJI) b) FinnForest I-Joist (FJI) c) SteicoJoist

Figure 6 : Différents types de poutres en I pouvant être connectés par des ancrages CULLEN.

[1] Poutre en I fabriqué par l'entreprise James Jones
[2] Poutre en I fabriqué par l'entreprise FinnForest
[3] Poutre en I fabriqué par l'entreprise SteicoJoist

Tableau 2 : différents types de bois massif et lamellé-collé utilisés par CULLEN BP et leurs valeurs caractéristiques mécaniques (EN338 et EN1194)

		Bois massif			lamellé-collé		
		C24	C27	C30	GL24h	GL28h	GL32h
Flexion	$f_{m,k}\ (MPa)$	24	27	30	24	28	32
Traction 0°	$f_{t,0,k}\ (MPa)$	14	16	18	16,5	19,5	22,5
Traction 90°	$f_{t,90,k}\ (MPa)$	0,5	0,6	0,6	0,4	0,45	0,5
Compression 0°	$f_{c,0,k}\ (MPa)$	21	22	23	24	26,5	29
Compression 90°	$f_{c,90,k}\ (MPa)$	2,5	2,6	2,7	2,7	3	3,3
Cisaillement	$f_{v,k}\ (MPa)$	2,5	2,8	30	2,7	3,2	3,8
Module élastique 0°	$E_{0,mean}\ (MPa)$	11000	11500	1200	11600	12600	13700
Module élastique 90°	$E_{90,mean}\ (MPa)$	370	380	400	390	420	460
Module cisaillement	$G_{mean}\ (MPa)$	690	720	750	720	780	850
Masse volumique caractéristique	$\rho_k\ kg.m^{-3}$	350	370	380	380	410	430
MV moyenne	$\rho_{mean}\ kg.m^{-3}$	420	450	460	460	490	510



a) bois massif b) lamellé-collé

Figure 7 : Différents types de poutres en bois massif et bois lamellé-collé pouvant être connectés par des ancrages CULLEN.

2.2. Éléments de fixation : les pointes

Le tableau 3 montre les différents types de pointes utilisées par l'entreprise Cullen BP et leurs valeurs de résistance en traction et en flexion. Le calcul de leur résistance en cisaillement et en arrachement pour différentes masses volumiques est également présenté. Il apparaît que les pointes torsadées sont utilisées de manière majoritaire avec les ancrages. Le choix de travailler à la modélisation des ancrages avec ce type d'organe s'impose donc naturellement. Les dimensions de la pointe qui sera utilisée dans ce travail sont présentées sur la figure 8.

Tableau 3 : Différents types d'éléments de fixation utilisés par l'entreprise Cullen BP et leurs résistances caractéristiques mécaniques [5]

	Hardened	GalvPlus®	HDG	A4 (AISI 316)	UK twist	UK Ring
	D nominale=4 mm, L=40,50 et 60 mm				3,75x35	
$f_{tens,k}$ *N*	16170	9200	7480	9630	9740	9653
$M_{y,k}$ *N.mm*	15864	9875	7445	12310	8342	7840
$f_{ax,k}$ *Mpa*	$10,4\left(\rho_k/350\right)$				$6,3\left(\rho_k/350\right)$	$9,5\left(\rho_k/350\right)$
$F_{v,Rk}$ *kN*	$0,106\left(\rho_k/350\right) l^{0,8} e_{nail} e_t e_{grain} e_{hard\,35}$ *				$1,29\left(\rho_k/350\right) e_{nail} e_{grain}$ **	
$F_{ax,Rk}$ *kN*	$d_{nom} l_{ring,nom} f_{ax,k}$					

Avec :

	Hardened	GalvPlus®	HDG	A4 (AISI 316)	UK twist	UK Ring
e_{nail}	1	1	0,93	1,06	0,8	1
e_{grain}	sens // au fil 1, sens ⊥ au fil 1,12				sens //au fil 1, sens ⊥ au fil 1,3	

$F_{v,k}$ *Charge caractéristique des pointes soumis une charge latérale*

$F_{ax,Rk}$ *Charge caractéristique de l'arrachement axial des pointes*

$f_{ax,k}$ *Résistance caractéristique de l'arrachement axial des pointes*

$f_{tens,k}$ *Résistance caractéristique en traction des pointes*

$M_{y,k}$ *Résistance caractéristique en flexion des pointes*

$l_{ring,nom}$ *Longueur nominale filetée de la pointe en excluant le point*

l *Longueur nominale de la pointe*

d_{nom} *Diamètre nominal de la pointe*

ρ_k *Masse volumique caractéristique du bois*

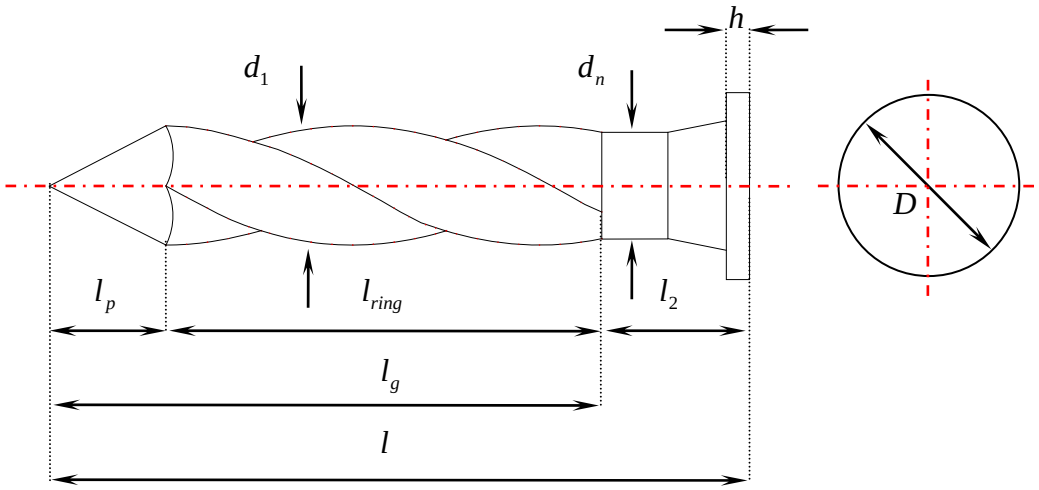
$e_{hard\,35}$ *0,84 pour les pointes de type Hardened avec une longueur de 35 mm,*

pour les autres types 1

e_t *1 pour 2 mm et 0,93 pour 0,9 mm épaisseur de la plaque métallique*

*: pour les tôles d'une épaisseur comprise entre 0,9 mm et 2 mm une interpolation linéaire peu être utilisée, pour les tôles d'une épaisseur comprise entre 2 mm et 4 mm la valeur pour 2 mm peu être utilisée.

** : l'expression est valable pour les épaisseurs des plaques comprise entre 0,9 mm et 4 mm



Avec :

Dimension(mm)	d_n	l_p	d_1	D	h	l	l_2	l_{ring}	l_g
Max	3,5		3,9						
Nominale	3,4	5	3,75	8	1	30±1	5	20	25
Min	3,3		3,6						

Figure 8 : Dimensions de la pointe torsadée (3,75x30mm).

3. MECANIQUE DES ASSEMBLAGES PAR ANCRAGE

Cette partie permet de comprendre tout d'abord les enjeux d'une modélisation dans le cadre réglementaire de mise sur le marché de ces produits. Les modèles développés, quels qu'ils soient, doivent pouvoir se rapprocher de comportements empiriques qu'il est essentiel de connaître afin de conserver une analyse critique sur les résultats de la modélisation. Des éléments de réflexion sont présentés à partir des résultats fournis par Cullen sur les trois familles d'ancrages.

3.1. ETAG 015 (Connecteurs tridimensionnels cloués en tôle) :

Les produits Cullen ne peuvent être mis sur le marché Européen sans recevoir le marquage CE obligatoire pour respecter la Directive Produits de Construction. Ces produits techniques évoluant régulièrement et ne pouvant faire l'objet d'une norme harmonisée doivent forcément obtenir le marquage CE par l'intermédiaire d'un ATE. Pour obtenir ces différents ATE, un guide, l'ETAG015 [1] , permet de conduire la rédaction des éléments permettant de respecter les exigences essentielles. Dans ce guide, un point particulier s'attache aux méthodologies pouvant être mises en œuvre afin de caractériser la résistance et la stabilité des ancrages. Ces méthodologies sont au nombre de trois.

La première méthodologie, la plus évidente, permet d'obtenir les efforts maximaux et la rigidité des connexions à partir de tests mécaniques. La méthode d'essais des assemblages tridimensionnels en tôle clouée doit être conforme aux prescriptions de l'EOTA TR016 [6] . Le mode opératoire de chargement doit être conforme à la norme EN 26891 [7] . Cette norme permet également de définir le mode de calcul de différentes grandeurs mécaniques tels que la raideur, l'effort maximum etc. Cette norme reste néanmoins très générale car elle s'applique à tous les types d'assemblages. Afin d'affiner et de produire une valeur caractéristique utilisable dans les calculs, il est nécessaire d'appliquer la démarche de la norme EN14358 [7] . La valeur caractéristique utilisable en calcul peut alors varier suivant le nombre d'essais réalisés.

Cette démarche par essais peut s'avérer très coûteuse suivant l'étendue des dimensions proposées pour chaque gamme d'ancrages. Afin de pouvoir interpoler les résultats, ce qui est permis par l'ETAG015, il est nécessaire de prendre en compte les modes de rupture observés et les propriétés des matériaux. Des lois d'interpolation peuvent alors être proposées en étant vérifiées par essais. La valeur de résistance expérimentale s'appelle après modification naturellement $F_{max,mod}$. A la date de rédaction de ce document, les prescriptions particulières permettant ces modifications sont écrites dans l'ATE (Cull-ETA-05 [9]) obtenu par CULLEN.

La seconde approche consiste à établir un modèle mécanique de l'assemblage et de produire l'ensemble des vérifications mécaniques réglementaires à partir de la normalisation en vigueur. L'assemblage doit pour ceci être reconnu comme parfaitement ductile. Dans le cas où des comportements internes seraient reconnus fragiles, des hypothèses de distribution de charges conservatives devront être produites. Le calcul de l'ancrage devra prendre en compte les efforts internes ainsi que les déformations des pièces de bois qui sont issues de l'analyse globale de la structure. Les déformations des pièces de bois assemblées ainsi que celles des composants de l'ancrage devront être supposées compatibles avec celles de l'analyse globale de la structure. L'équilibre devra être satisfait dans n'importe quelle partie de l'assemblage. Cette seconde approche permet l'utilisation d'une analyse par la méthode des éléments finis. Il est alors nécessaire de prendre en compte l'ancrage tridimensionnel, les organes, les pièces de bois assemblées ainsi que les appuis si présents. Toutes les excentricités seront prises en comptes.

Le modèle éléments finis est plutôt présenté ici sous l'angle d'un outil permettant de résoudre le système hyperstatique d'un modèle mécanique simplifié de la connexion. L'outil permet alors de déterminer la distribution des charges à partir de laquelle les vérifications réglementaires peuvent être produites. Cette approche permet alors de définir une résistance caractéristique de l'ancrage. Dans le cas où le modèle MEF permet de prédire le comportement non linéaire de l'assemblage, l'introduction de la sécurité pour aboutir à définir une résistance caractéristique n'est pas présentée de manière explicite.

La troisième méthode est en fait une variante de la précédente. En effet dans le cas où certaines propriétés de résistance sont complexes à définir pour effectuer les vérifications, des résultats d'essais peuvent alors devenir complémentaires de la démarche. Ce caractère particulier peut être lié à l'ancrage, aux organes de liaison utilisés ou encore aux éléments assemblés. Dans certains cas, ces essais peuvent aller jusqu'à valider le modèle de distribution mécanique proposé.

3.2. Cull-ETA-05 et description des modes de rupture

L'ATE obtenu par Cull-ETA-05 présente la méthodologie qui est adoptée pour analyser les données issues d'essais des connecteurs tridimensionnels. La charge maximale enregistrée pour chaque résultat de test doit être modifiée afin de déterminer $F_{max,mod}$ selon le mode de rupture enregistré et les propriétés des matériaux en jeu lors de l'essai. D'après Cull-ETA-05 [9] , neuf modèles de rupture sont identifiés pour les essais, ils sont présentés dans le tableau 4.

Tableau 4 : Modes de rupture les plus observés en essais de caractérisation selon Cul-ETA-05 [9]

Type de rupture	Mode de rupture
A	Déplacement de 15mm
B	Rupture de l'acier de l'ancrage en traction
C	Fissuration du support le long des les lignes des fixations
D	Compression de la poutre à la base de l'ancrage
E	Rupture de l'appui en compression sous les ailes
F	Arrachement des pointes du support
G	Charge maximale atteinte avant 15mm de glissement
I	Fissurations de la solive le long des lignes de fixations
CNW	Arrachement complet des pointes (toutes les pointes)

Dans un assemblage par ancrage, il existe trois éléments principaux : le bois, les pointes et l'ancrage (la tôle métallique). Selon le tableau 4, le mode de rupture le plus courant pour l'ancrage est la rupture en traction de l'acier (cas B) ; pour les pointes, l'arrachement et l'enfoncement (cisaillement) avec une tôle métallique (cas C, F, I et CNW) ; et pour le bois, la compression transversale (cas D, E).

Les équations de modification de la charge, pour chaque type de rupture, sont indiquées dans le tableau 5. F_{max} utilisée dans les équations du tableau 5 est la charge maximale enregistrée au niveau du vérin pour chaque test. Cette valeur est ensuite multipliée par 0,75 pour obtenir la charge sur l'ancrage du fait de la configuration de l'essai.

Tableau 5 : Équations permettant la modification des charges suivants les différents modes de rupture (Cull-ETA-05)

Modes de rupture	Équation de la charge modifiée
A	$F_{\max,\mathrm{mod},A} = \min\{F_{\max,\mathrm{mod},B-F}, F_{15mm}\}$
B	$F_{\max,\mathrm{mod},B} = F_{\max}(f_{t,k}/f_t)(t_{ef,k}/t_{ef})$
C	$F_{\max,\mathrm{mod},C} = F_{\max}(\rho_k/\rho)$
D	$F_{\max,\mathrm{mod},D} = F_{\max}(\rho_k/\rho)^{0.5}(M_{sy,k}/M_{sy})^{0.5}$
E	$F_{\max,\mathrm{mod},E} = F_{\max}(\rho_k/\rho)^{0.5}(M_{sy,k}/M_{sy})^{0.5}$
F	Si ϱ_k<420 kg/m³ $F_{\max,\mathrm{mod},F} = F_{\max}(\rho_k/\rho)(d_d/d)$ Si ϱ_k>420 kg/m³ $F_{\max,\mathrm{mod},F} = F_{\max}(\rho_k/\rho)^{0.5}(d_d/d)^{0.5}(M_{yrk}/M_y)^{0.5}$
G	Pas pertinent puisque l'un des autres modes de défaillance aurait été enregistrée
I	Appliquer le facteur d'ajustement du mode de C
CNW	Appliquer le facteur d'ajustement du mode de F

Avec :

$f_{t,k}$ *Valeur caractéristique de la résistance en traction (330N/mm²),*

f_t *Résistance à la traction réelle (N/mm²),*

$t_{ef,k}$ *Épaisseur nominale de la tôle (mm),*

t_{ef} *Épaisseur réelle de la tôle (mm),*

ρ_k *Masse volumique caractéristique du bois (kg/mm³),*

ρ *Masse volumique caractéristique du bois lors des tests (kg/mm³),*

$M_{sy,k}$ *Résistance caractéristique en flexion de la tôle métallique (N/mm²),*

M_{sy} *Résistance en flexion de la tôle métallique lors des tests (N/mm²),*

$M_{y,Rk}$ *Résistance caractéristique en flexion des pointes (N/mm²),*

M_y *Résistance en flexion des pointes lors des tests,*

d_d *Diamètre de calcul de l'élément de fixation,*

d *Diamètre de l'élément de fixation lors des tests (mm).*

3.3. Évaluation de la raideur

Un exemple d'évaluation de la charge appliquée lors d'un test d'ancrage en fonction du déplacement effectif est présenté sur la figure 9. Le déplacement effectif est le différentiel entre le déplacement de la base de la poutre support et le fond de l'ancrage. La norme EN26891 [7] fixe le protocole d'application de la charge pour pouvoir estimer la raideur d'un assemblage :

- une phase de mise en place plus ou moins marquée apparaît généralement au tout début du chargement,
- dans un premier temps, une charge est appliquée jusqu'à atteindre 40% de la charge estimée, c'est la zone entre les points A et B,
- après un palier de 30s (zone entre les points B et C), une décharge est appliquée pour revenir à 10% de la charge estimée (zone entre les points C et D),
- après un deuxième palier de 30s (zone entre les points D et E), une recharge sur l'assemblage est appliquée jusqu'à sa rupture,
- le comportement devient plastique à partir du point F

La raideur de l'assemblage selon la norme EN26891 est calculée par :

Module de glissement $$k_{ser} = 0{,}4F_{est} \Big/ \frac{4}{3}(v_{04} - v_{01})$$

Avec :

F_{est} *Charge estimée à rupture,*

v_{04} *Déplacement de l'assemblage sous une charge égale à* $0{,}4 \times F_{est}$,

v_{01} *Déplacement de l'assemblage sous une charge égale à* $0{,}1 \times F_{est}$.

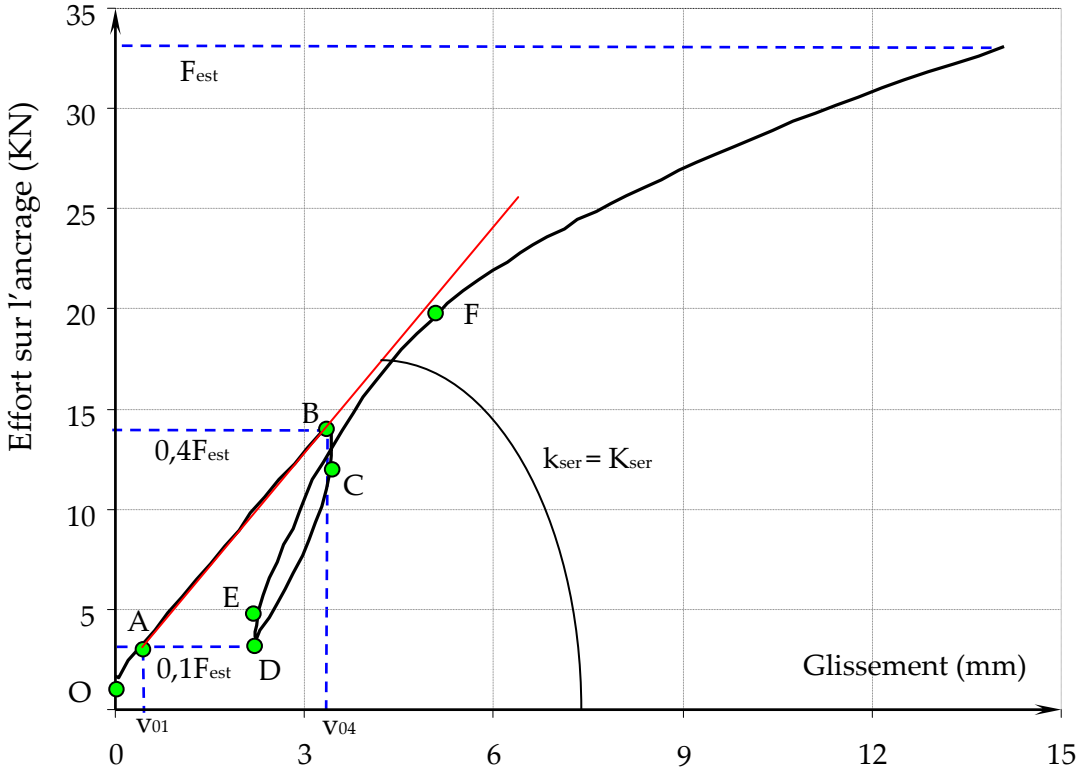


Figure 9: Points de chargement importants d'une courbe d'essai d'assemblage par ancrage.

3.4. Phénomènes mécaniques développés dans les ancrages

Les essais de caractérisations des ancrages se présentent comme des essais de flexion à trois points (figure 5). Si l'ensemble ancrage/support est considéré comme un appui dans cet essai de flexion, la position de la charge sur le support par rapport au point d'ancrage, telle que fixée par l'EOTA TR016 [6] , génère une charge résultante à la base de l'ancrage d'une valeur de 0,75 fois la charge appliquée. L'équilibre des efforts en direction verticale produit une charge s'appliquant à la base de l'ancrage, qui peut se traduire soit par des efforts tranchants dans les pointes ou la tôle, soit par la compression transversale du bois sur la face supérieure du support (ancrage des deuxième et troisième groupes).

Les efforts de cisaillement induits par la solive sur la tôle et les pointes peuvent être présentés comme un travail de cisaillement simple des pointes avec une tôle fine. Selon l'Eurocode 5 [10] , ce type de cisaillement - qui fait travailler les pointes en enfoncement (f_h), arrachement (f_{ax}) et flexion - produit deux modes de rupture (figure 10). La résistance des pointes en cisaillement peut s'estimer, par les équations ci-dessous adaptées de l'analyse limite :

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0{,}4\, f_{h,k} t_1 d & (I) \\ 1{,}15\sqrt{(2 M_{y,Rk}\, f_{h,k} d)} + \dfrac{F_{ax,Rk}}{4} & (II) \end{cases}$$

Avec

$M_{y,Rk} = 0{,}45 f_u d^{2.6}$ *Moment plastique caractéristique en flexion des pointes,*

$f_{ax,k} = 20 \times 10^{-6} \rho_k^2$ *Contrainte caractéristique des pointes en arrachement,*

$f_{h,k} = 0{,}082 \rho_k d^{-0.3}$ *Résistance caractéristique des pointes à l'enfoncement,*

$F_{ax,Rk} = f_{ax,k} d t_{pen}$ *Résistance caractéristique des pointes à l'arrachement,*

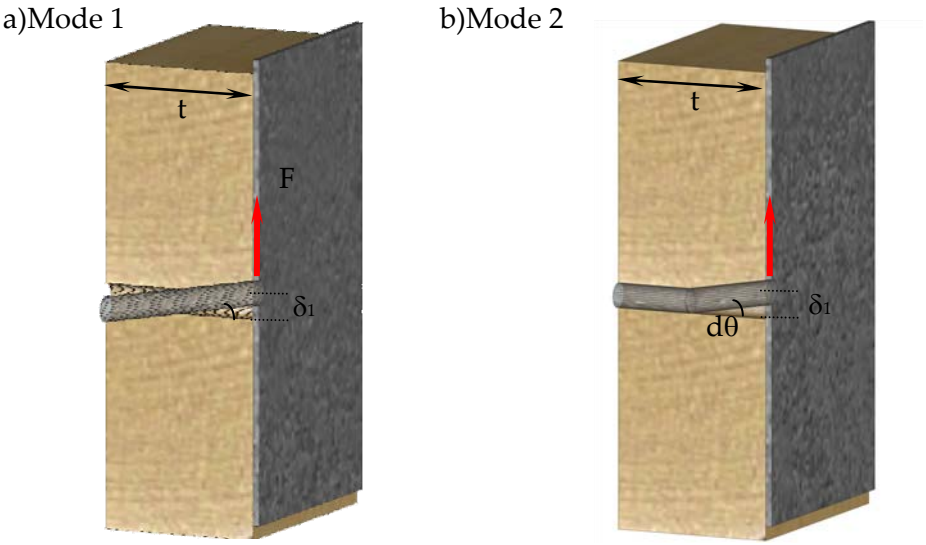


Figure 10 : Modes de rupture en cisaillement simple avec une tôle de faible épaisseur.

Ainsi, enfoncement, arrachement et flexion sont les trois phénomènes pertinents, selon l'Eurocode 5 [10] , au travail en cisaillement des pointes, paramètres qui seront retenus dans la présente étude du comportement des pointes.

La compression transversale du bois est observable en plusieurs endroits d'un assemblage. Il existe un double phénomène commun à tous les groupes d'ancrages sous la charge appliquée à leur base. À savoir l'apparition, dans cette zone, d'une compression transversale et d'un cisaillement du bois (figure 11). Cette interaction n'a été encore que peu étudiée. Sous cette dernière, le bois adopte un comportement non linéaire qu'il semble important de déterminer et de prendre en compte dans la perspective d'une modélisation du bois.

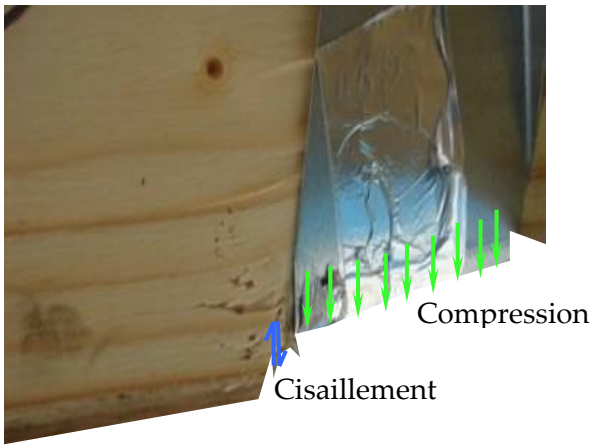


Figure 11 : L'interaction compression/ cisaillement entre la base de l'ancrage et la solive

La rotation imposée par la flexion de la solive à l'ensemble de l'ancrage et du support produit une compression transversale en bas du support et imprime aux ancrages une rotation par rapport au point O (figure 12), rotation qui à son tour génère une force d'arrachement des pointes. Les assemblages à ancrage du groupe 1 (FFI) montrent, lors des essais, des efforts de cisaillement et, imposés par ces derniers, des efforts d'arrachement des pointes. L'arrachement des pointes représente donc le mode de rupture le plus observé pour ce type d'ancrage (groupe 1). Ainsi, une grande partie de la résistance des pointes dans les ancrages du groupe 1 est déterminée par leur résistance en cisaillement (figure 12).

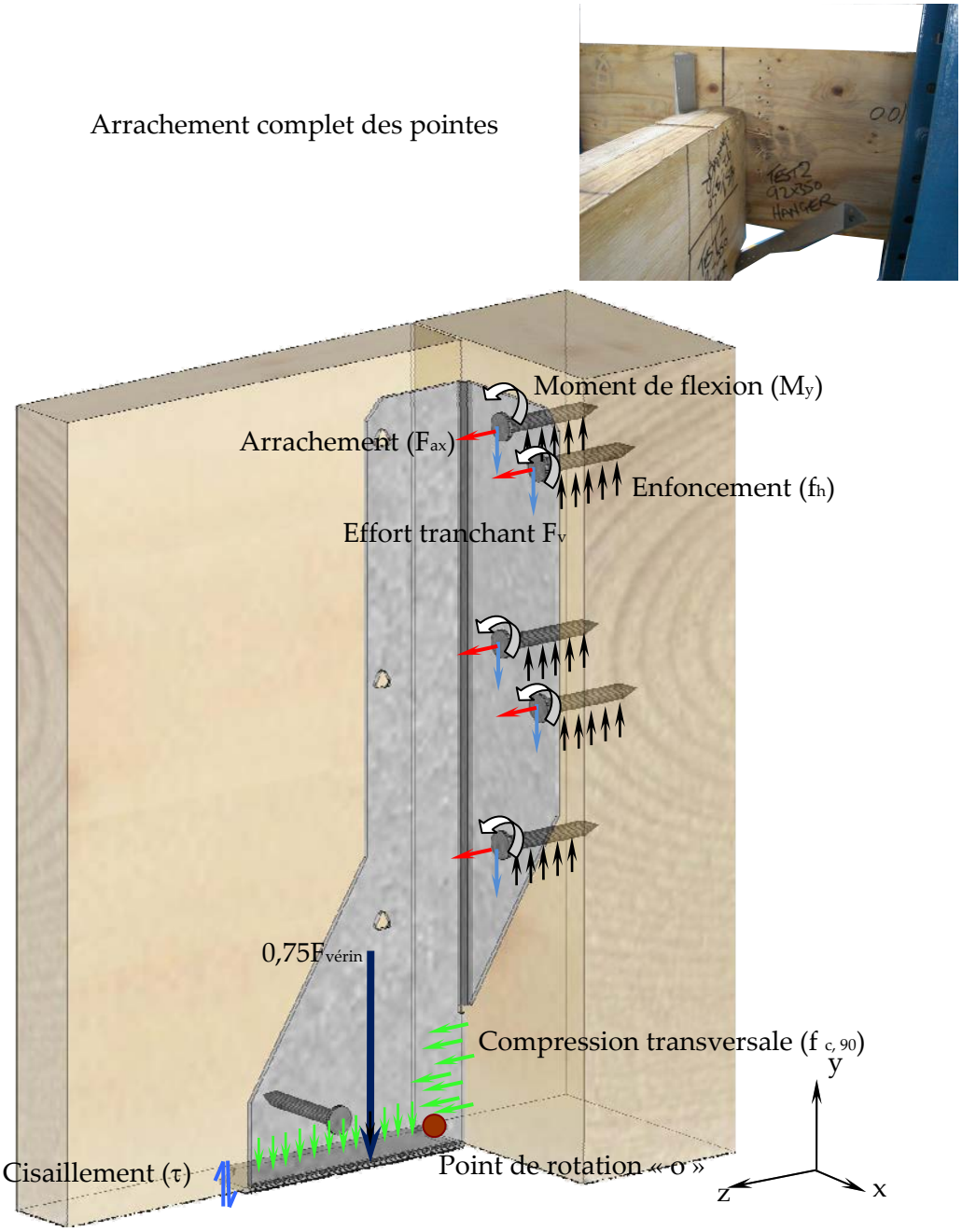


Figure 12 : Efforts intérieurs et modes de rupture les plus observés pour des assemblages du groupe 1 (FFI).

Dans les ancrages du groupe 2, la concentration des efforts sur la bride supérieure y fait apparaître une zone importante (zone A) de compression (figure 13). Les efforts imposés à la tôle verticale de l'ancrage entraînent des efforts horizontaux sur la tôle de la bride. Ces efforts tirent les pointes vers la solive en écrasant le bois sous la bride. Ils génèrent ainsi un effort de cisaillement des pointes et une compression transversale du support, auxquels s'ajoute un travail en arrachement des pointes (figure 13). Une interaction compression/cisaillement dans le bois est également observable. La combinaison de ces efforts aboutit dans cette

zone à une rupture, dont les modes successifs sont la fissuration du bois par cisaillement, sa compression et enfin l'arrachement des pointes (figure 13).

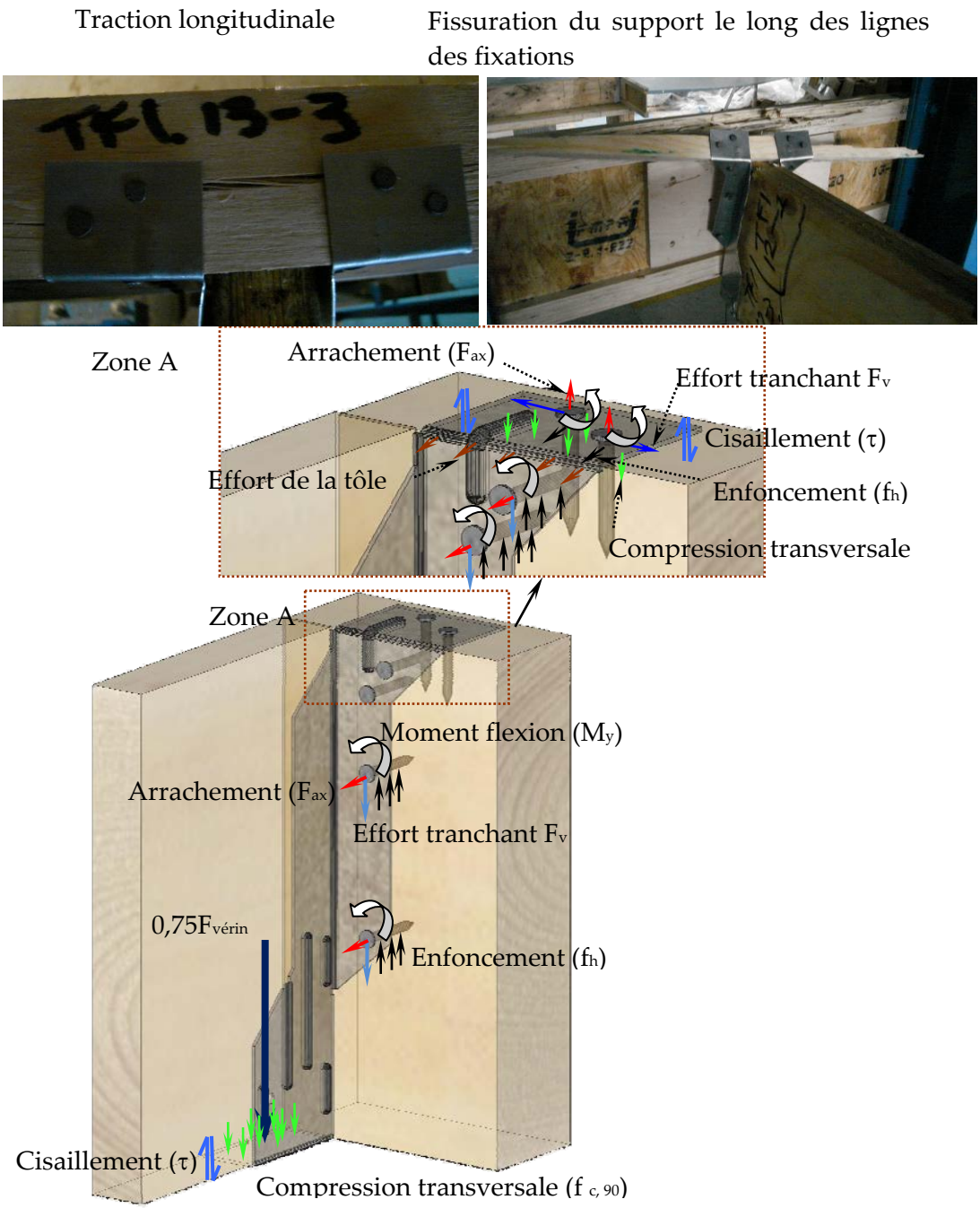


Figure 13 : Efforts intérieurs et modes de rupture les plus observés pour des assemblages par ancrages du deuxième groupe (TFI).

Par rapport aux ancrages du groupe 2, ceux du groupe 3 présentent une surface de contact avec la partie supérieure du support plus importante. Ainsi, leur résistance en compression est plus élevée et la répartition, plutôt que la concentration, des efforts élimine l'apparition de rupture dans cette zone. La

résistance des assemblages du groupe 3 est donc plus importante que celle des deux autres groupes, avec pour conséquence une plus grande influence de l'interaction compression/cisaillement. Le mode de rupture le plus observé avec ce type d'ancrage est la traction transversale (cisaillement) dans la solive (figure 14).

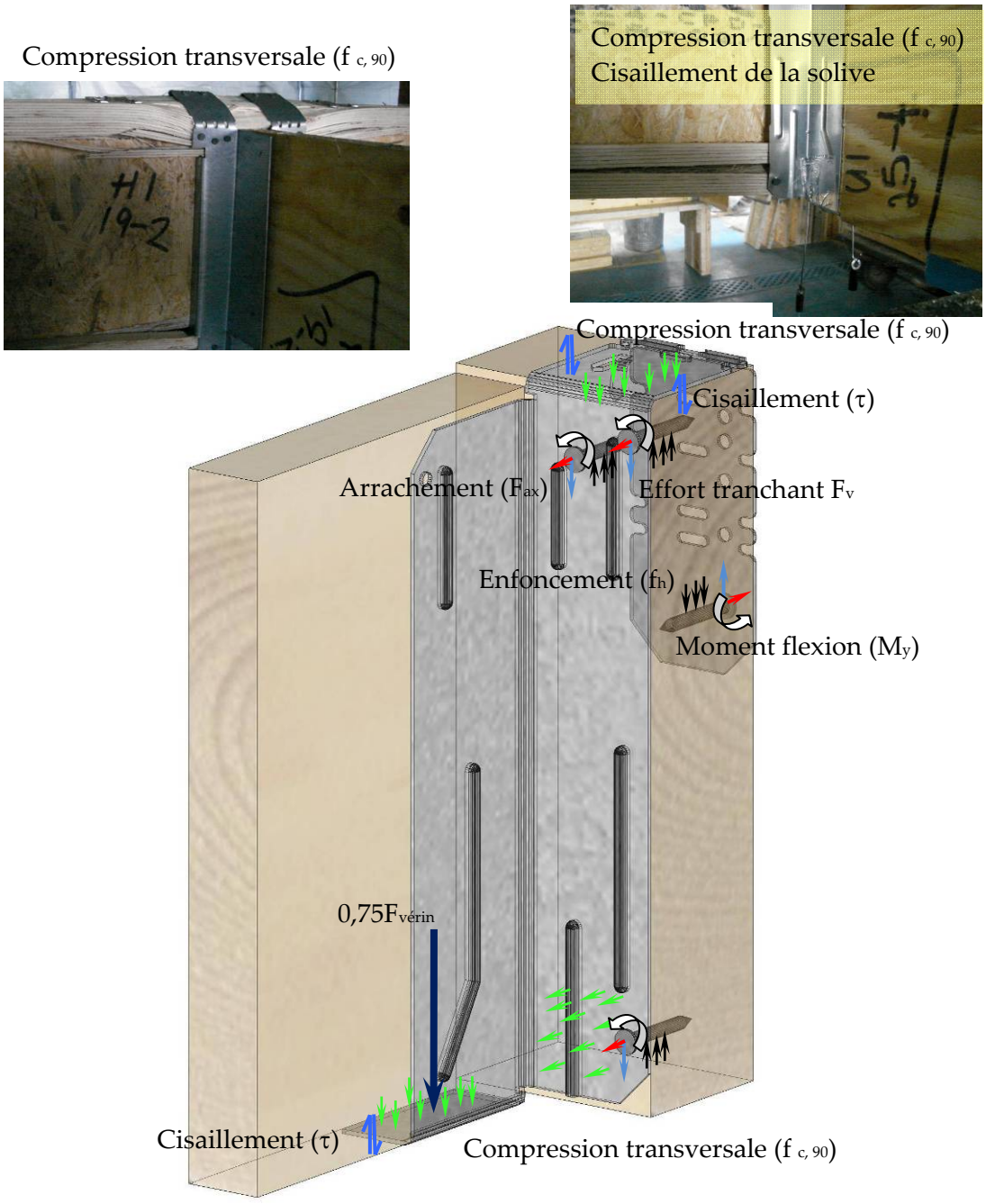


Figure 14 : Efforts intérieurs et modes de rupture les plus observés pour des assemblages du groupe 3 (HI).

3.5. Généralités et observations primaires

Avant d'entrer dans une phase de modélisation idéalisant fortement le comportement des objets, il a parut important de percevoir à travers quelques résultats expérimentaux fournis par l'entreprise CULLEN BP, la sensibilité du comportement des ancrages retenus précédemment.

L'objet de cette partie est donc de tenter de comprendre, à partir de quelques résultats expérimentaux servant à l'obtention d'ATE, l'influence de la largeur de la poutre support et des dimensions des ancrages (largeur et hauteur) sur la résistance et la raideur k_{ser} des ancrages. Ceci sera réalisé pour des ancrages représentatifs des trois groupes définis au paragraphe 1, à savoir les ancrages de type FFI, TFI et HI. Les différentes notations utilisées par la suite sont présentées à la figure 5. Les essais de caractérisation des ancrages ont été réalisés par l'entreprisse CULLEN BP. La solive et le support sont des poutres de chez JJI-JOIST décrites à la figure 6 et les éléments de fixation sont des pointes torsadées de 3,75 mm de diamètre et ayant une longueur de 30 mm décrites à la figure 8. Un nombre total de 7 essais a été réalisé pour chaque géométrie d'assemblage.

A partir des résultats expérimentaux issus des essais, il est possible d'évaluer la raideur de l'assemblage ainsi que la charge à rupture. Les graphiques représentants l'évolution de ces deux grandeurs en fonction de différents paramètres sont présentés sur les figures qui suivent. Le tableau 6, quant à lui, présente un récapitulatif de ces résultats afin d'en extraire les tendances qui s'en dégagent. Dans ce tableau, il est possible de remarquer qu'une augmentation de la hauteur de la solive entraine un accroissement de la raideur ainsi qu'une hausse de la résistance de l'assemblage, sauf lors de l'utilisation de connecteurs du type TFI pour lesquels la raideur semble constante. Notons que l'évolution moyenne de la raideur et de la résistance pour les connecteurs TFI peut porter à discussion car elle n'intègre que 2 géométries différentes d'assemblage. De plus, une augmentation de la largeur, que ce soit de la solive ou de la porteuse entraine, en général, une chute de la raideur ainsi qu'une chute de la résistance des assemblages, peu importe le type de connecteur utilisé. Enfin, il apparait que la résistance des assemblages comportant un ancrage de type HI semble être peu sensible aux variations dimensionnelles des pièces qui composent l'assemblage.

Tableau 6 : Évolution de la raideur et de la résistance des assemblages en fonction de la géométrie des pièces les constituants

	Raideur kN/mm / mm			Résistance kN / mm		
Paramètre étudié	FFI	TFI	HI	FFI	TFI	HI
Hauteur ancrage	0,40	0,01	0,22	1,02	0,21	0,09
Largeur porteur	-0,42	-0,36	-0,26	-0,14	-0,29	-0,07
Largeur solive	-0,80	-0,26	-0,54	-0,29	0,09	0,10

Les résultats représentent la variation moyenne (en %) de la raideur ou de la résistance par mm d'augmentation du paramètre. La géométrie des assemblages étudiés diffère par le type d'ancrage utilisé ce qui engendre des différences dans le mode de transmission des efforts. Le transfert des efforts pour chaque ancrage est présenté à la figure 12 pour les ancrages du type FFI, figure 13 pour les ancrages du type TFI et à la figure 14 pour les ancrages du type HI.

3.6. Observations détaillées et tentatives d'explications

3.6.1. Influence de la hauteur de l'ancrage

Les ancrages du type FFI, contrairement aux connecteurs TFI et HI, voient le nombre de pointes croitre avec l'augmentation de la hauteur de l'ancrage. La résistance et la raideur de ces ancrages sont principalement liées au nombre de pointes. Il semble donc logique de constater qu'une augmentation de la hauteur entraine un accroissement de la raideur ainsi qu'une hausse de la résistance de la connexion. En passant d'un ancrage d'une hauteur de 200 mm à un ancrage de 300 mm, le nombre de pointe s'accroit de 80%, il semblerait donc logique que la raideur ainsi que la résistance augmentent elles aussi de 80%. Or il est possible de constater sur la figure 15 que ceci est exact pour la résistance qui s'élève en moyenne de 102 % alors que la raideur n'augmente que de 40%. Un changement de fonctionnement de l'assemblage doit se produire lorsque la raideur de la fixation du boitier augmente considérablement. A partir d'un certain nombre d'organes, le glissement apporté par les pointes devient faible est donc peu significatif sur le glissement global. La déformation augmente alors car l'effort dans le fond du boitier s'accroît : la raideur évolue donc peu.

Sur les ancrages de type TFI, il est possible d'observer une faible augmentation de la raideur ainsi qu'une hausse plus importante de la résistance si uniquement les valeurs moyennes présentées sur le tableau 6 sont prises en compte. Le nombre d'organes de fixation est identique pour toutes les hauteurs de ce type d'ancrage, il est donc difficile de comprendre pourquoi une baisse des propriétés mécanique est observée. Comme dit précédemment, seulement peu de résultats ont pus être extraits des essais fournis. La figure 16 montre qu'il n'est pas possible de conclure sur l'influence de la hauteur de la solive car il n'a été possible d'extraire qu'une seule paire de données.

Les ancrages de type HI possèdent peu d'organes d'assemblage, les efforts sont donc principalement transmis par contact dans le fond du boitier puis par l'appui de la tôle repliée sur la porteuse. Avec l'augmentation de la hauteur de la porteuse, celle-ci se comporte mieux vis-à-vis des efforts de compression amenés par l'ancrage car elle diffuse davantage la charge à laquelle elle est soumise. Sa raideur s'en voit donc améliorée. En effet, pour un accroissement de la hauteur de l'assemblage de 100 mm la raideur augmente en moyenne de 22 %. Par contre, la résistance de l'assemblage dépend principalement du dépliage de la ceinture. Ces dimensions et

son mode de fixation étant identique quelle que soit la hauteur de l'assemblage, il est logique qu'aucune variation significative de la résistance de l'assemblage en fonction de la hauteur de l'ancrage ne soit observée (figure 17).

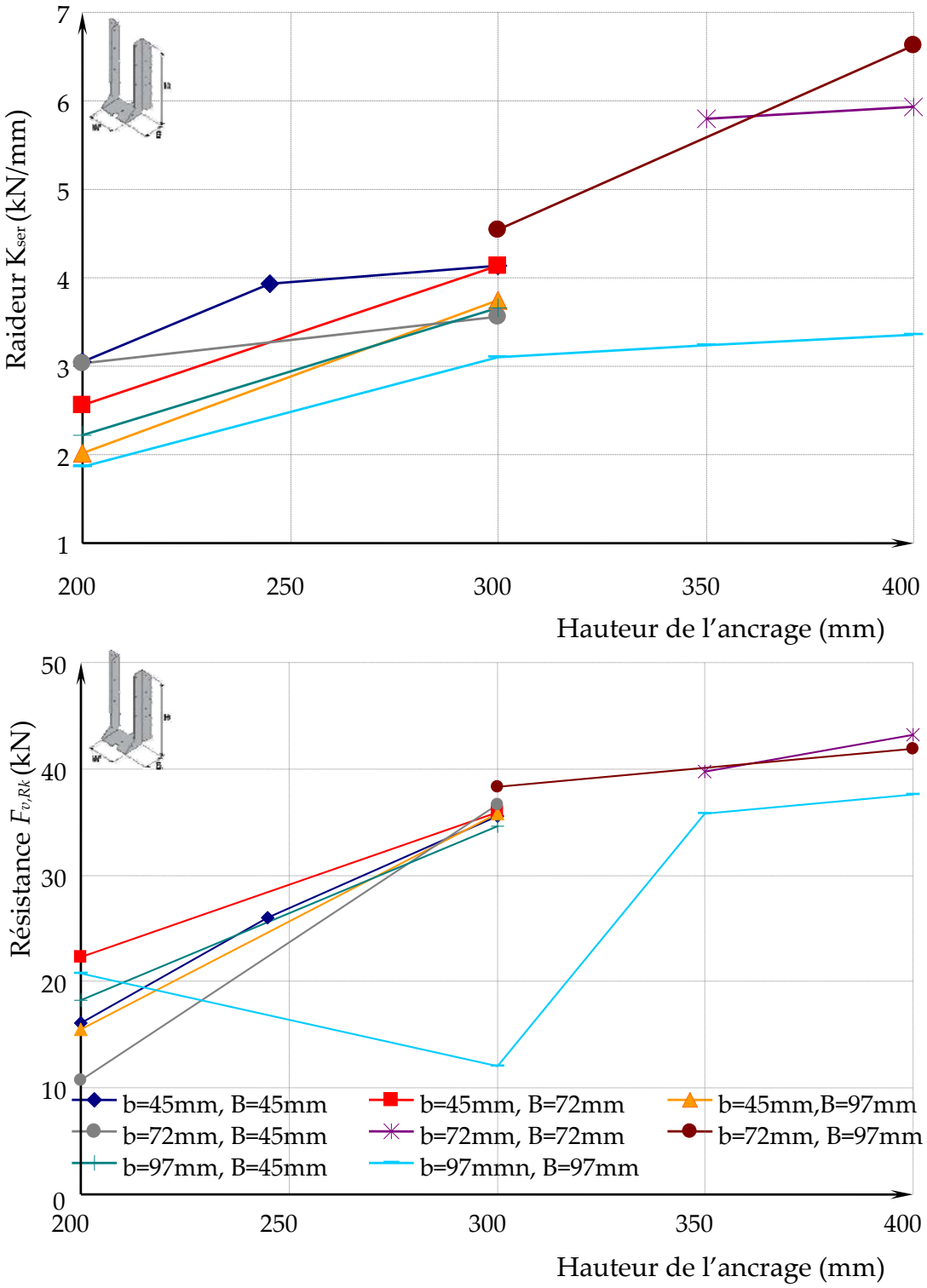


Figure 15 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la hauteur des poutres assemblées par des connecteurs FFI.

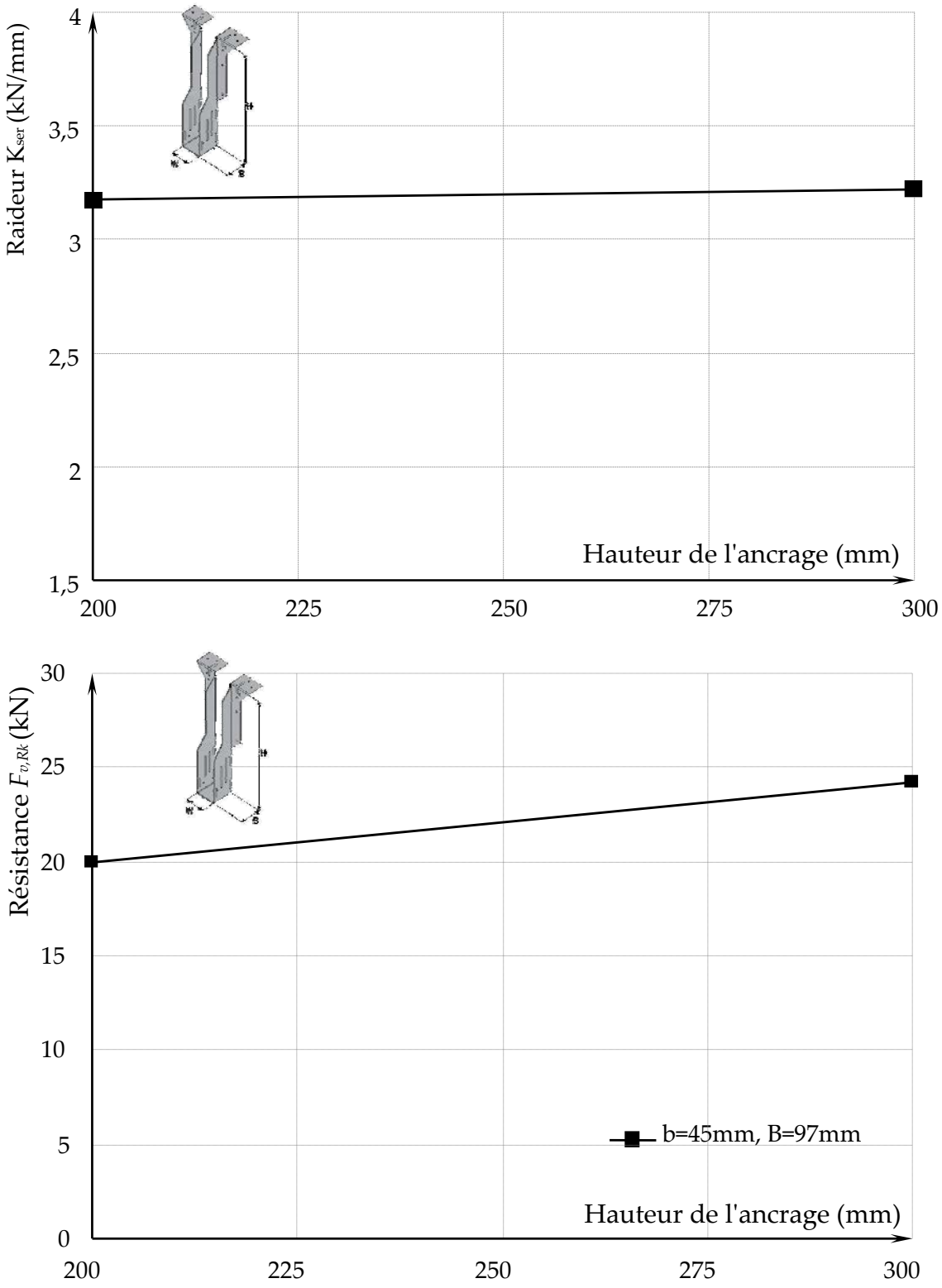


Figure 16 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la hauteur des poutres assemblées par des connecteurs TFI.

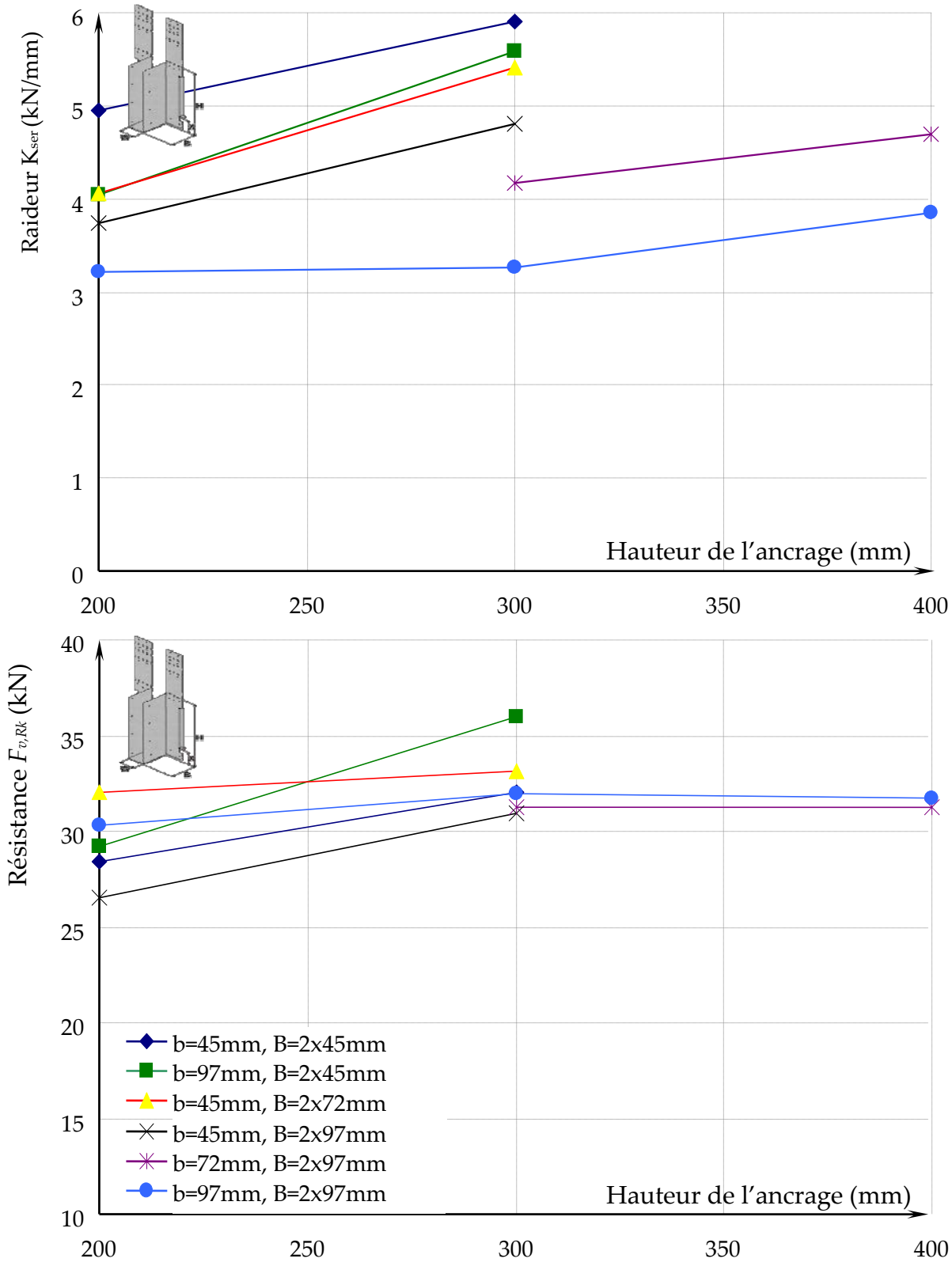


Figure 17 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la hauteur des poutres assemblées par des connecteurs HI.

3.6.2. Influence de la largeur de la poutre porteuse

Des modifications dimensionnelles peuvent entrainer des changements dans la répartition des efforts due à des assouplissements ou raidissements de certaines parties de l'assemblage. De plus, dû à l'augmentation de la rigidité de certains éléments constituant les assemblages, la cinématique de déformation peut s'en trouver affectée. Ceci est montré schématiquement à la figure 18.

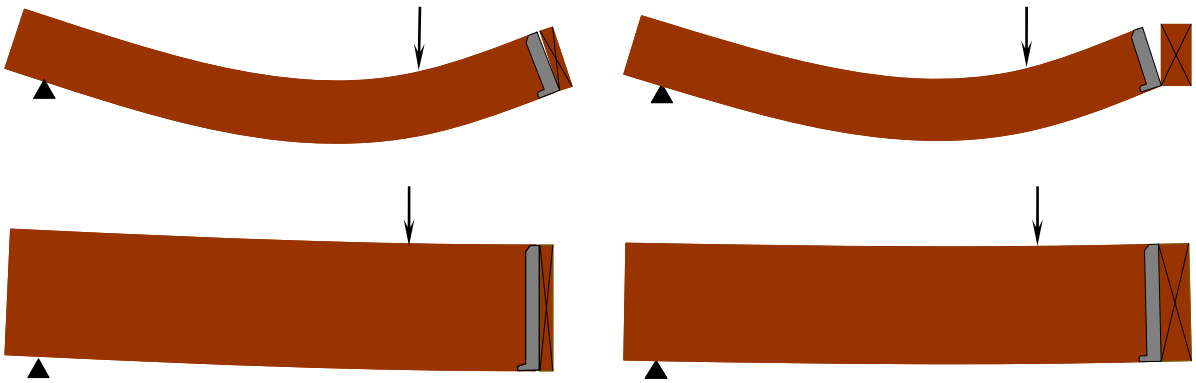


Figure 18 : Quelques modes de déformations caricaturaux suivants la rigidité des pièces en présence.

Le rapport de la rigidité de torsion de la porteuse par rapport à la rigidité de flexion de la solive a une influence sur la cinématique de déformation de l'assemblage complet. En effet, il peut être remarqué que selon la rigidité de flexion de la solive, la rotation de la section d'about de la solive est soit positive, soit négative. Le jeu initial entre les deux pièces de bois se voit alors augmenté ou diminué en fonction de la charge. Dans certains cas, il est possible de supposer que les pièces viennent en contact ce qui pourrait, par frottement, limiter le déplacement relatif entre les différentes pièces et ainsi augmenter la rigidité. De même, dans le cas où la rigidité de torsion de la porteuse est faible, le moment appliqué peut être suffisant pour que la rotation de la porteuse soit supérieure à la rotation de la section d'about. Dans cette éventualité, les jeux initiaux seront à nouveau comblés et il serait possible d'observer une augmentation de la rigidité.

La figure 18 montre schématiquement l'influence de la rigidité des poutres sur la cinématique de déformation de l'assemblage. Ceci se caractérise principalement par une augmentation des dimensions des différents éléments, dont la hauteur des pièces. Pourtant, lorsque la hauteur de l'assemblage augmente, la portée de la solive augmente en conséquence. L'inertie de la solive dépend de h^3 et la flèche d'une poutre est inversement proportionnelle à L^3. Selon la norme d'essai EOTA TR016 [6] la portée de la solive est une fonction linéaire de la hauteur de la solive, la flèche est donc aussi inversement proportionnelle à h^3. Étant à la fois proportionnelle et

inversement proportionnelle à h^3, la déformée de la solive n'est donc pas fonction de sa hauteur. Elle ne dépend que de la largeur de celle-ci ainsi que de son module d'élasticité. Les poutres utilisées dans la construction étant, de nos jours, relativement élancées afin d'avoir un haut rendement mécanique, et la classe de bois étant couramment du C24, il est possible de supposer que l'allure de la déformée de la solive est indépendante de la rigidité de la solive. La seule raison qui entrainerait une modification des conditions de contact entre les pièces composant l'assemblage est donc purement géométrique. Le déplacement d'un point, situé sur une fibre supérieure ou inférieure à l'about d'une solive, est proportionnel à la rotation qui est indépendante de la rigidité et de la hauteur de la solive.

Plus la rigidité de torsion de la porteuse est faible plus la rotation due au moment créée par l'excentricité de la résultante de pression de la solive sur l'ancrage sera important. Dans cette configuration les jeux initiaux se comblent plus aisément. Cet effet peut être accentué par le fait qu'une diminution de la rigidité de torsion concorde souvent avec une diminution de la rigidité de flexion. Ceci pourrait expliquer la chute de rigidité observée lorsque la largeur de la porteuse augmente, et ceci pour tous les types d'ancrages étudiés (figure 19, figure 20, figure 21).

En ce qui concerne l'évolution de la résistance des assemblages, celle-ci à tendance à diminuer avec l'augmentation de la largeur de la solive porteuse mais dans une moindre mesure. Dans le cas où il est fait l'hypothèse que les pièces viennent en contact, le mode de transmission des efforts s'en trouve modifié et des efforts parasites de frottement apparaissent. Les deux types d'assemblage subissant les plus fortes baisses de résistance sont ceux assemblés par les connecteurs FFI et TFI.

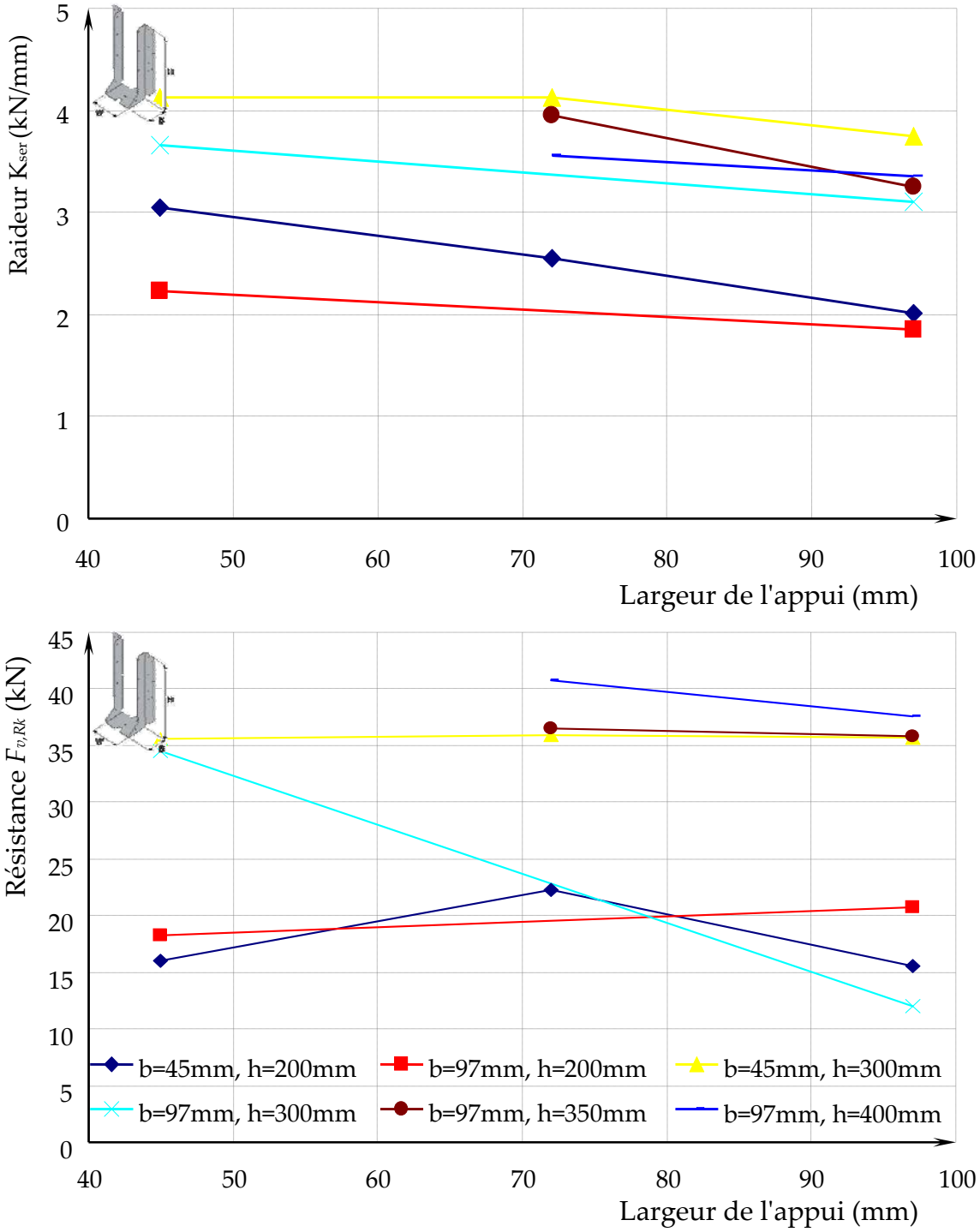


Figure 19 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur de la porteuse des poutres assemblées par des connecteurs FFI.

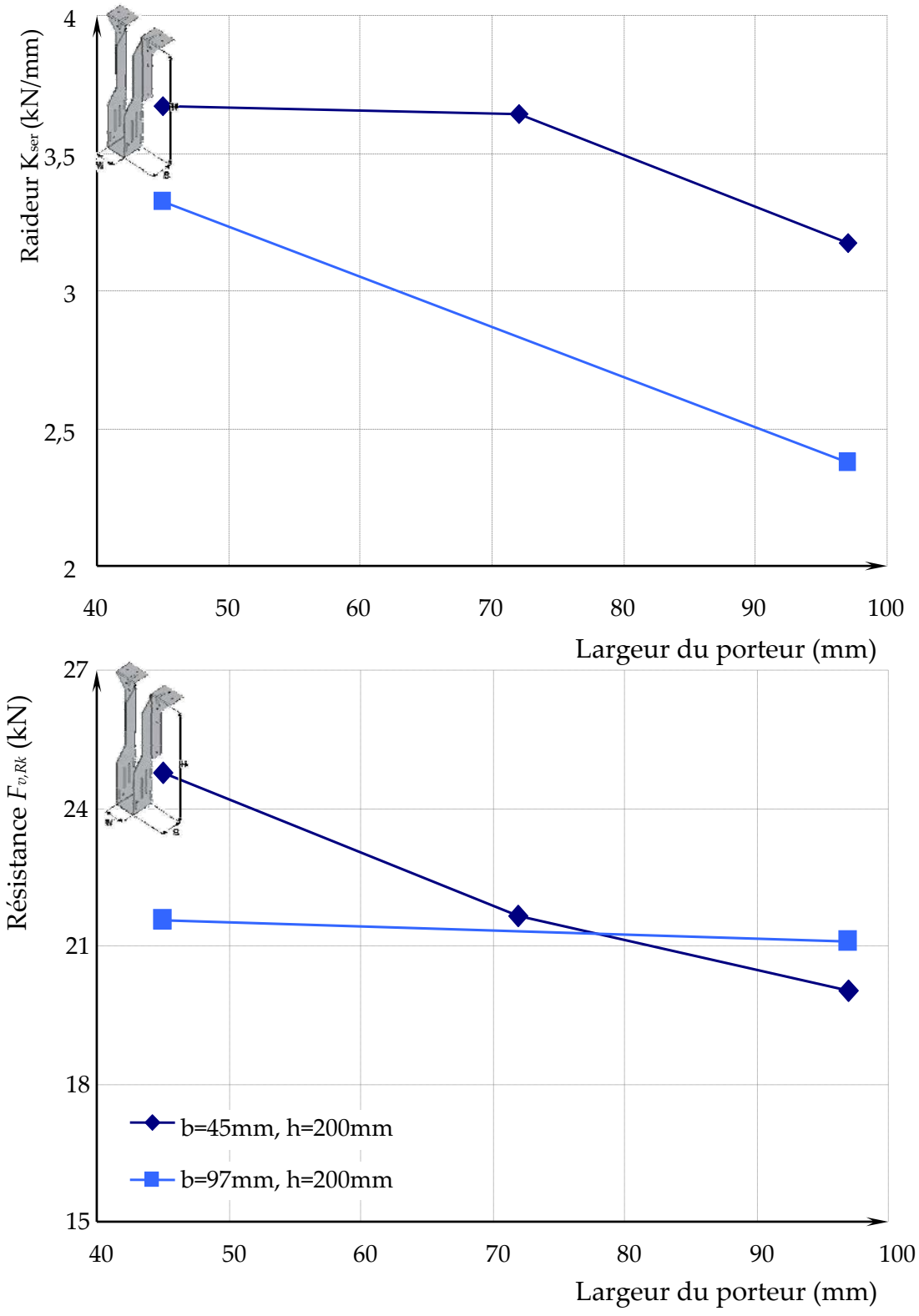


Figure 20 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur de la porteuse des poutres assemblées par des connecteurs TFI.

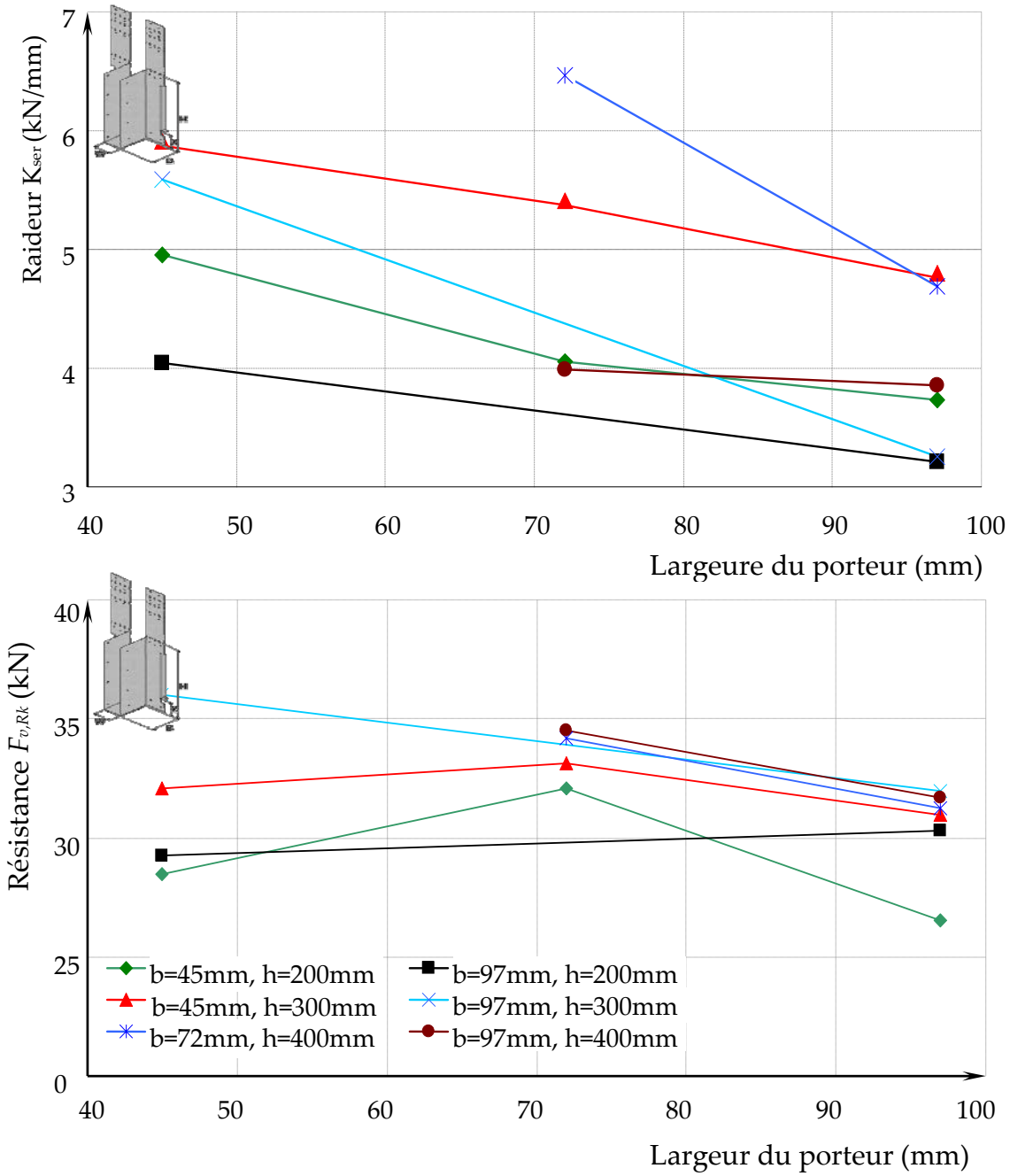


Figure 21 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur de la porteuse des poutres assemblées par des connecteurs HI.

3.6.3. Influence de la largeur de la solive

Avec l'augmentation de la largeur de la solive, la largeur de l'ancrage augmente en conséquence. C'est à ce niveau qu'une modification dans le comportement de l'ancrage devrait être observée (figure 22, figure 23, figure 24).

En supposant que les déformations sont faibles jusqu'à atteindre la plastification de la tôle métallique, il est possible de considérer que la charge est uniformément répartie sur le fond du boitier. Le moment plastique d'une tôle de 1,2 mm d'épaisseur ayant une limite élastique de 360 MPa garantie est de 130 N.mm/mml. La charge répartie causant la plastification de cette section de 0,74 N/mm/mml (pour un boitier ayant une largeur de 46 mm) et la charge totale à appliquer à l'ancrage est donc de 1696 N ce qui correspond à une charge du vérin égale à 2261 N. La charge de $0{,}4 \times F_{estimée}$ varie entre 10 kN et 14 kN, il peut être alors supposée que le calcul de la raideur se fait déjà dans la zone de comportement plastique de l'ancrage. Toute chose étant égale par ailleurs, si la largeur de l'ancrage augmente la charge qui plastifie le fond du boitier diminue ce qui entraine une diminution de la raideur. De plus, dans la zone de fonctionnement élastique, une augmentation de la largeur de l'ancrage entraine une augmentation de la flèche prise par le fond du boitier. Cette tendance peut être remarquée pour tous les types d'ancrages et plus particulièrement pour les ancrages du type FFI qui perdent en moyenne 8% de leur raideur pour une augmentation de 10 mm de la largeur de la solive.

En ce qui concerne la résistance de l'ancrage, seuls les ancrages du type FFI semble être affectés par une augmentation de la largeur de l'ancrage. Ceux-ci voient leur résistance baisser en moyenne de 2,9% pour une augmentation de la largeur de 10 mm. Les ancrages des types TFI et HI ne sont que très peu affectés par la variation de ce paramètre.

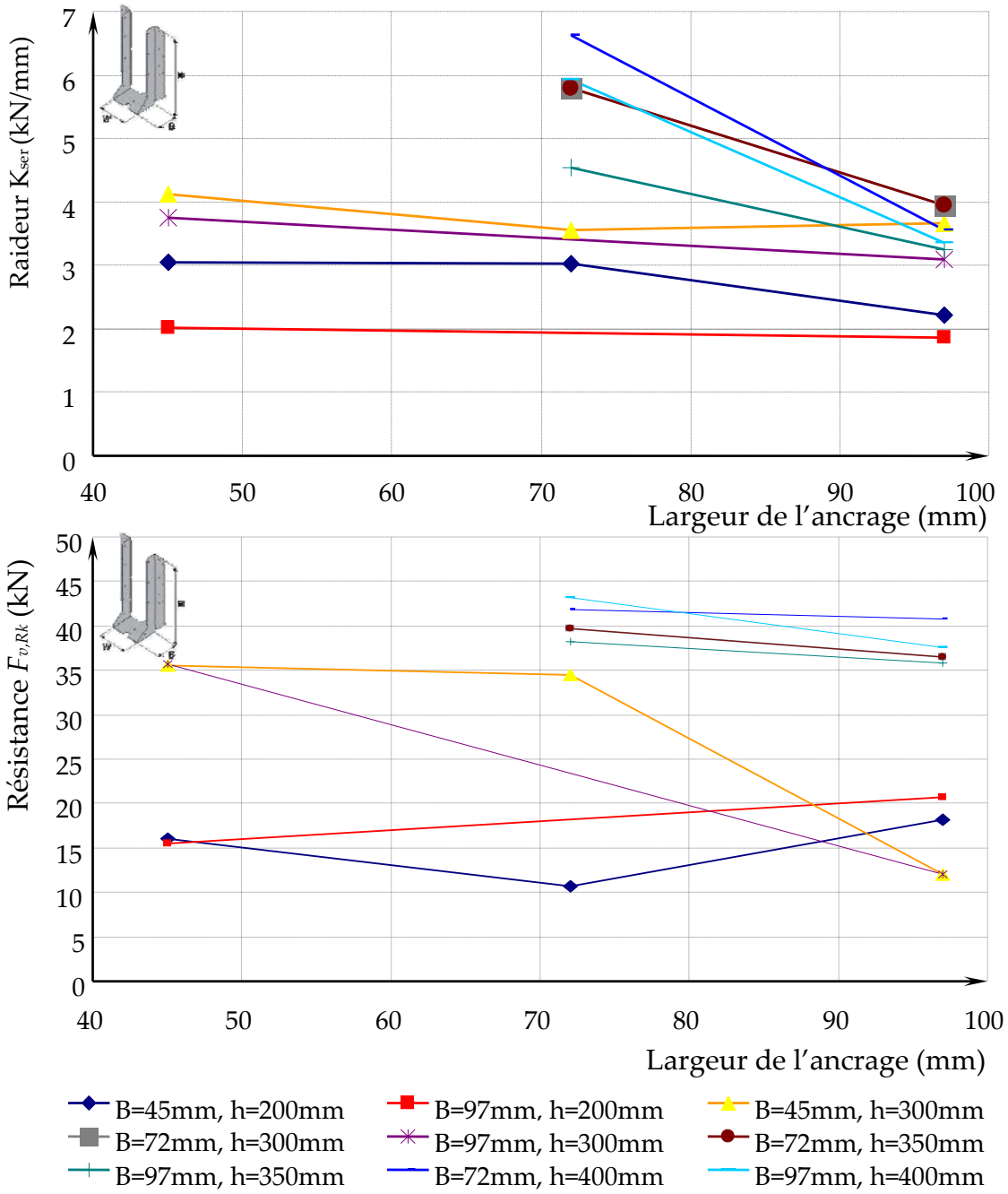


Figure 22 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur d'appui de la solive des poutres assemblées par des connecteurs FFI.

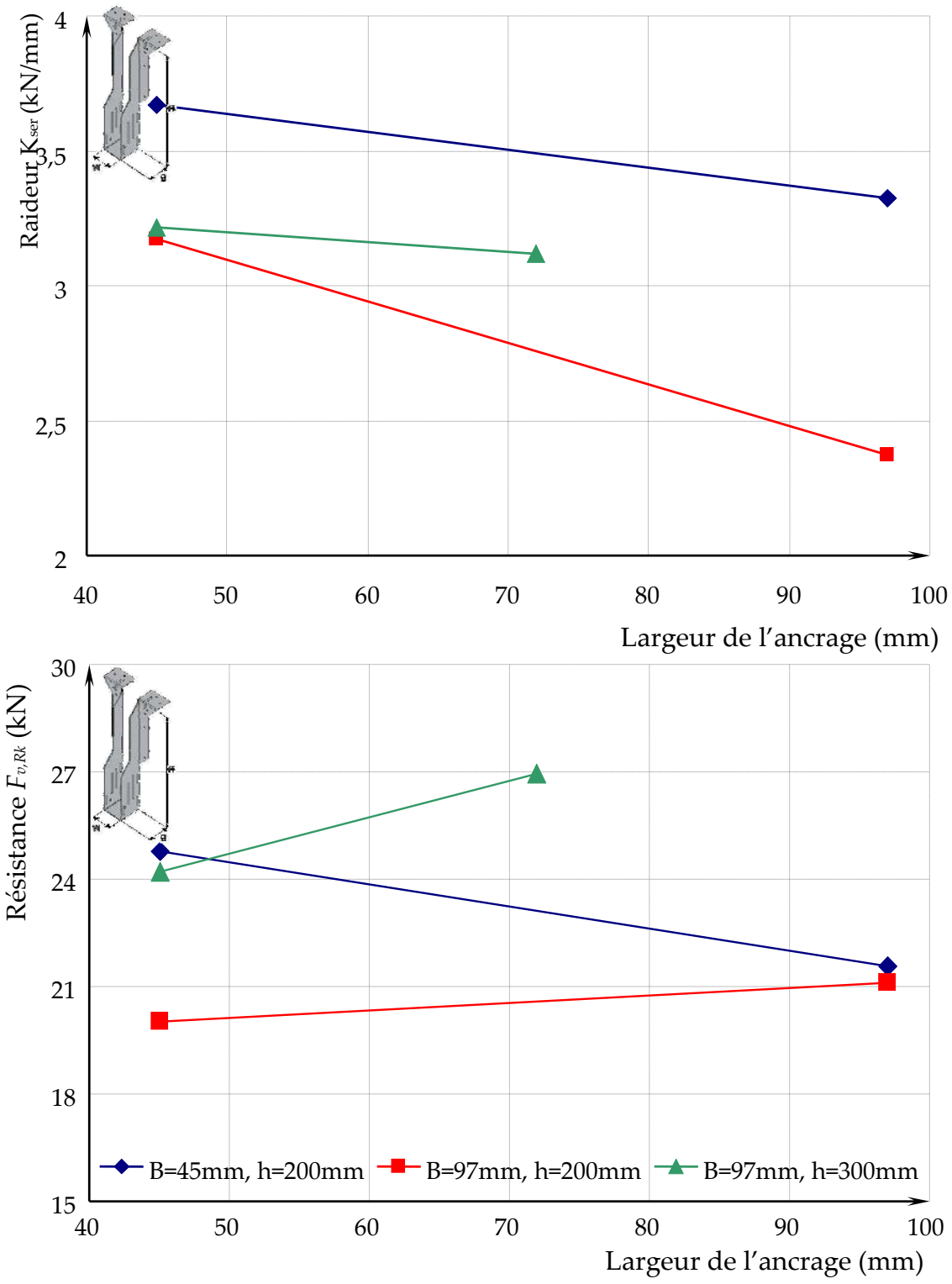


Figure 23 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur d'appui de la solive des poutres assemblées par des connecteurs TFI.

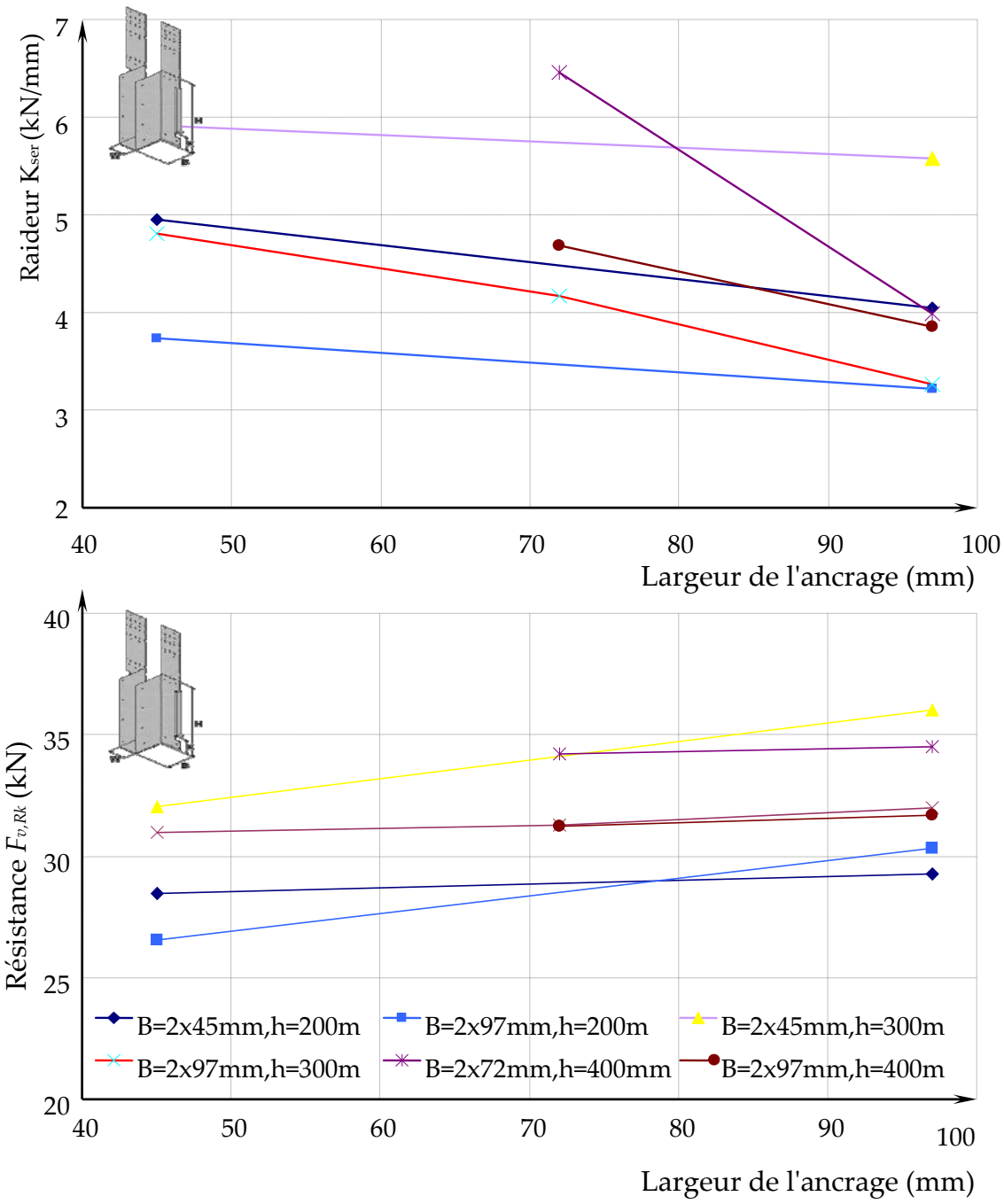


Figure 24 : Évolution de la raideur et de la résistance des ancrages en fonction de la largeur d'appui de la solive des poutres assemblées par des connecteurs HI.

4. CONCLUSION

La production d'ancrages CULLEN présente une vaste gamme. Ces ancrages permettent de liaisonner des éléments bois à différents type de support qui peuvent être bois, béton ou acier. Parmi ces différents ancrages, il a semblé intéressant de se focaliser dans cette première approche de modélisation sur ceux qui semblaient les plus complexes du fait de l'utilisation d'organes souples telles que des pointes. Naturellement, la complexité maximale est obtenue lorsque des connexions bois / bois sont réalisées. Le choix est fait de vouloir modéliser trois types ancrages de cette famille présentant des comportements singuliers assez différents : si des résultats intéressants sont obtenus, il paraît envisageable d'étendre la méthodologie de modélisation.

Les trois ancrages retenus présentent des mécanismes de rupture caractéristiques avec des similitudes de ruine localisées identiques. C'est sur ces différents points que seront portés les efforts de modélisation.

Au cours de cette analyse, il a pu être montré que les variations dimensionnelles des ancrages ont une influence sur leurs raideurs ainsi que sur leurs résistances. Parfois, des explications simples permettent de justifier ce comportement, parfois des fonctionnements plus complexes et parfois aucune explication ne semble pouvoir justifier le comportement des ancrages. Ceci est principalement dû au fait que les assemblages qui mettent en œuvre des ancrages tridimensionnelles sont des systèmes hautement hyperstatiques dans lesquels la répartition des efforts est difficile à appréhender par de la statique simple. Une modélisation par éléments finis permettrait de mieux appréhender le fonctionnement de ces ancrages et ainsi de mieux saisir de quelle manière les différents paramètres influent sur les caractéristiques mécaniques de ces assemblages.

- PARTIE 2 - LE MATERIAU DE L'ANCRAGE

La majeure partie des ancrages produits par la société CULLEN est réalisée en acier galvanisé (Galvanised mild steel –Z275), l'utilisation de tôles en acier inoxidable restant très marginale. Suivant le volume d'ancrages écoulé, ceux-ci sont produits à partir de tôles en feuilles, ou bien, à partir de feuillards en rouleaux. Lorsque les productions sont particulières, de forte épaisseur ou de petites séries, les ancrages sont produits à partir de feuilles. Les produits sont tout d'abord découpés et poinçonnés sur des grignoteuses à commandes numériques. Des machines de pliages universelles à froid sont ensuite utilisées pour donner la forme géométrique tridimensionnelle finale. Lorsque les séries sont plus conséquentes, des outillages d'estampage à froid multi opérations très ingénieux permettent de fabriquer ces produits en continue à partir des feuillards en rouleaux. Le développement de ces matrices très spéciales et très coûteuses intervient donc après l'aboutissement ultime d'un produit qui a reçu toutes les garanties pour être mis sur le marché.

Le choix des nuances d'acier est très généralement guidé par le prix et la disponibilité des produits très fluctuant sur le marché en fonction de la demande liée à la production automobile et la conserverie principalement. L'entreprise stock en général deux nuances d'acier afin de garantir sa production qui se situe principalement en Écosse. Grâce au cahier des charges établi par l'entreprise, les aciers ne peuvent avoir, normalement, des propriétés de résistance inférieures à celles demandées, c'est pourquoi un contrôle systématique des approvisionnements n'est pas réalisé. Ayant pour objectif de modéliser les ancrages, il est apparu important, dans un premier temps, de caractériser ces aciers afin de disposer de leur loi de comportement.

Dans le processus de production des ancrages, des phases de poinçonnage, de prédécoupage, de découpage, de formage et aussi de pliage interviennent. Ces deux dernières opérations, qui permettent de produire des bossages de renfort ou tout simplement les angles sur le produit, conduisent inéluctablement à plastifier l'acier pour qu'il conserve les formes désirées. La plastification de l'acier suivant sa nuance et le taux de déformation plastique peut induire de l'écrouissage. Suivant l'importance de l'écrouissage une augmentation remarquable de la limite élastique peut être observée.

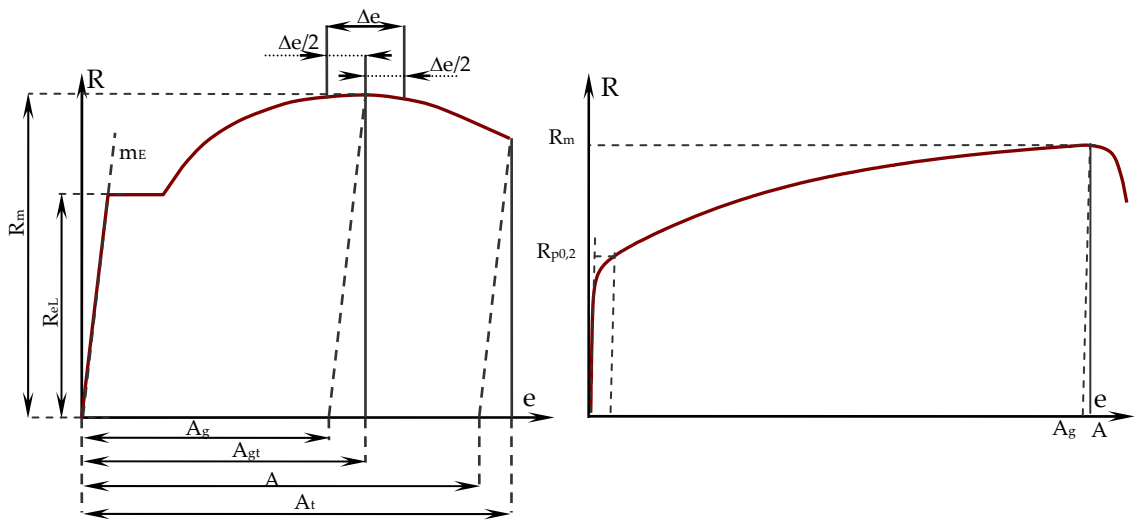
Pour la simulation du comportement des ancrages, ce phénomène peut avoir des conséquences en termes de modélisation très importantes. En effet deux stratégies complètement différentes sont à conduire suivant l'importance que revêt l'écrouissage sur le comportement en dépliage des ancrages. Le comportement en dépliage est celui qui conférera sa rigidité à l'ancrage lorsqu'il exercera son rôle d'ancrage. Si l'écrouissage est à prendre en compte, il est nécessaire de réaliser une phase de formage des ancrages préalablement à leur modélisation complète intégrant le bois et les pointes. Cette phase de formage peut être réalisée par simulation

numérique sur le logiciel ABAQUS. Les contraintes résiduelles après formage doivent alors être réinjectées dans le modèle final permettant la simulation de l'assemblage. Le maillage optimisé permettant le formage n'étant pas exactement le même que celui permettant la simulation du comportement mécanique, des opérations délicates sont à conduire pour parvenir à l'intégration de conditions initiales particulières. Si l'écrouissage de l'acier peut être négligé, les ancrages peuvent être simulés à partir de leur forme finale sans intégrer les contraintes initiales ce qui est beaucoup plus simple.

Afin de choisir le scénario le plus adapté à la modélisation des ancrages, il est choisi de modéliser en 2D le pliage et le dépliage de pièces de tôle de nuances bien connues. Ce travail permet de maîtriser les conséquences en termes de programmation d'une phase de formage préalable des ancrages et d'apprécier les conséquences de l'écrouissage. Un travail de modélisation en 3D par éléments volumiques et coques, du dépliage uniquement, est également réalisée afin de choisir le type de modélisation le plus adapté en termes de précision et de temps de calcul.

1. CARACTERISTIQUE DES TOLES METALIQUES EN TRACTION

La production d'ancrages fait appel à différentes épaisseurs de tôle pour des raisons évidentes d'économie. Les épaisseurs couramment utilisées sont 1,2 ,2 et 2,5 mm. Dans l'application, il n'est pas fait de distinctions particulières par rapport à la variation possible de la résistance en fonction de l'épaisseur. A priori deux nuances d'acier quasi équivalentes sont utilisées pour produire sans, pour autant, faire également de distinction au niveau des ancrages.



Avec :

A *Allongement pour cent après rupture (déterminé à partir du signal de l'extensomètre) ou directement sur l'éprouvette*

A_g *Extension plastique pour cent à la force maximale*

A_{gt} *Extension total pour cent à la force maximale*

A_t *Extension total pour cent à la rupture*
e *Extension pour cent*
m_E *Pente de la partie élastique de la courbe force unitaire/ extension pour cent*
R *Force unitaire*
R_m *Résistance à la traction*
Δe *Étendu du plateau*
$R_{p0,2}$ *Limite conventionnelle d'élastique pour une extension plastique de 0,2% de la longueur de base de l'extensomètre*

Figure 25 : Loi de comportement type et valeurs remarquables des contraintes à considérer après essais.

Un acier clairement typé acier doux et un acier à caractère écrouissable selon la norme NF EN ISO 6892-1 [11] sont a priori utilisés. La figure 25 rappel d'un point de vu normatif comment les valeurs remarquables doivent être identifiées. En prévision des essais d'assemblages à conduire pour la validation des modèles développés, il a été choisi de tester en traction les deux types d'acier ainsi que deux épaisseurs de tôle. La recherche du comportement élastique précis de ces aciers n'a pas paru fondamentale en première approche, la valeur standard de 210 000 MPa sera retenue en modélisation. Un nombre total de 20 éprouvettes ont donc été découpées dans des tôles en respectant les dimensions prescrites dans la norme NF EN ISO 6892-1 [11] (figure 26).

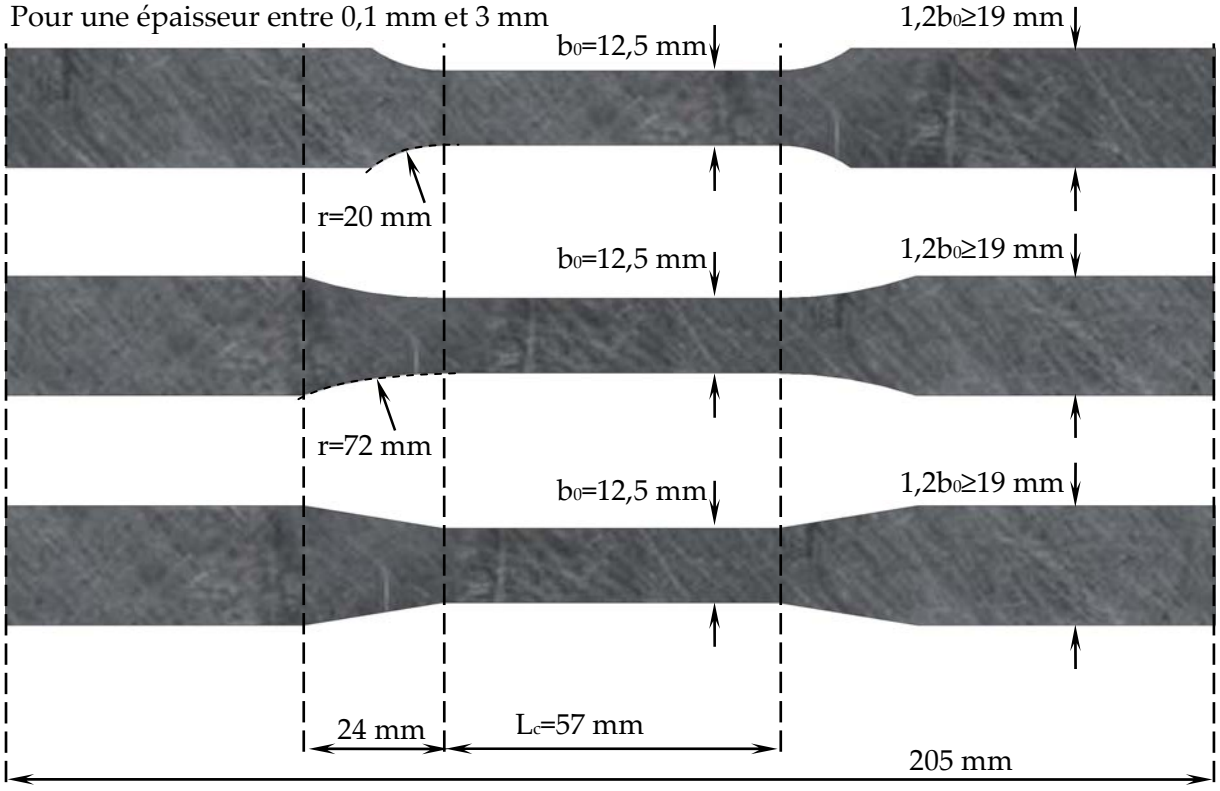


Figure 26 : Dimensions des éprouvettes en acier pour le test des tôles.

Avec

l_c *Longueur calibrée,*

b_0 *Largeur initiale de la longueur calibrée d'une éprouvette plate,*

r *Rayon.*

Chaque éprouvette a été installée dans les mors auto-serrant d'une machine de traction universelle INSTRON® d'une capacité de 30 kN (figure 27). Un extensomètre a été placé entre les deux pinces sur la partie courante de l'éprouvette. Celui-ci avait une distance initiale de 10 mm. Il faut remarquer que cette longueur d'extensomètre n'est pas tout à fait conforme aux prescriptions de la norme, la distance devrait être plus grande.

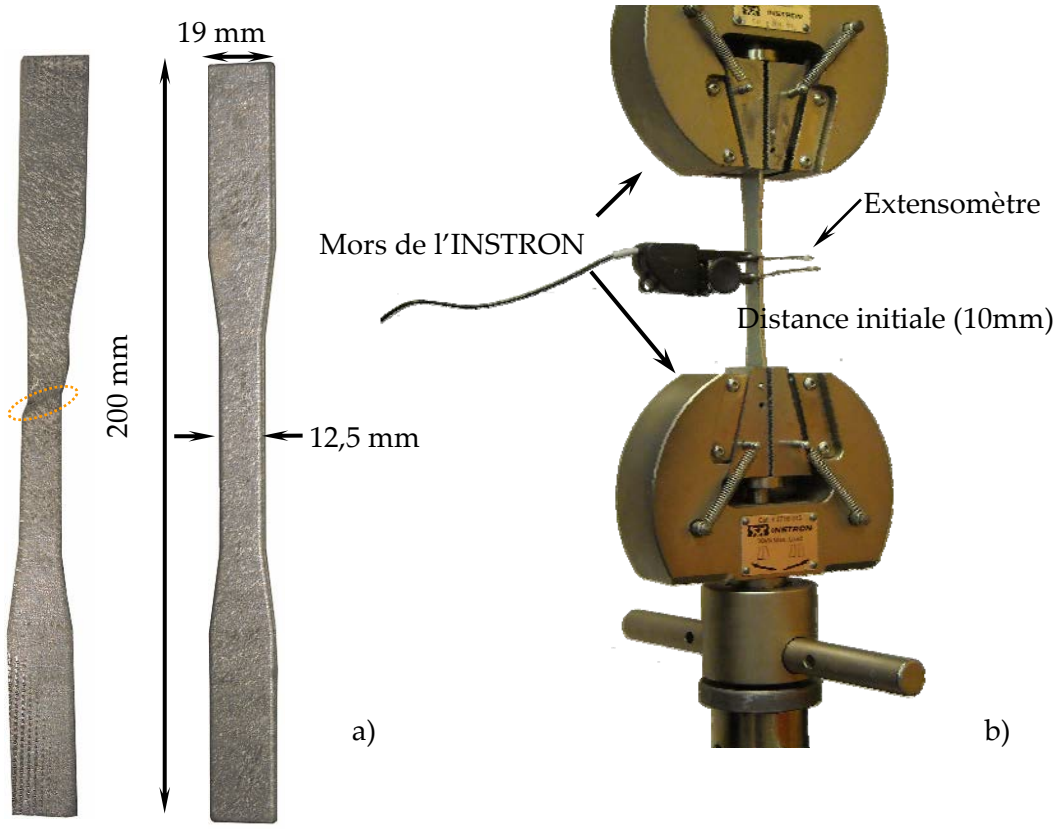


Figure 27: Dispositif expérimental permettant de mesurer avec précision la déformation de l'éprouvette pendant l'essai de traction.

Après essais, la loi contrainte - déformation totale a été calculée pour chaque essai. La figure 28 présente les courbes d'essais ainsi qu'une loi moyenne pour chaque type d'acier.

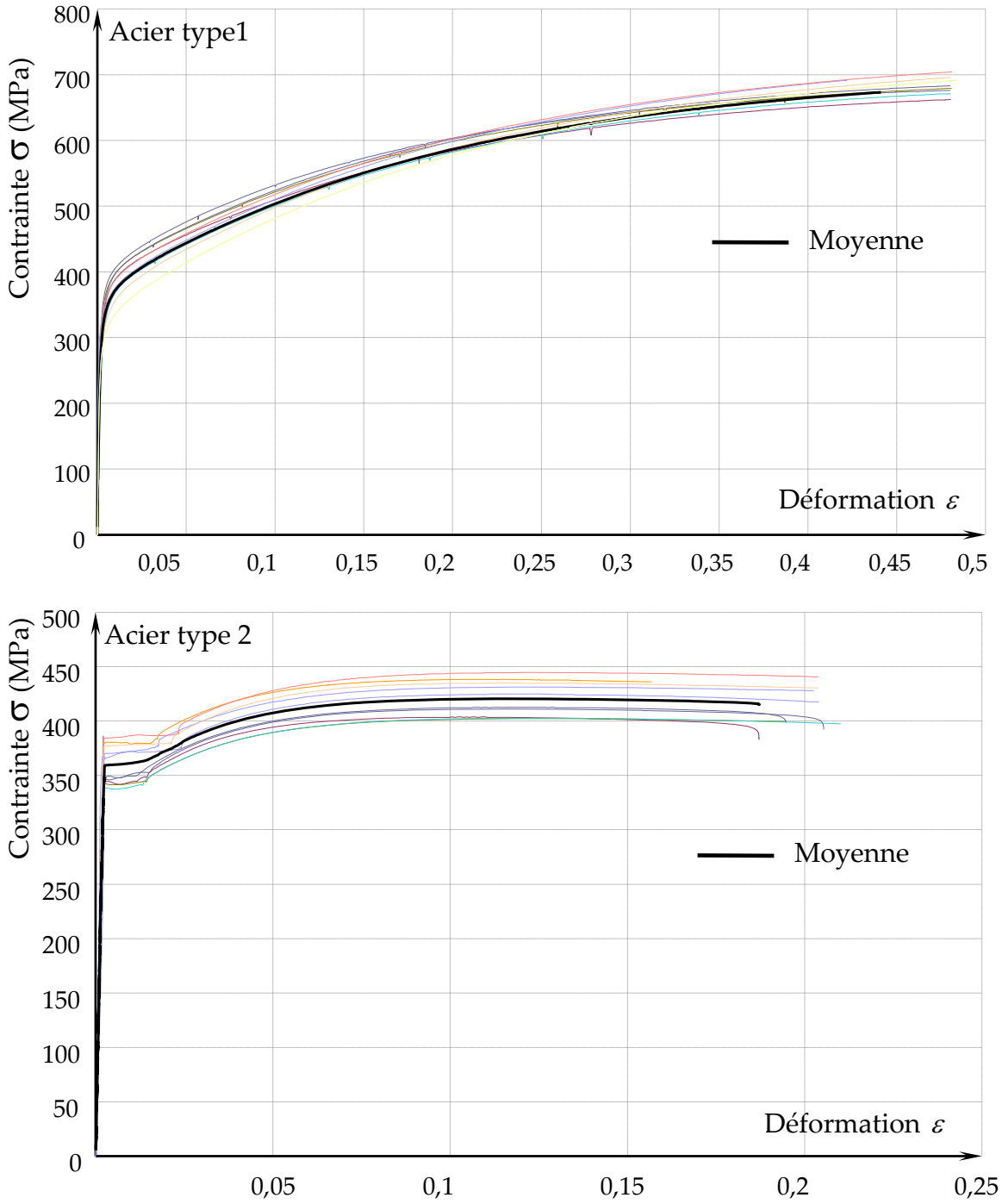


Figure 28: Loi de comportement en traction des deux types d'acier utilisés chez Cullen BP

Pour chaque essai, la limite élastique et le module d'Young ont été calculés. Le module d'élasticité a été calculé par régression linéaire entre 10 et 80% de la limite élastique (Rel ou Rp 0,2). La limite Rp 0,2 a été déterminée par intersection de la droite parallèle à la pente initiale passant par 0,2% de déformation.

Pour l'acier de type 1 une limite élastique moyenne de 330,8 MPa est obtenue, une limite moyenne de 360 MPa est obtenue pour l'acier de type 2. Le tableau 7 présente l'ensemble des résultats numériques.

Tableau 7 : Valeurs de la limite élastique et du module d'Young des tôles métalliques de type 1 et 2.

	Acier type 1		Acier type 2	
	R_{eL} (MPa)	E (MPa)	$R_{p0.2}$ (MPa)	E (MPa)
N°1 (2,5 mm)	311,4	173007	370,14	139585
N°2 (2,5 mm)	300	169035	377,16	209550
N°3 (2,5 mm)	352	183094	384,48	172131
N°4 (2,5 mm)	280	173754	366,43	255832
N°5 (2,5 mm)	297	212189	380,28	162825
N°6 (2 mm)	330,3	117984	338,52	157415
N°7 (2 mm)	360	141611	345,5	145518
N°8 (2 mm)	356,2	178088	341	171566
N°9 (2 mm)	371,32	185662	344	200709
N°10 (2 mm)	350	165143	348,9	141971
moyenne	330,8	169957	359,6	175710
écart-Type	31,6	25432	17.8	36629
COV	10%	15%	5%	21%

Les deux aciers utilisés par Cullen sont donc assez proches en valeur de limite élastique et ne devraient pas conduire à des résultats très différents. Les évolutions moyennes sont retenues pour réaliser les modélisations.

2. COMPORTEMENT EXPERIMENTAL DES TOLES EN DEPLIAGE

Pour cerner l'influence de l'écrouissage et la problématique du formage de tôle mince par simulation, un test de dépliage est mis au point. Ce test consiste, afin de maîtriser au mieux les efforts appliqués, à réaliser une traction sur deux éprouvettes en forme de Ω disposées symétriquement. La forme de l'éprouvette est obtenue en réalisant quatre pliages sur une bande d'acier. La figure 29 présente la configuration de l'essai ainsi que les dimensions de l'éprouvette en forme de Ω.

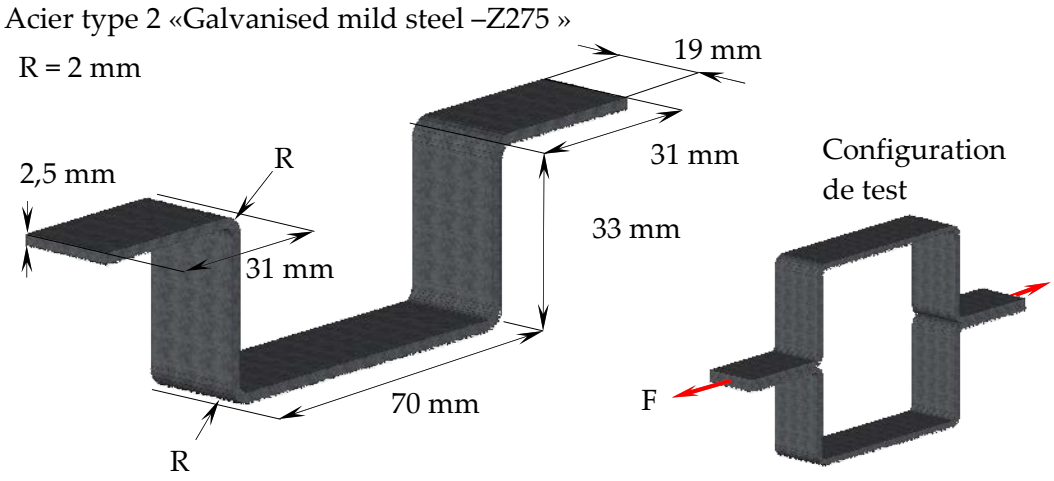


Figure 29 : Dimensions des éprouvettes pour l'essai de dépliage.

Les quatre pliages ont été réalisés à froid, les uns après les autres, à l'aide d'une presse hydraulique et d'un dispositif spécifique (figure 30). Un nombre total de 4x2 éprouvettes a été réalisé avec l'acier de type 2.

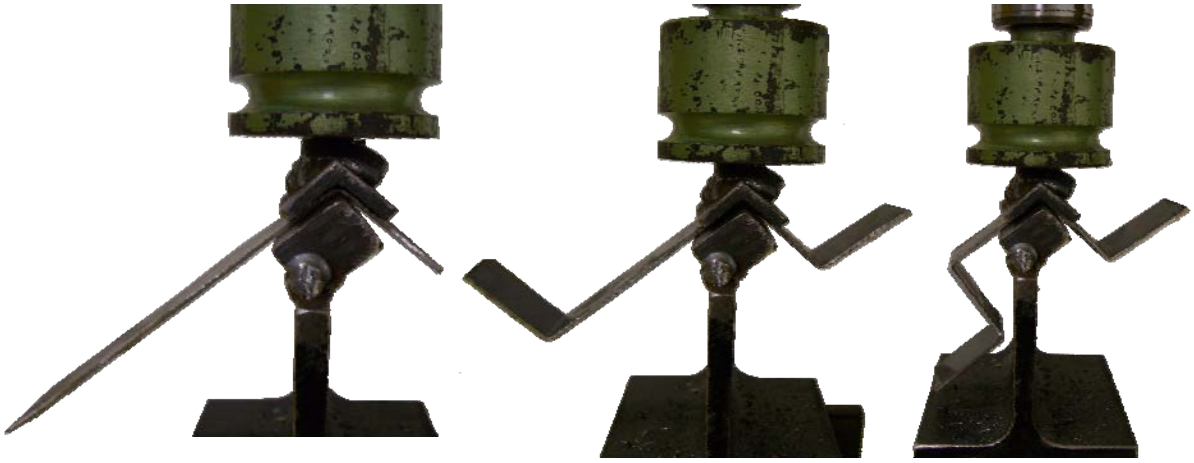


Figure 30 : Étapes de pliage des éprouvettes de traction pour former les éprouvettes de dépliage.

Chaque ensemble composé de deux Ω a été placé dans les mors auto-serrant d'une machine de traction universelle INSTRON® équipée d'une cellule de charge de 30 kN précision (% 0,5). Les mors auto-serrant présentent l'intérêt de saisir rapidement les éprouvettes mais, en revanche, il laisse apparaître un glissement en

phase finale de chargement qui rend inutilisable le déplacement de la traverse supérieure. Pour obtenir des mesures plus précises des déplacements complexes que subissent les deux éprouvettes jumelées au cours du chargement, il a été choisi d'utiliser un système de mesure sans contact par vidéométrie en 2D VDM®. Un nombre total de 8 cibles ont été collées sur les éprouvettes afin de mesurer précisément les déplacements X et Y en différents points (figure 31).

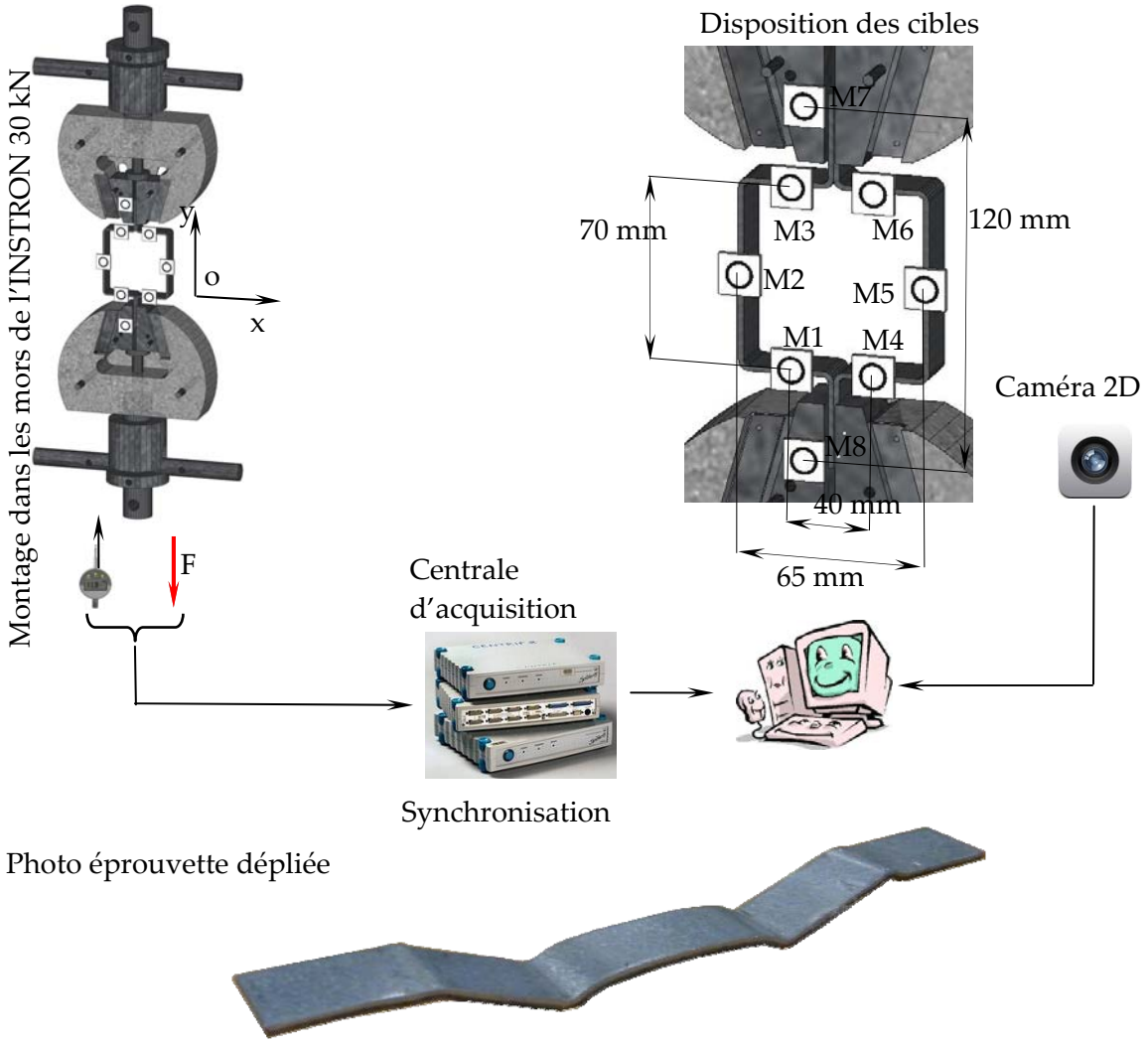


Figure 31 : Dispositif d'essais des éprouvettes jumelées Ω et principe d'acquisition des déplacements.

Le chargement a été appliqué à une vitesse quasi statique de 1 mm/min en continu jusqu'à atteindre le dépliage complet des Ω. La mesure par vidéométrie a été synchronisée avec l'acquisition des informations reçues de la cellule de charge et du déplacement de la traverse de la machine à titre de contrôle. La figure 32 présente les différentes évolutions obtenues sur un essai type. Les éprouvettes étant testées par paires, les déplacements différentiels des cibles 1-3, 4-6, 2-5 et 7-8 permettent de décrire directement le comportement moyen des essais. Dans une première phase, il peut être observé que le système a un régime de fonctionnement élastique. Une diminution importante de la raideur survient ensuite. Cette entrée en plastification se

traduit concrètement par le dépliage des angles des Ω. Après cette phase de dépliage quasi linéaire, le système reprend progressivement de la raideur et se transforme peu à peu en test de traction des bandes de tôles. Par rapport au dépliage possible des angles des ancrages durant des essais de caractérisation normatifs, cette situation est improbable. Ainsi cette dernière phase ne sera pas retenue comme pertinente pour comparer les essais à la modélisation bien que le calcul numérique soit capable de décrire l'entrée dans cette phase de comportement.

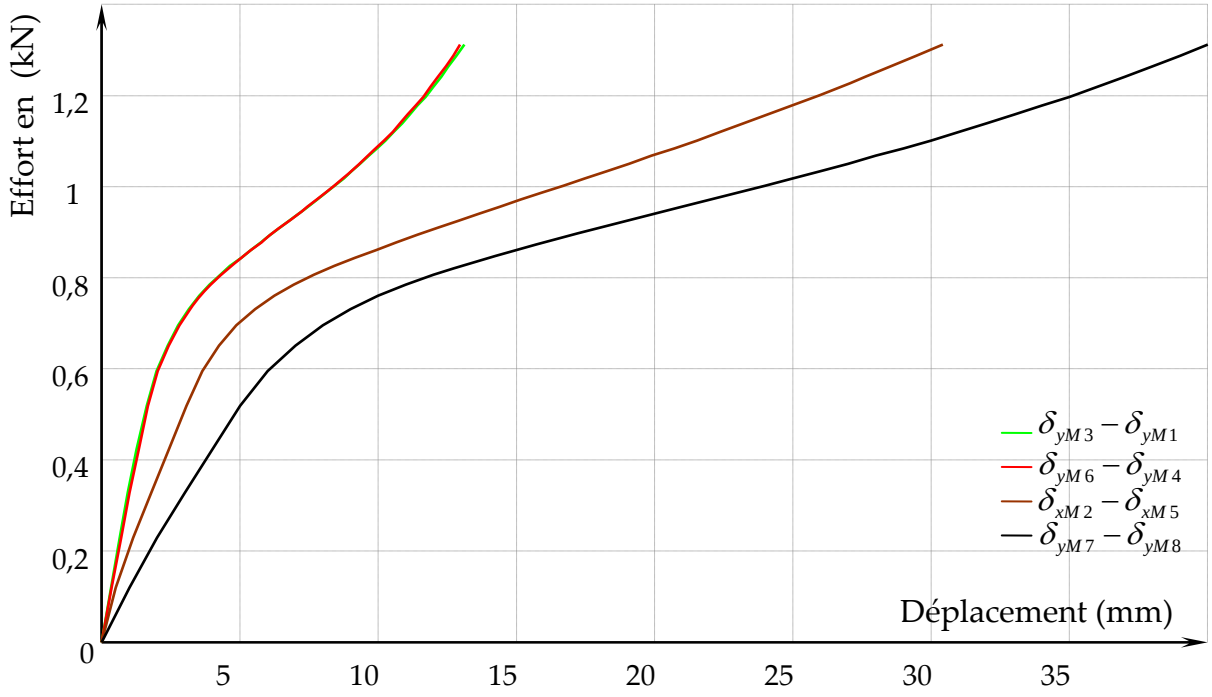


Figure 32 : Déplacements caractéristiques obtenus à partir de l'analyse d'images pendant le déploiement des éprouvettes en Ω.

L'évolution du déplacement 7-8 ayant la plus grande amplitude des quatre déplacements, il a seul été retenu pour base de comparaison avec la modélisation. Chaque déplacement relatif des mors a donc été caractérisé à l'aide de l'équation de Jaspart [12] à quatre paramètres (figure 33). Le paramètre K_1 défini la raideur élastique du système et le paramètre K_3 décrit l'évolution de la rigidité une fois le seuil plastique passé. Le paramètre r caractérise la phase de plastification. L'effort au seuil plastique peut être obtenu à partir du paramètre K_2 à l'aide de la formule suivante :

$$F_{seuil} = \frac{K_1 \times K_2}{(K_1 - K_3)}$$

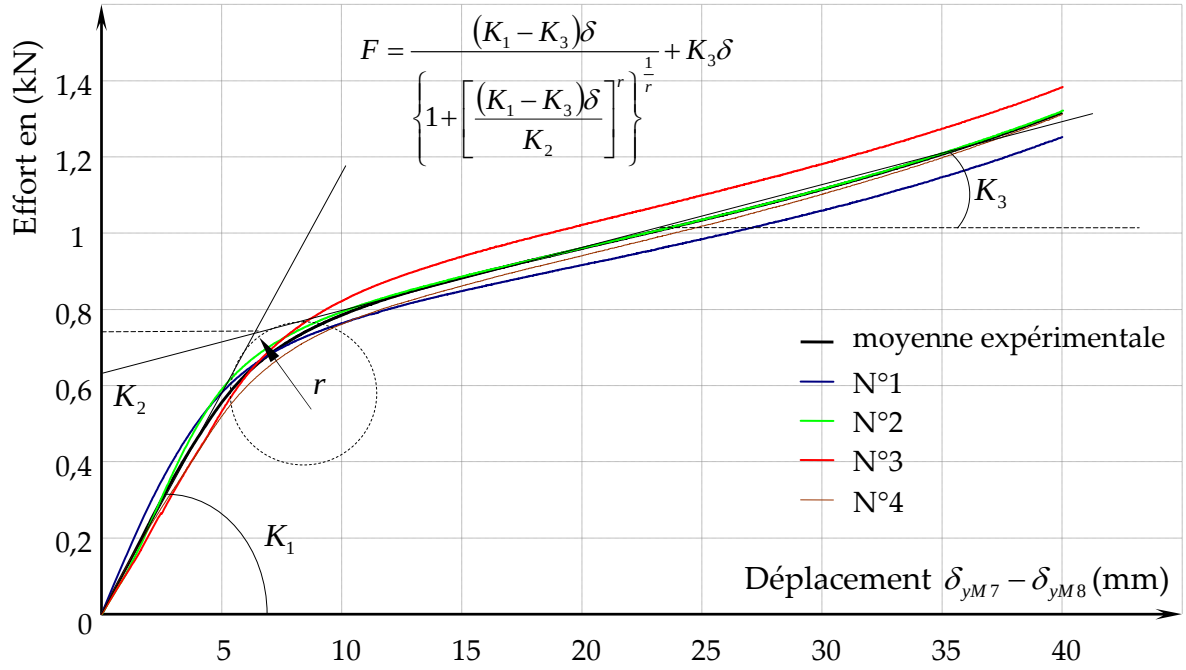


Figure 33 : Évolutions du déplacement relatif des mors en fonction de l'effort des quatre essais réalisés.

Le tableau 8 présente l'ensemble des paramètres recueillis pour chaque essai.

Tableau 8 : Paramètres de l'équation de Jaspart permettant de décrire la rigidité en dépliage de deux éprouvettes Ω.

	K_1 kN/mm	K_3 kN/mm	K_2 kN	r	F_{seuil} kN
N°1	0,137	0,014	0,626	3,6	0,7
N°2	0,130	0,016	0,646	3,7	0,734
N°3	0,105	0,016	0,695	4,5	0,820
N°4	0,099	0,016	0,614	4,5	0,723
moyenne	0,12	0,016	0,645	4,07	0,744
Écart-type	0,019	0,001	0,036	0,49	0,053
COV	16%	5%	6%	12%	7%

3. MODELISATION DES ESSAIS DE PLIAGE ET DE DEPLIAGE

La configuration expérimentale dans laquelle sont testées les éprouvettes jumelées de forme Ω permet, grâce aux 3 plans de symétries du montage, de simuler uniquement un quart du problème. La section continue de l'éprouvette permet également de modéliser l'ensemble en deux dimensions seulement. Afin de trouver le type de maillage le mieux adapté à la résolution du problème, la modélisation est effectuée en faisant l'hypothèse que la bande de tôle en 2D peut être simulée soit par des éléments solide (type CPS3 dans ABAQUS) soit par des poutres (type B21 dans ABAQUS).

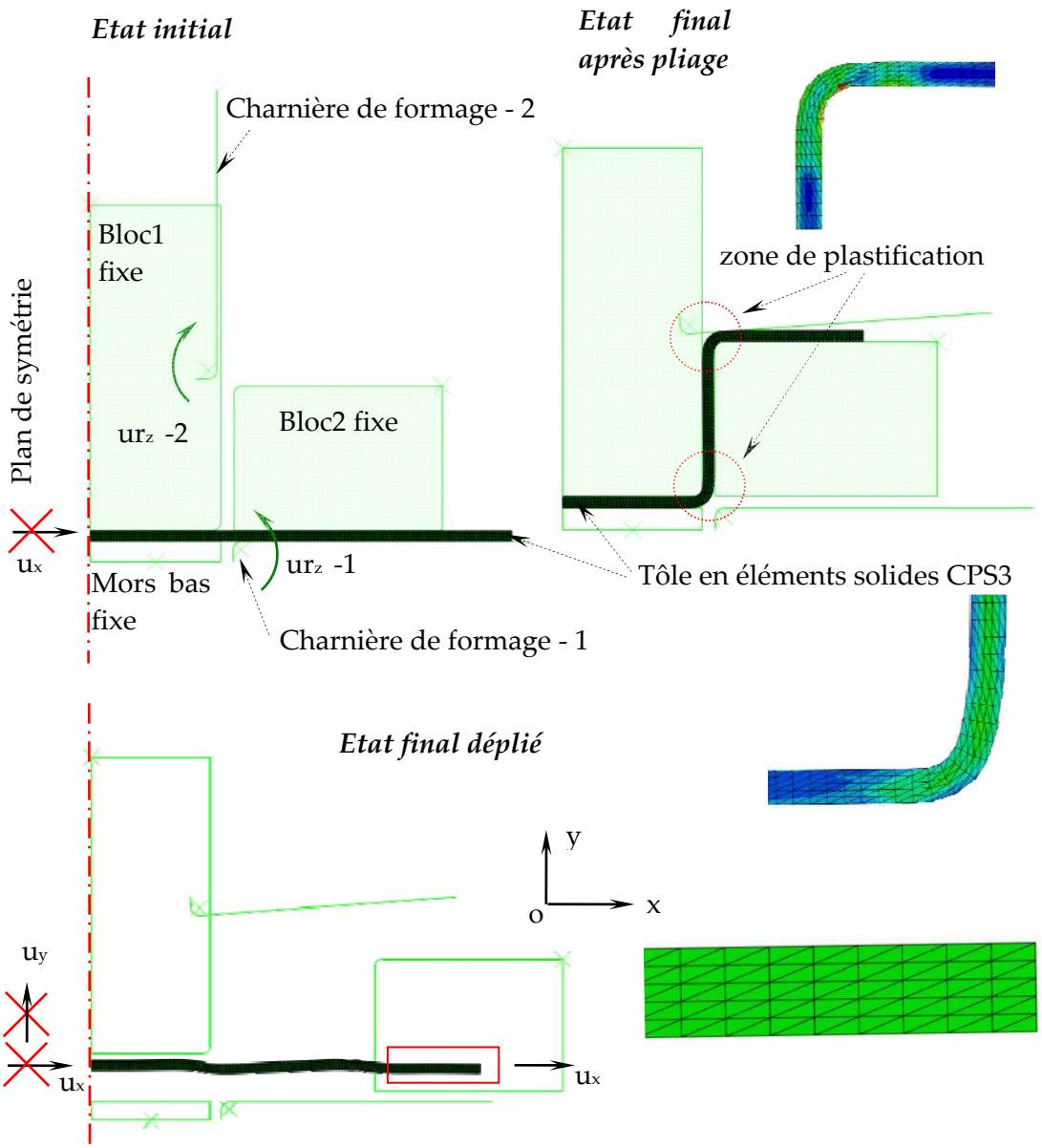


Figure 34 : Modélisation du pliage et du dépliage en 2D à l'aide d'éléments solides CPS3.

La même démarche en plusieurs étapes a été adoptée quel que soit le type d'éléments, poutre ou solide, utilisé pour modéliser l'ensemble du processus. En

premier lieu, la phase de formage est réalisée. La première étape du formage a consisté à modéliser la demi-bande de tôle, soit par une surface maillée d'éléments solide, soit par une ligne maillée d'éléments poutre. Pour reproduire la symétrie, ce maillage a été bloqué à une de ses extrémités dans la direction *ox* (figure 34). La seconde étape a consisté à réaliser une matrice à l'aide de surfaces et de lignes indéformables. Ces éléments de modélisation sont, soit fixes pour bloquer les mouvements de la tôle, soit animés d'un mouvement de rotation pour produire les pliages. Pour animer des éléments de formage en rotation, il suffit de positionner un point de référence sur l'objet et d'imposer une rotation à celui-ci. Le bloc 1 et la charnière 1 ont permis de réaliser le premier pliage, une fois celui-ci terminé, le bloc 2 a permis de maintenir bloqué la tôle sur le bloc 1. La charnière 2 termine alors le travail de formage avec le bloc 2. Les efforts nécessaires pour réaliser le formage n'étant pas importants pour l'étude, le coefficient de frottement μ (acier/acier) dans les contacts surface à surface, déclarés entre les différentes pièces, a été fixé à 0,1 pour faciliter la résolution numérique.

Après avoir terminé la résolution pour étapes précédentes, les contacts entre l'éprouvette Ω formée et les éléments de formage ont été désactivés. Afin de reproduire la symétrie du montage en dépliage, un blocage suivant la direction *oy* a été ajouté sur les nœuds de l'éprouvette au niveau de son plan de symétrie pour le maillage solide et un blocage en rotation *rz* pour le maillage en poutre. Enfin, un déplacement suivant la direction *ox* est appliqué sur l'ensemble des nœuds de l'extrémité pincée par les mors pour le maillage solide. Pour le maillage en poutre, la rotation *rz* a également été bloquée en plus, afin d'étirer correctement l'éprouvette.

De façon complètement similaire aux essais, le déplacement correspondant à celui des mors a été tracé en fonction de la réaction d'appui suivant l'axe *ox* après avoir réalisé une résolution implicite sur ABAQUS. Le pliage et le dépliage ont été simulés avec des éléments solides et poutres. Parallèlement, le dépliage simple de pièces maillées directement en forme de Ω a été effectué par les deux méthodes de modélisation. La figure 35 présente les résultats de modélisation en rappelant l'allure des résultats expérimentaux ainsi que les paramètres de dépouillement. Quel que soit le modèle utilisé, l'allure générale de la raideur de dépliage du système est correctement restituée dans ces différentes phases. Le tableau 9 permet de comparer les résultats de façon plus précise et montre que les simulations de pliage-dépliage approchent de façon moins pertinente le dépliage expérimental, ceci étant quelque peu surprenant. Dans cette première approche, il n'a pas été retenu de pousser l'analyse plus en avant pour comprendre ce phénomène lié, à la précision de résolution, au modèle d'écrouissage retenu dans ABAQUS ou encore peut-être à la forme idéale modélisée étant donné que le dépliage sans pliage a conduit à des résultats directement satisfaisants. Il peut être ajouté que le maillage solide donne des résultats moins convaincants que l'approche par des éléments de poutre. Ceci est très certainement dû à la finesse du maillage dans les zones plastifiées. Il n'a pas été

retenu de pousser plus en avant l'étude sur la finesse du maillage puisque ce type de maillage s'avère déjà très consommateur en ressources numériques.

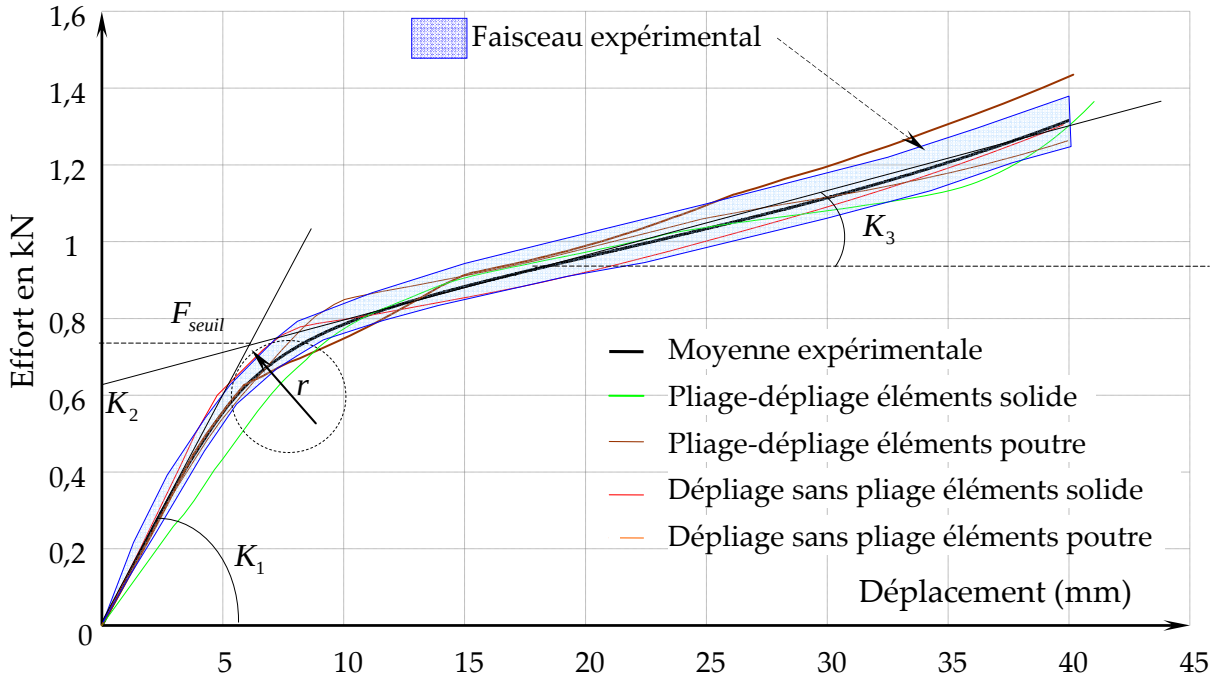


Figure 35 : Évolution de la raideur de dépliage en fonction des différentes hypothèses de modélisation.

Tableau 9 : Comparaison des paramètres caractérisant l'évolution de la raideur de dépliage moyenne expérimentale et celle simulée en 2D.

	K_1 kN/mm	K_3 kN/mm	K_2 kN	Fseuil kN	r	(Essai -MEF) /Essai				
						K1	K3	K2	Fseuil	r
Pliage-dépliage éléments solide	0,086	0,011	0,755	0,864	4,8	28%	30%	-17%	-16%	-18%
Pliage-dépliage éléments poutre	0,109	0,013	0,733	0,835	4,9	9%	15%	-14%	-12%	-20%
Dépliage sans pliage éléments solide	0,137	0,016	0,642	0,726	5	-14%	-1%	0%	3%	-23%
Dépliage sans pliage éléments poutre	0,118	0,018	0,636	0,751	4	2%	-15%	1%	-1%	2%
Résultats expérimentaux moyens	0,120	0,016	0,645	0,744	4,07					

La modélisation des ancrages devant forcément être tridimensionnelle, en dernier lieu, il a été choisi de vérifier le comportement tridimensionnel sachant que des solutions de « référence » étaient disponibles en 2D. Ainsi un modèle 3D

volumique (C3D4 en abaqus) et un modèle coque (S3 en abaqus) ont été résolus en simple dépliage, c'est-à-dire, à partir d'un maillage de l'éprouvette établie dans sa forme finale. La figure 36 présente les conditions aux limites appliquées sur les maillages. Une éprouvette Ω a été entièrement modélisée, les nœuds de la face en contact avec l'éprouvette jumelée ont tout d'abord été bloqués suivant la direction *oz*. Le nœud central à chacune de ses extrémités a été bloqué suivant la direction *oy*. Une des extrémités a été bloquée suivant la direction *ox*. Sur l'autre, un déplacement a été imposé suivant la direction *ox* afin de produire le chargement et l'étirement de l'éprouvette.

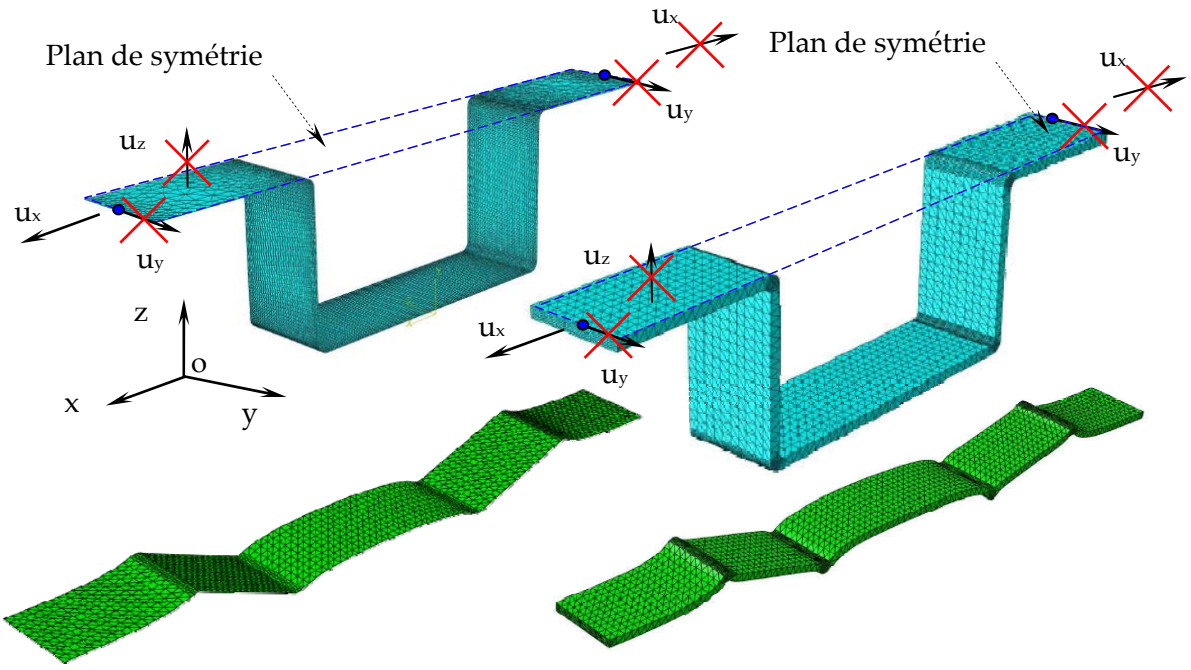


Figure 36 : Modélisation du dépliage en 3D d'une éprouvette Ω à l'aide d'éléments coques S3 et solide C3D4.

La figure 37 présente les évolutions de raideur simulées. Le tableau 10 permet d'apprécier les résultats obtenus par rapport aux essais. Avec la même finesse de maillage que celle considérée préalablement en 2D, la précision de la simulation tridimensionnelle est moins bonne que celle obtenue par le modèle coque.

Même si en première approche, il n'a pas été démontré que l'écrouissage avait une influence décisive sur le comportement en dépliage, il apparaît qu'en termes pratiques, la modélisation des ancrages doit se faire en 3D par l'intermédiaire de coques qui conduisent à une bonne simulation sans prendre en compte la phase de formage pour un temps de calcul des plus limité. L'étude de l'écrouissage sur le dépliage des ancrages apparaît trop pointue à l'échelle des résultats plus globaux qui sont attendus de la modélisation comme le glissement de l'ancrage par exemple.

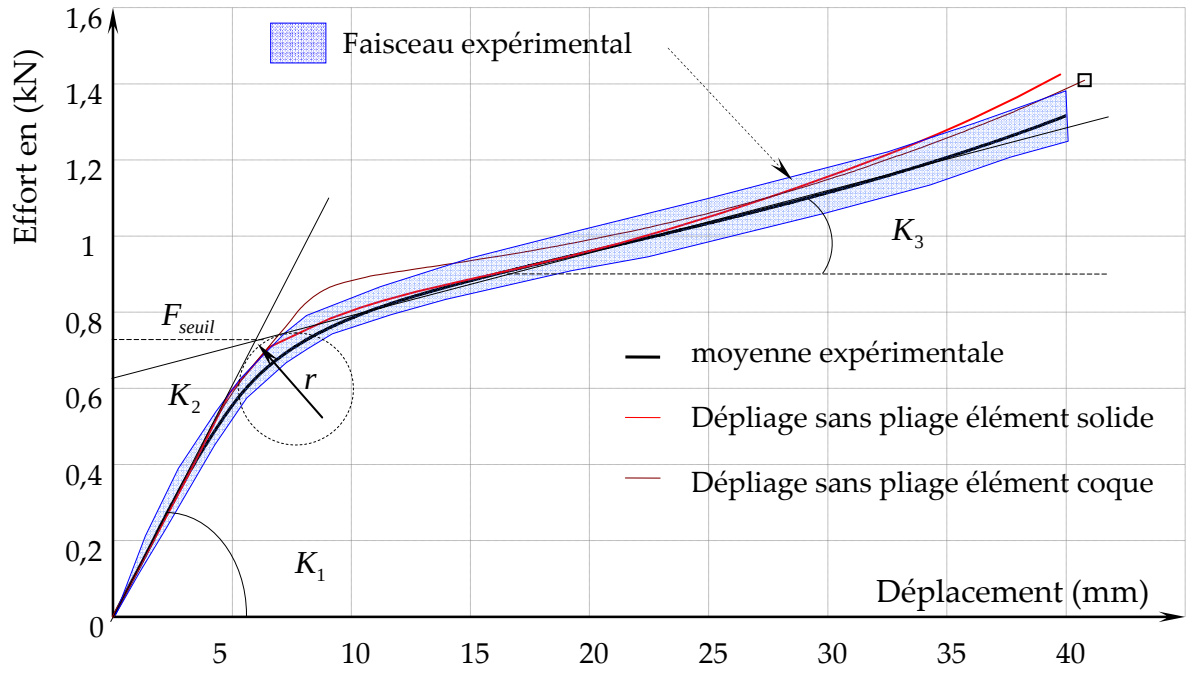
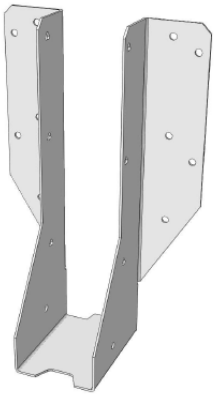


Figure 37 : Évolution de la raideur de dépliage en fonction des différentes hypothèses de modélisation.

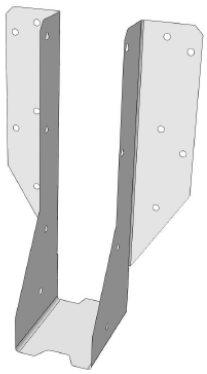
Tableau 10 : Comparaison des paramètres caractérisant l'évolution de la raideur de dépliage moyenne expérimentale et celle simulée en 3D.

	K1 kN/mm	K3 kN/mm	K2 kN	Fseuil kN	r	(Essai -MEF) /Essai				
						K1	K3	K2	Fseuil	r
Dépliage sans pliage (solide)	0,129	0,020	0,619	0,732	4,5	-7,5%	-25%	4%	1,6%	-10,5%
Dépliage sans pliage (coque)	0,126	0,012	0,769	0,85	4,5	-5%	25%	-19%	-14%	-10,5%
Résultats expérimentaux moyen	0,120	0,016	0,645	0,744	4,07					

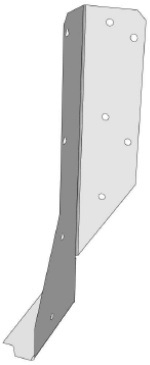
La figure 38 présente les différentes étapes qui sont conduites à partir du dessin géométrique 3D CAO de l'ancrage pour en produire un maillage utilisable directement dans le code de calculs ABAQUS. En premier lieu, celui-ci est modélisé par une surface passant par son plan moyen en conservant l'ensemble des percements et des bossages. Suivant le caractère symétrique de la modélisation, seulement la moitié de la géométrie peut être transmise par fichiers d'échanges adaptés au logiciel pour que celui-ci puisse, par son mailleur automatique, préparer cette surface à son assemblage avec les autres parties et l'affiner pour augmenter la précision de la résolution.



Volumique



Enveloppe

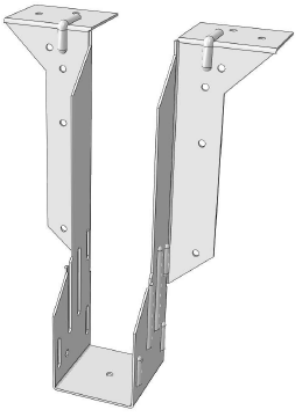


Demi-partie par symétrie

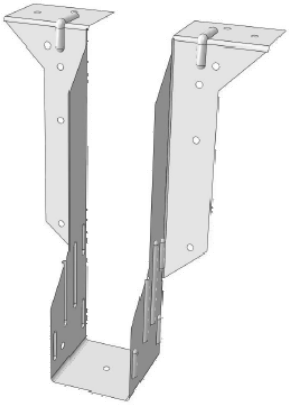


Maillage en coque C3D4

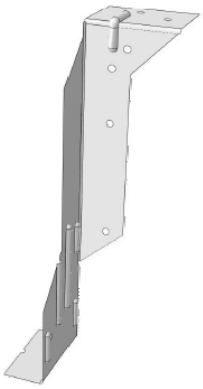
ANCRAGE FFI 46/200



Volumique



Enveloppe

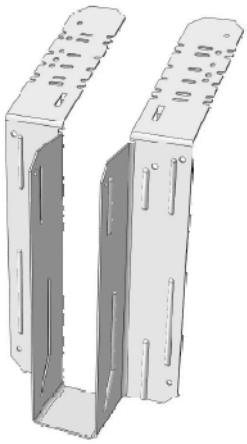


Demi-partie par symétrie

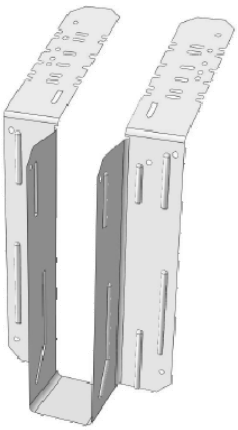


Maillage en coque C3D4

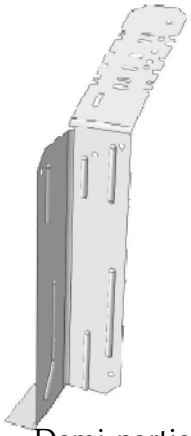
ANCRAGE TFI 46/200



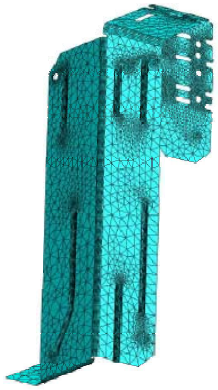
Volumique



Enveloppe



Demi-partie par symétrie



Maillage en coque C3D4

ANCRAGE UW 46/200

Figure 38 : Transformation de la géométrie tridimensionnelle des ancrages en maillage de coques S3 tridimensionnelle dans ABAQUS.

- PARTIE 3 - LES ORGANES DE LIAISON

1. INTRODUCTION

L'assemblage d'éléments en bois, au moyen d'organes de type tige, comme les boulons, les vis ou les pointes, sont des types d'assemblages très usités en construction d'ouvrages en bois. La fonction principale de ces tiges métalliques de fixation consiste à transmettre des efforts de cisaillement et de traction dans le(s) plan(s) de contact des éléments assemblés. Lorsque des ancrages sont utilisés pour faciliter l'assemblage de poutres en bois, les organes les plus fréquemment utilisés, comme les pointes, transmettent des efforts de traction et de cisaillement entre la tôle et le bois. Ces pointes assurent, comme il a été montré au premier chapitre, une part très importante de la transmission des efforts. La ruine des assemblages est donc principalement liée à la ruine de ces organes. Les modes de ruine classiques des pointes en simple cisaillement, bois sur tôle mince, sont bien connus et sont donc évidemment présent, à savoir : enfoncement, plastification et l'arrachement des organes. Ces organes élancés développent un comportement non linéaire dès l'origine du chargement (Foschi [13]) qu'il est absolument nécessaire d'intégrer à une modélisation comme celle visée afin d'obtenir une prévision acceptable du comportement des ancrages.

En premier lieu, une recherche bibliographique a permis de faire le point sur les approches qui ont été développées afin de prendre en compte la présence de ces organes dans les structures. La plupart des modèles sont bidimensionnels et principalement constitués de systèmes de ressorts. Des modèles plus sophistiqués tridimensionnelles existent. A partir de cette analyse, un modèle particulier de la pointe est présenté. Sa particularité est d'intégrer de façon simplifiée le comportement de sa liaison avec la tôle et principalement l'effet complexe du contact de la tête de la pointe avec la tôle.

Après avoir défini le modèle, une identification des paramètres a été réalisée en effectuant des tests qui permettent d'obtenir l'évolution moyenne des comportements élémentaires comme : l'arrachement, l'enfoncement et la plastification de la pointe standard torsadée CULLEN 30 mm sous l'effet d'un moment de flexion. Cette partie caractérisation se conclut par des tests d'assemblages qui permettent de fournir le comportement moyen d'une pointe en simple cisaillement bois sur tôle d'ancrage.

Le comportement du modèle non linéaire de la pointe avec sa tête particulière est alors confronté aux résultats expérimentaux. Les limites de l'approche de modélisation sont mises en évidence. La loi de comportement en enfoncement a été modifiée afin de suivre l'évolution moyenne du comportement des pointes.

2. MODELISATION DES ORGANES DE FIXATION (ETAT DE L'ART)

La modélisation des éléments de fixation en cisaillement est très importante pour obtenir des résultats réalistes dans les modèles de type éléments finis. De nombreux modèles ont été proposés construits très souvent sur le même concept. Deux niveaux de modélisation sont développés suivant l'échelle du système étudié :

- Soit l'étude est orientée pour intégrer les éléments de fixation dans un système complexe (par exemple : mur, …).

- Soit l'étude est orientée pour définir le comportement local autour de l'organe de liaison.

Robert H. Falk et all [14] ont présenté un modèle 2D éléments finis pour traduire le comportement d'un mur en cisaillement. Pour représenter le comportement sous charge latérale des pointes, ils ont proposé d'introduire des éléments de transfert. Ces éléments de transfert de charge d'un élément de construction à un autre sont formés par une paire de ressorts orthogonaux non linéaires, voir figure 39. Le comportement attribué à ces éléments a été établis par des essais expérimentaux sur des assemblages comportant une seule pointe.

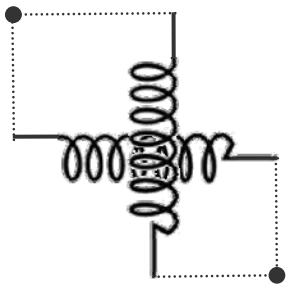


Figure 39 : Systèmes orthogonaux de ressorts utilisés pour introduire le comportement des organes dans la modélisation global d'un système.

Foschi [13] a caractérisé le comportement des pointes soumises à une charge latérale et a comparé ces résultats avec une modélisation éléments finis. Foschi propose une modélisation des pointes en rapprochant le comportement de celles-ci à celle d'une poutre élasto-plastique sur une fondation au comportement non linéaire. Ce modèle permet d'estimer la raideur initiale et l'évolution de la charge sur les pointes en fonction du glissement.

Foschi [13] a considéré un comportement élasto-plastique parfait pour l'acier de la pointe. Ceci conduit au diagramme de contrainte en flexion présenté sur la figure 40. Sur cette figure est également présentée la loi de comportement non linéaire de la fondation : enfoncement de la pointe dans le bois. Cette évolution peut être représentée par la fonction suivante :

$$p = (p_0 + p_1 w)\left(1 - e^{-\frac{kw}{p_0}}\right)$$

Avec :

k : Module initial

p_0 *et* p_1 : Constantes identifiées de manière expérimentale pour chaque type de pointe et de bois.

w : Glissement de la pointe

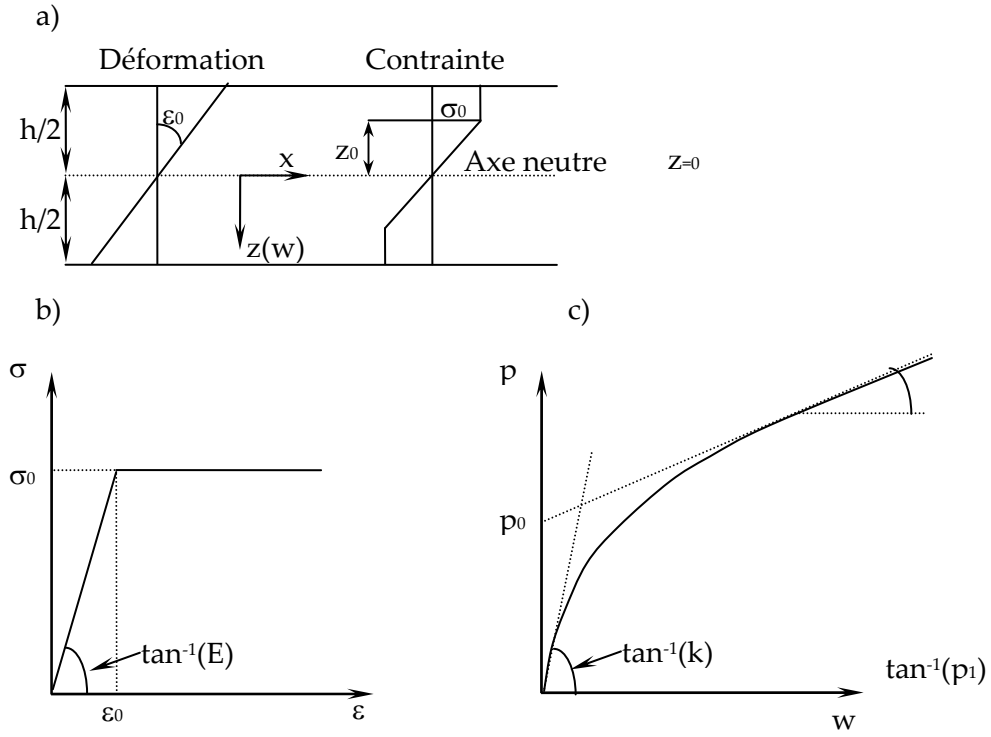


Figure 40 : a) Comportement élasto-plastique de la pointe, b) loi de comportement de l'acier, c) loi de comportement à l'enfoncement Foschi [13] .

Foschi [13] a modélisé des essais de cisaillement simple de pointes dans du bois avec une tôle métallique. Les résultats ont été comparés avec différentes conditions aux limites appliquées à la tête de la pointe. En première hypothèse, la tête de la pointe a été considérée encastrée dans la plaque métallique, puis, en seconde hypothèse, la tête de la pointe a été considérée libre en rotation par rapport à la plaque métallique.

La figure 41 présente la comparaison des évolutions force-déplacement obtenues suivant ces différentes conditions aux limites ainsi que le résultat moyen des essais. La raideur initiale du comportement des pointes est mieux approchée

lorsque la tête est encastrée. Le comportement en phase non linéaire expérimental est encadré par les deux réponses produites par les conditions aux limites extrêmes de la tête de pointe.

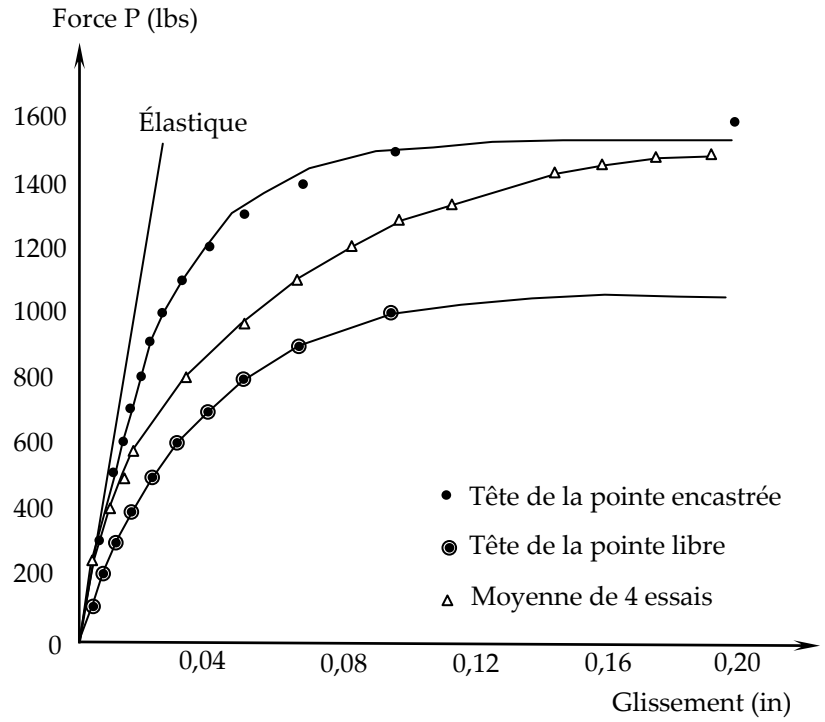


Figure 41 : Évolution de la raideur d'une pointe en simple cisaillement tôle acier/bois parallèle au fil Foschi [13] .

Yinh. H et all [15] ont présenté un modèle éléments finis pour traduire le comportement d'assemblages cloués en simple cisaillement soumis à des chargements cycliques. Le modèle bidimensionnel conduit à une première approche de l'effet des grandes déformations et de la nature du comportement hystérétique contrainte-déformation du matériau. Leur modèle intègre trois comportements principaux, celui de : l'enfoncement du bois (produit par des ressorts), la pointe (modélisée avec des éléments de type poutre à trois nœuds) et le frottement entre la pointe et le bois (modélisé avec des éléments joints) (figure 42). La loi de comportement en enfoncement est identique à celle de Chui and Ni [16] . Un comportement élasto-plastique écrouissable est attribué aux éléments poutres. Enfin un coefficient de frottement $\mu = 0{,}1$ est considéré entre le bois et la pointe. Les allures générales de ces trois comportements sont présentées sur la figure 42. Les résultats de la simulation constituent pour les auteurs une bonne approche du comportement expérimental.

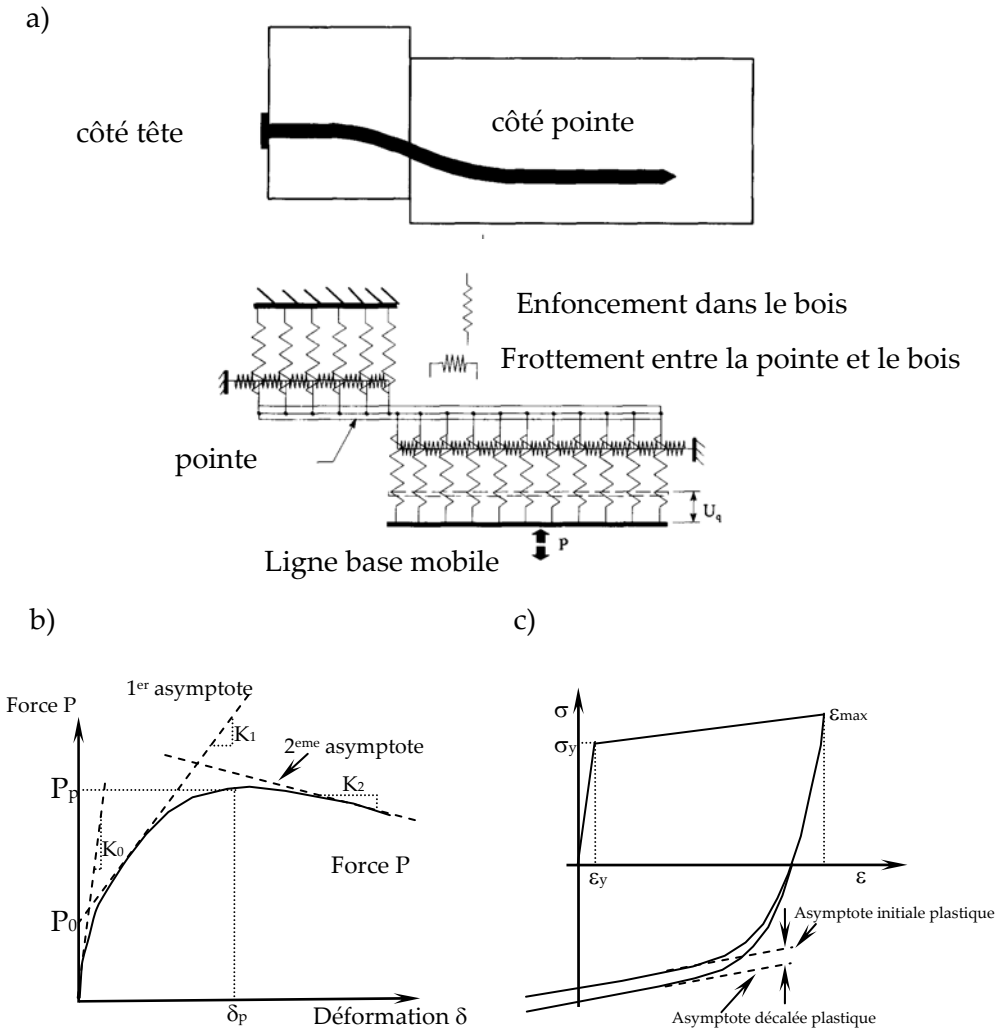


Figure 42 : a) Modèle éléments finis des pointes en cisaillement avec des éléments de poutres b) Allure de la loi de comportement attribuée aux ressorts d'enfoncement c) Allure de loi de comportement attribuée aux éléments poutres (pointe) [15] .

Nobuo Nishiyama et·Naoto Ando [17] ont présenté également une étude portant sur le cisaillement des pointes dans des panneaux en bois. Les auteurs en viennent également à modéliser les pointes en deux dimensions. Le modèle éléments finis fait appel à deux théories afin d'intégrer le comportement non linéaire de la pointe (petite et grande déformation). Avec la théorie des petites déformations, les équations d'équilibre sont basées sur la géométrie non déformée avant application de la charge, cette approche permet d'intégrer le comportement de la fondation. Pour l'analyse non linéaire géométrique, l'équilibre est basé sur les configurations réelles déformées. Cette approche permet d'intégrer le comportement non linéaire de la pointe en flexion discrétisée en 50 éléments poutres. Chaque poutre a un comportement linéaire. La plastification de la pointe est introduite par des ressorts placés à chacune des extrémités des poutres. Deux modèles éléments finis ont été

réalisés et comparés avec des essais expérimentaux. Dans le premier modèle, les effets de l'arrachement et de l'enfoncement de la tête de la pointe à l'intérieur du bois ont été introduits, dans le second, ces derniers ont été omis pour être comparable au premier modèle, comme dans les travaux de Foschi [13] (figure 43).

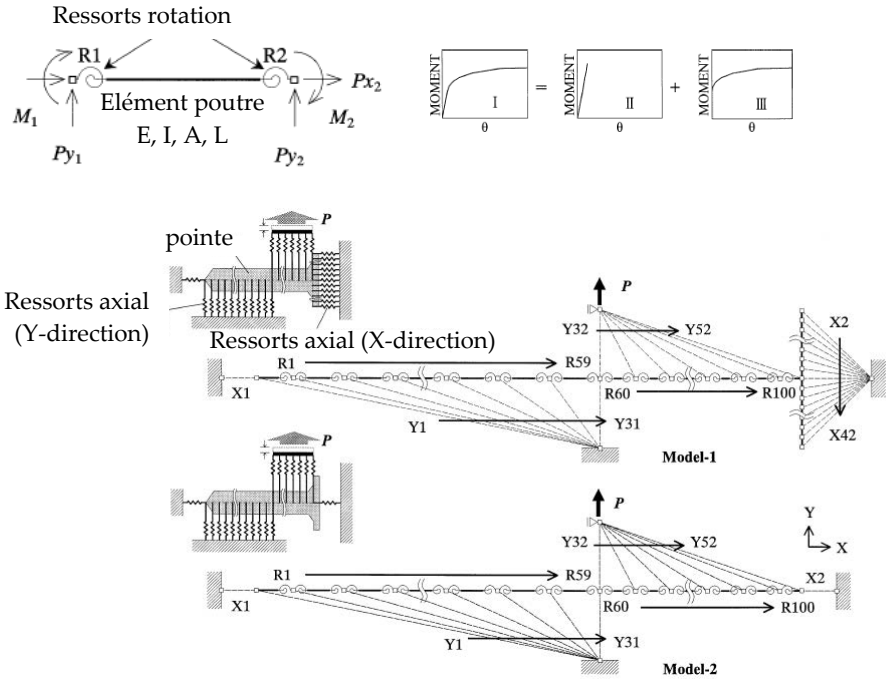


Figure 43 : Présentation du modèle éléments finis du travail des pointes en cisaillement avec des ressorts [17] .

Des essais de caractérisation des pointes en flexion, en arrachement, en enfoncement et en enfoncement de la tête des pointes ont été nécessaires pour renseigner le modèle. Ces essais sont décrits sur la figure 44. Les lois de comportement utilisées dans les modèles éléments finis sont présentées sur la figure 45. Les résultats décrivent correctement, selon les auteurs, les comportements expérimentaux globaux observés.

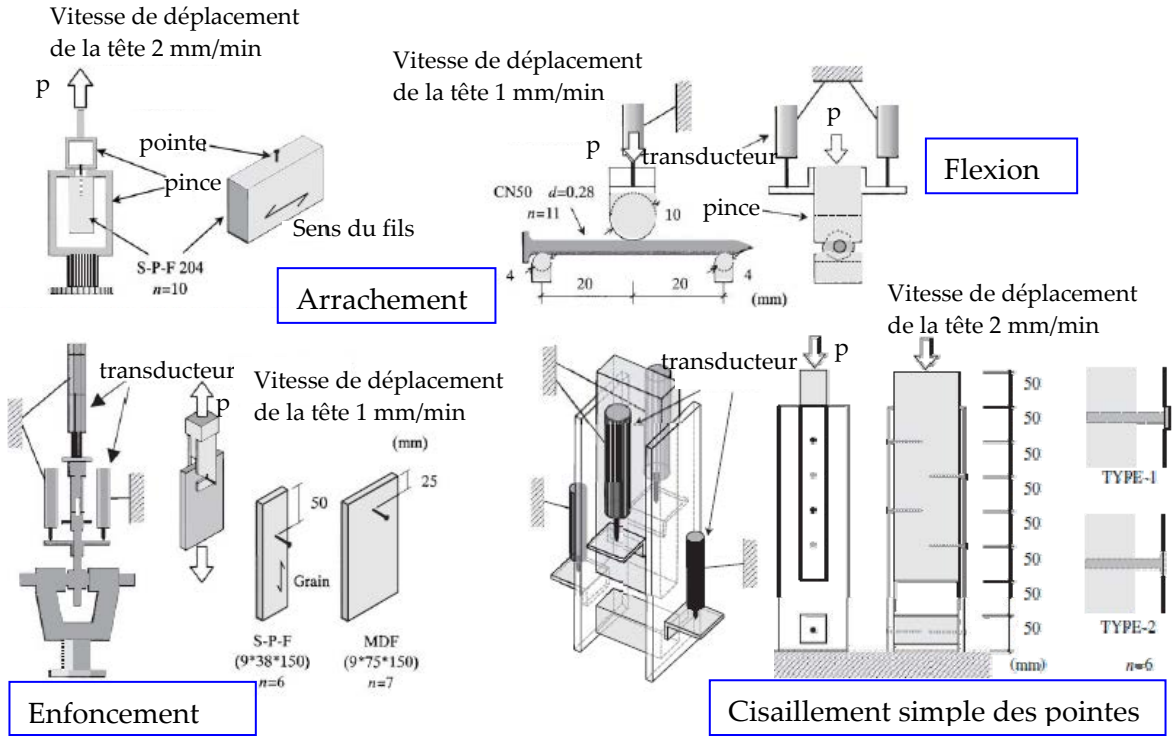


Figure 44 : Essais de caractérisation élémentaire des pointes en enfoncement, arrachement, flexion et cisaillement simple des pointes [17]

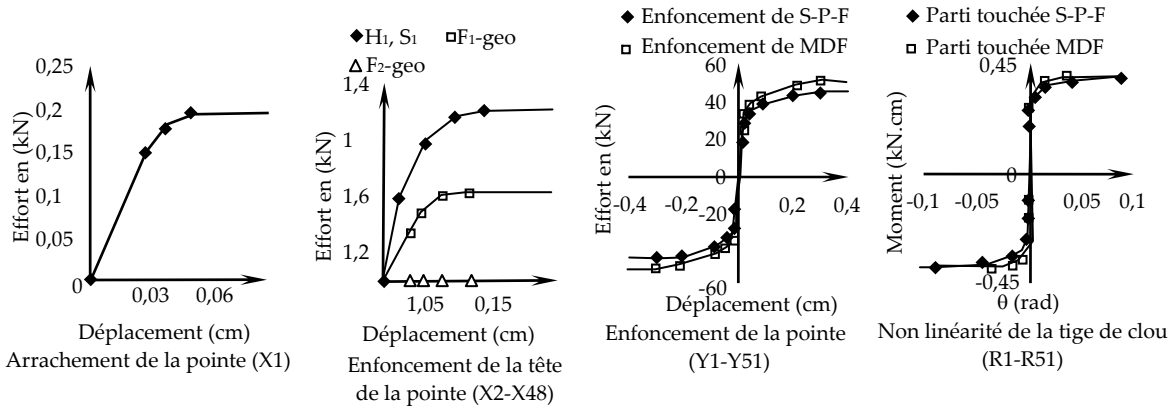


Figure 45 : Données d'entrée dans les modèles éléments finis de Nobuo Nishiyama et·Naoto Ando [17]

Ce type d'approche, considérant la tige de l'organe d'assemblage comme une poutre sur une fondation, a beaucoup été employé pour modéliser le comportement d'assemblage comportant des broches et des boulons. Le comportement local en enfoncement étant radicalement différent entre les pointes et les broches, il n'est pas utile de rappeler ici ces résultats.

Il n'a pas été trouvé dans la bibliographie d'application traitant la pointe et le bois environnant comme un milieu continu. En effet il est très difficile de produire une loi de comportement et un critère de rupture qui permettent de décrire l'effondrement très complexe du bois qui se produit autour de l'organe. Néanmoins A.M.P.G. Dias et all [18] ont présenté une approche pour décrire le comportement d'assemblage bois-béton avec des broches tridimensionnelles qui pourrait être transposée bien qu'elle ne traduise pas la réalité physique (figure 46).

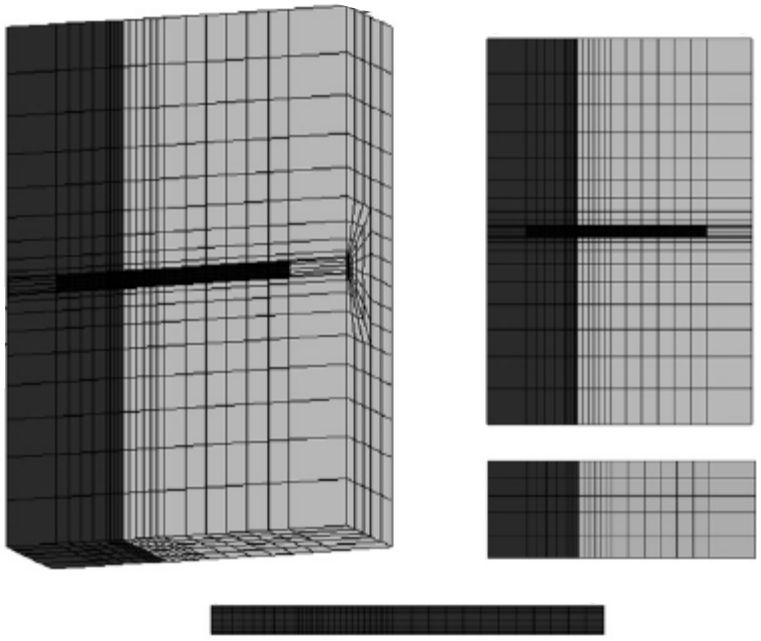


Figure 46 : Le maillage du modèle éléments finis du cisaillement bois-béton-éléments de fixation réalisé par A.M.P.G. Dias et all [18] .

Pour approcher le comportement isotrope de l'acier et du béton un critère plastique de Von Mises a été utilisé. Pour le comportement orthotrope du bois un critère plastique de Hill en compression a été introduit ainsi qu'un critère fragile en traction. Les allures des lois de comportements de chacun des organes (bois, béton et pointe) utilisées dans ce travail ont été présentées dans la figure 47. L'interaction entre les matériaux est modélisée en utilisant des éléments de contacts liés aux frottements, avec un coefficient de 0,57 entre le bois et le béton, de 0,5 entre le bois et le métal et de 0,9 entre le béton et le métal.

En adaptant la loi de comportement du bois par rapport à des essais de l'assemblage complet pour retrouver la réponse moyenne, l'auteur ne peut plus accéder à une contrainte « vrai » dans le modèle. En revanche la réponse globale lorsque plusieurs organes sont introduits devient intéressante. Ce type d'approche pourrait être retenue dans le cas des assemblages de type pointe en revanche, vu la

densité de pointes des zones entières de bois pourraient être impactées par le comportement locale des pointes et ainsi nuire au comportement général.

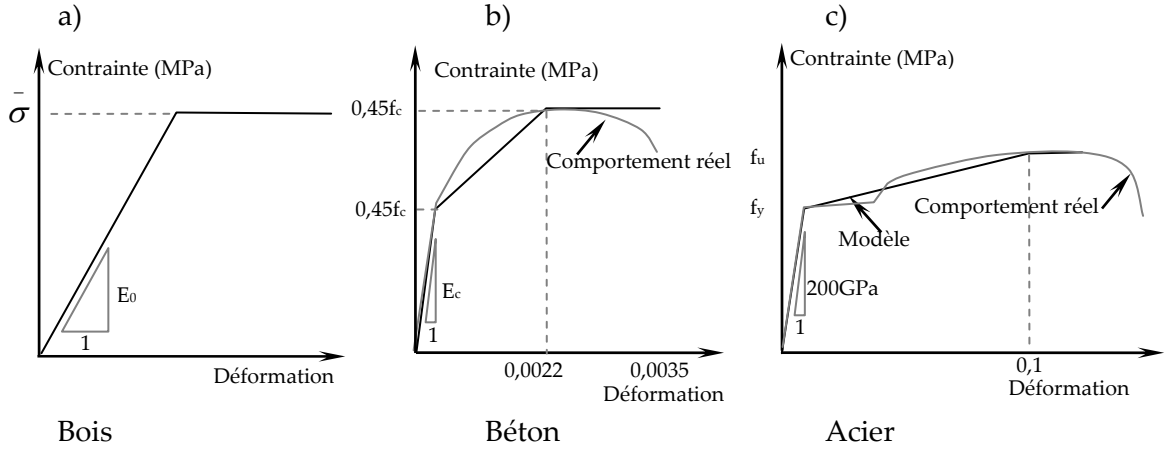


Figure 47 : Allure des lois de comportement a) bois b) béton c) métal utilisé dans le modèle éléments finis par A.M.P.G. Dias et all [18]

3. MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS DES POINTES DE FIXATION DES ANCRAGES

3.1. Proposition d'un modèle par un système de ressorts en 3D

L'analyse de la bibliographie montre que l'échelle de modélisation des organes de type pointe dépend de la taille du problème à traiter. Les modèles qui décrivent le mieux le comportement sont souvent des modèles basés sur des systèmes couplés de ressorts au comportement non linéaire. La problématique de ces systèmes de ressorts réside dans le fait qu'ils représentent le fonctionnement de l'organe dans un milieu bois quasi infini. Leur association à d'autres parties de structures n'est jamais traitée car elle pose de nombreux problèmes de conditions aux limites suivant la taille du problème observé. L'autre échelle de modélisation, qui consiste à voir le bois autour de l'organe comme un milieu continu, conduit directement à une échelle de modélisation tridimensionnelle pure non accessible pour deux raisons. La première étant que la taille du modèle deviendrait excessive dans un premier temps et donc incompatible avec les objectifs de ce travail et la seconde étant que la description du comportement non-linéaire du matériau bois, à cette échelle, n'a que très rarement été traitée (De Magistris [19]). Sans entrer dans un développement spécifique bien plus ambitieux que le travail présenté ici, la seule voie possible d'intégration des pointes, dans cette première approche de modélisation des ancrages, reste l'approche par un système de ressorts. Celui-ci est basé sur les principes vus en bibliographie en justifiant d'un couplage de ces ressorts avec le reste de la modélisation de l'ancrage.

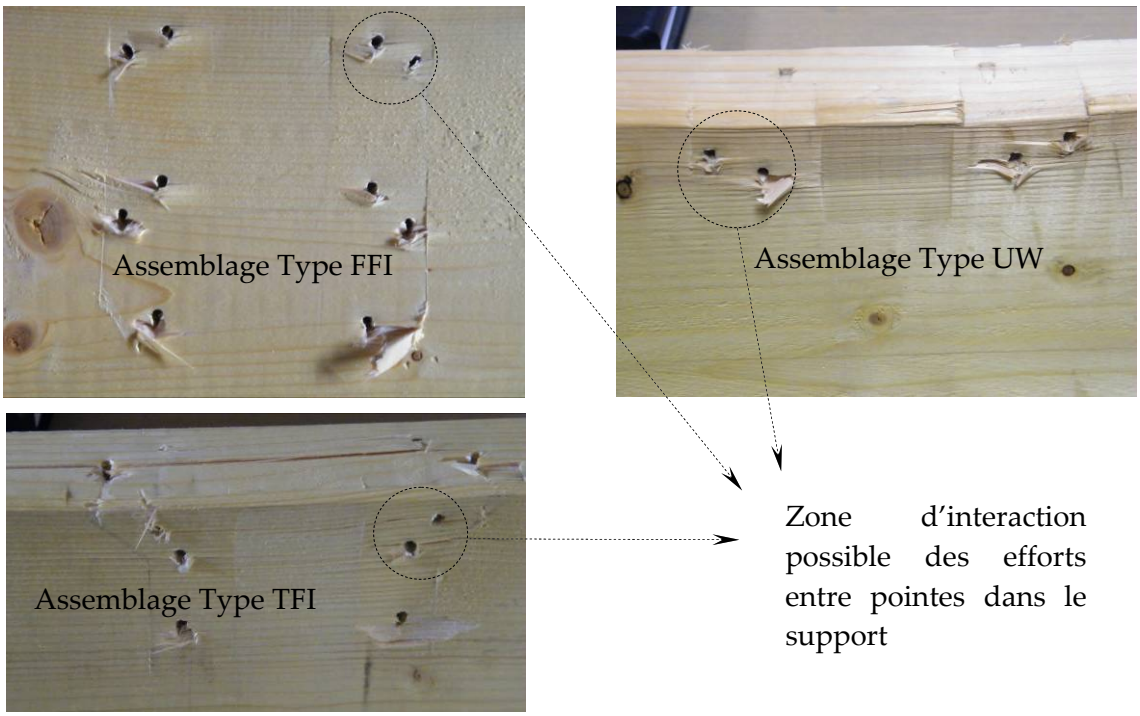


Figure 48 : Impact de l'implantation des pointes sur les poutres supports d'ancrage après chargement conduisant à la rupture.

L'analyse des résultats d'essais permettant l'obtention des ATE de chez Cullen montre, tout d'abord, qu'il existe certainement des interactions entre les pointes lors de l'atteinte de la charge de rupture, pour les pointes les plus sollicitées et les plus rapprochées. Sous la dénomination interaction (figure 48), il est entendu que le chargement du bois par une pointe entraîne une perte de portance sur une autre pointe. Cette affirmation peut être confirmée par l'observation des zones où le bois est aussi comprimé transversalement par la tôle de l'ancrage. Néanmoins, dans une première approche l'incidence de cette interaction ne sera pas considérée. Ce qui veut dire que les caractéristiques du modèle des pointes, considérées comme des systèmes de ressorts, ne tiendront pas compte de ce phénomène et seront établies en faisant l'hypothèse d'une pointe seule dans un milieu quasi infini.

Le fait de ne pas étudier et prendre en compte cette interaction ne signifie pas pour autant que la déformation du bois, sous l'effet des charges apportées par les pointes, n'influence pas la distribution des charges dans le modèle sur les autres pointes. Il sera donc nécessaire de mettre en place des couplages judicieux pour reporter les charges des systèmes de ressorts, modélisant les pointes, vers le bois. Ce point particulier sera décrit lors de la constitution du modèle d'une pointe en simple cisaillement à la fin de ce chapitre.

Le système de ressorts de base retenu pour modéliser les pointes part d'un principe utilisé de manière récurrente en dimensionnement. A savoir que la résistance au cisaillement d'une pointe est la somme, lorsqu'un effet de corde peut se produire, de sa capacité de résistance en traction et de sa résistance en cisaillement. Ainsi, la pointe est vue comme une poutre de Winckler avec un comportement élasto

plastique en flexion traction (figure 49). Le bois est alors vu comme une fondation composée de ressorts discrets élasto-plastiques. Le phénomène d'arrachement est vu comme un comportement élasto-plastique adoucissant, il est modélisé par un ressort placé à l'extrémité de la poutre.

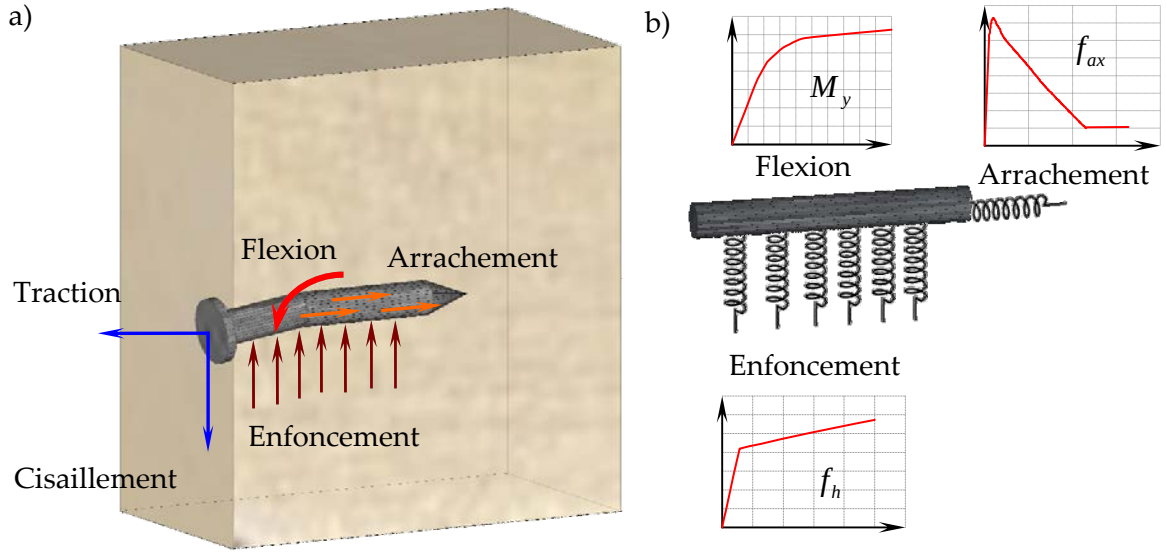


Figure 49 : Phénoménologie de comportement de la pointe et modélisation basique retenue.

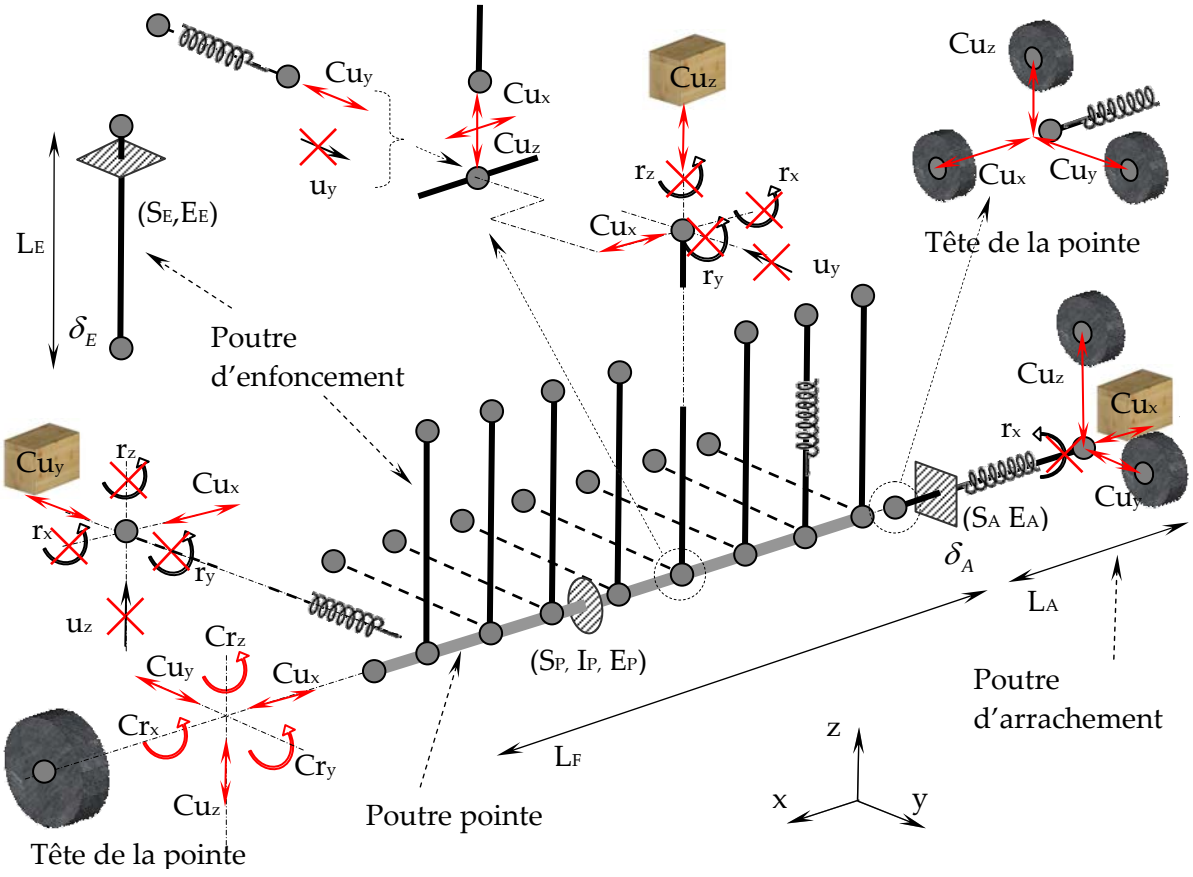
En termes de chargement, l'évaluation de la résistance des ancrages s'effectue dans des directions privilégiées de chargement. Dans ces situations, les pointes sont très souvent sollicitées dans une direction privilégiée, auquel cas, une seule rangée de ressorts est nécessaire pour décrire le comportement de la pointe. Dans les situations où l'organe est amené à travailler dans des directions non prévue à l'avance, deux rangées de ressorts agissant dans des directions orthogonales peuvent être mis en place pour décrire le comportement. Afin de privilégier le temps de calcul, lorsque la direction de chargement apparaîtra de manière évidente, une seule rangée sera mise en place.

3.2. Modélisation pratique des pointes dans Abaqus

Pour mettre en œuvre d'une manière parfaitement maîtrisable à travers le code de calculs retenu (Abaqus) le comportement de ressorts non linéaires, comme exprimé ci dessus, il aurait été nécessaire d'implémenter complètement ce type d'élément. Ce choix n'a pas été retenu dans une première approche afin de privilégier la démarche générale de modélisation plutôt que le développement d'un point particulier. Le comportement des ressorts non linéaires est donc obtenu en utilisant des poutres (type B31 dans Abaqus) auxquelles des conditions aux limites particulières sont appliquées pour que ces dernières ne soient soumises qu'à des efforts normaux en privilégiant la traction (figure 50). Ces poutres permettent de produire le comportement des ressorts d'enfoncement et d'arrachement. Afin de faire fonctionner ces ressorts, des lois de comportement particulières sont établies à partir d'essais expérimentaux qui font l'objet du paragraphe 4. La modélisation de la pointe

comme une poutre, type B31 dans Abaqus, est directe car cet élément permet de prendre en compte la plastification de la section en intégrant les contraintes dans la section. Ainsi, la flexion composée dans la section de la pointe est directement gérée par le code de calculs à partir de la loi de comportement de l'acier (fournie en entrée). La détermination de loi de comportement de la pointe fait également l'objet du paragraphe 4. Malgré le fait que la pointe soit torsadée, une forme circulaire d'un diamètre de 3,75 mm est retenue pour modéliser la pointe type de chez CULLEN de 30 mm de longueur.

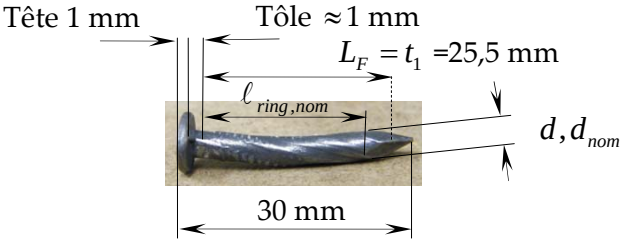
Le modèle se compose donc d'une série de N_r poutres d'enfoncement (ressorts) suivant un axe ou deux dès lors que la sollicitation est principalement uniaxiale ou biaxiale. Chaque poutre d'enfoncement a cinq *ddl* (degré de liberté) bloqués à une de ses extrémités qui peut être appelée base. Le *ddl* restant permet de tirer ou de comprimer axialement la poutre. Ce *ddl* est lié, par l'intermédiaire d'une contrainte, au même *ddl* de plusieurs nœuds du bois environnant l'organe dans la pièce où il est implanté afin de diffuser la charge. A son autre extrémité, le *ddl* qui permet de tirer ou de comprimer la poutre est lié au *ddl* de même direction sur la poutre modélisant la pointe. Enfin, afin que chaque poutre d'enfoncement suive la translation de la poutre modélisant la pointe lorsque celle-ci peut être arrachée, le *ddl* de déplacement suivant la direction de la pointe, à la base et au sommet d'une poutre d'enfoncement, est relié par une contrainte au déplacement du nœud correspondant de la poutre modélisant la pointe.



$d = 3{,}75\ mm$ diamètre de la pointe,

N_r = nombre de ressorts d'enfoncement,

Caractéristiques d'un élément de poutre :



$L_F = longueur\ effective\ en\ flexion\ de\ la\ pointe$

$L_F = longueur\ pointe - épaisseur\ tête - épaisseur\ tôle - 1/2\ pointe$

$S_P = \frac{\pi d^2}{4}, I_P = \frac{\pi d^4}{64}, E_P \Rightarrow \sigma = f(\varepsilon)\ expérimentale$

Caractéristiques du ressort arrachement :

$K_A(\delta_A) = \frac{E_A(\delta_A) S_A}{L_A},\ L_A = 25\ mm, S_A = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow E_A(\delta_A)\ expérimentale$

Caractéristiques d'un ressort d'enfoncement :

$K_E(\delta_E) = \frac{E_E(\delta_E) S_E}{L_E},\ L_E = 30\ mm, S_E = \frac{L_P}{N_r} \times d \Rightarrow E_E(\delta_E)\ expérimentale$

Figure 50 : Modélisation pratique d'une pointe par une association de poutres : description des conditions aux limites.

À une de ses extrémités, la poutre d'arrachement (ressort) est reliée au nœud situé à l'extrémité de la poutre modélisant la pointe par des contraintes suivant les $2\,ddl$ de déplacement orthogonaux à son axe. Les déplacements de ce nœud en extrémité de poutre modélisant la pointe seront également reliés par des contraintes au maillage de la tête de la pointe développé dans le point suivant. Le *ddl* permettant la rotation de cette poutre d'arrachement autour de son axe neutre est également bloqué. A cette extrémité, le *ddl* qui permet de tirer ou comprimer la poutre est lié par l'intermédiaire d'une contrainte aux mêmes *ddl* de plusieurs nœuds du bois environnant l'organe dans la pièce où il est implanté afin de diffuser la charge. A son autre extrémité, les trois *ddl* de translation de la poutre d'arrachement sont liés, par l'intermédiaire de contraintes, au nœud situé à l'extrémité de la poutre modélisant la pointe, près de la tête. Ainsi, la poutre d'arrachement se déplace uniquement en translation suivant les deux axes orthogonaux à l'axe de la pointe en fonction des mouvements de la tête de la pointe. Une résistance à l'arrachement est mobilisée uniquement si la tête de la pointe se décolle du bois. Le point de liaison du ressort d'arrachement sur la tête doit être adapté suivant le mode de rupture plastique de la pointe. Ici c'est le mode 1 décrit

dans l'Eurocode 5 pour des assemblages à un seul plan de cisaillement bois-métal plaque mince qui doit être retenue comme il sera montré dans les points suivants de ce chapitre.

3.3. Prise en compte de la tête des pointes

Jusqu'à présent, il n'a pas été fait état du raccordement du système ressort-poutre modélisant la pointe avec l'ancrage métallique. En observant attentivement le comportement de la pointe pendant le chargement d'un ancrage, il apparaît que les conditions de transfert d'efforts de la tôle vers la pointe évoluent en fonction de la déformation de la tôle et de la pointe (figure 51).

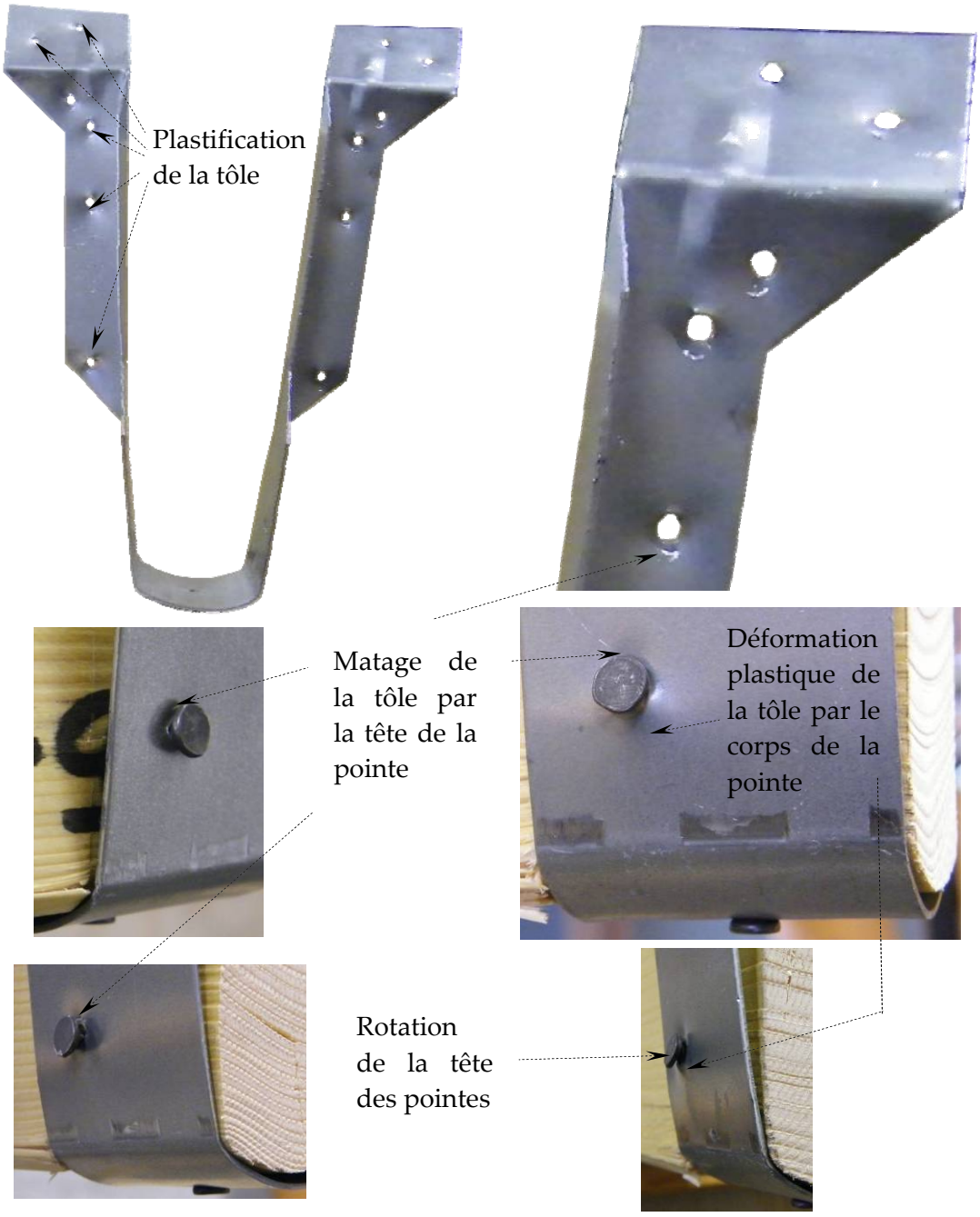


Figure 51 : Déformation de la tôle autour des pointes en différentes positions des ancrages

La pointe type torsadée de chez CULLEN est introduite légèrement en force dans les ancrages. Lorsque la pointe charge l'ancrage ou que l'ancrage charge la pointe, un contact s'établit sur une demi-portion cylindrique entre la pointe et l'ancrage à l'intérieur du trou. Lorsque le chargement augmente, la pointe fléchit en s'enfonçant à l'intérieur du bois. La tête de la pointe tourne et entre en contact avec la tôle. Un couple de force s'établit alors entre le bord de la tête de la pointe et le corps de la pointe dans le percement pour entraîner la tôle en flexion jusqu'à plastification. Le comportement de la tête de la pointe introduit donc une condition aux limites au bout de la poutre représentant la pointe qui varie au cours du chargement en devenant de plus en plus rigide par contact jusqu'à plastification de la zone de transfert d'effort entre la pointe et la tôle.

La modélisation fine du phénomène apparaît très complexe étant donné que du contact, du frottement et de la plastification interviennent de manière évolutive dans le comportement. Sans conduire une étude tridimensionnelle détaillée de ce problème, l'hypothèse suivante est formulée afin d'aboutir à une modélisation qui prennent en compte les effets majeurs des comportements développés sans rendre trop complexe la résolution.

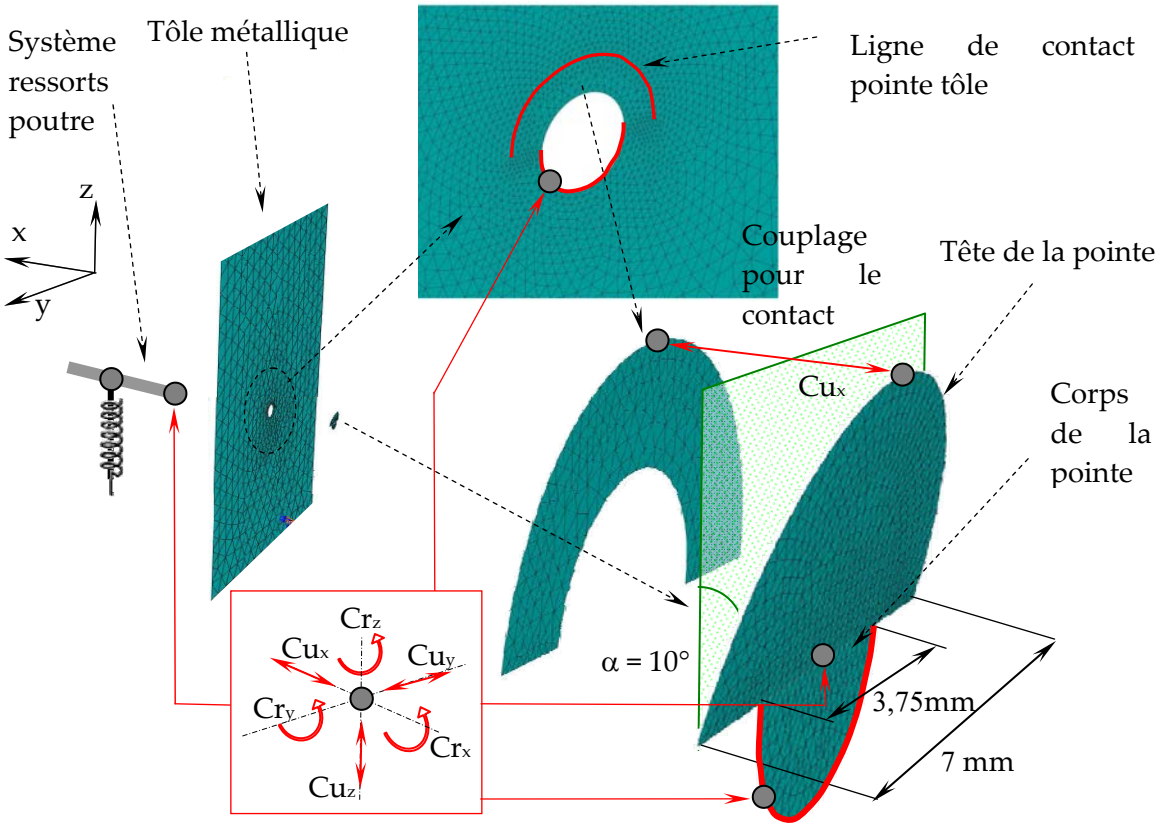


Figure 52 : Modélisation de la tête des pointes dans le percement des ancrages.

Il est considéré, vu le comportement de la tôle avec la pointe, que du côté où la pointe est en contact dans le percement, la pointe et la tôle sont intimement liées. Sur cette portion où la pointe traverse la tôle, il est retenu que la pointe est très rigide au regard de l'épaisseur de la tôle et que, par adhérence, elle entraîne celle-ci dans ses

déformations. Le problème est alors ramené à un modèle sans épaisseur : le corps de la pointe est modélisé par des éléments coques (S3 dans Abaqus) comme un demi-disque rigide qui est « soudé » (nœuds fusionnés) au maillage de la tôle (figure 52) . Le diamètre du demi-disque est égal au diamètre de la pointe.

La tête de la pointe est alors modélisée, elle aussi, comme un demi disque d'un diamètre égal au diamètre de la tête de la pointe. Ce demi-disque rigide est fusionné avec le précédent pour former la tête de la pointe. Pour prendre en compte, la possibilité de contact qui existe au départ entre la tête de la pointe et la tôle, le demi-disque a été incliné d'un angle de 10° par rapport à la surface de la tôle. Des relations de contact nœuds à nœuds dans la direction orthogonale au plan de la tôle sont ensuite introduites entre la périphérie du demi disque et la tôle afin d'empêcher l'interpénétration des deux éléments. Afin de raccorder ce modèle de la tête de la pointe à son corps, le nœud à 6 ddl situé à l'extrémité de la poutre (type B31 dans abaqus), modélisant la pointe, est fusionné au nœud central des demi-disques. Ceci est possible car la tête de la pointe est modélisée par des coques à 6 ddl par nœuds.

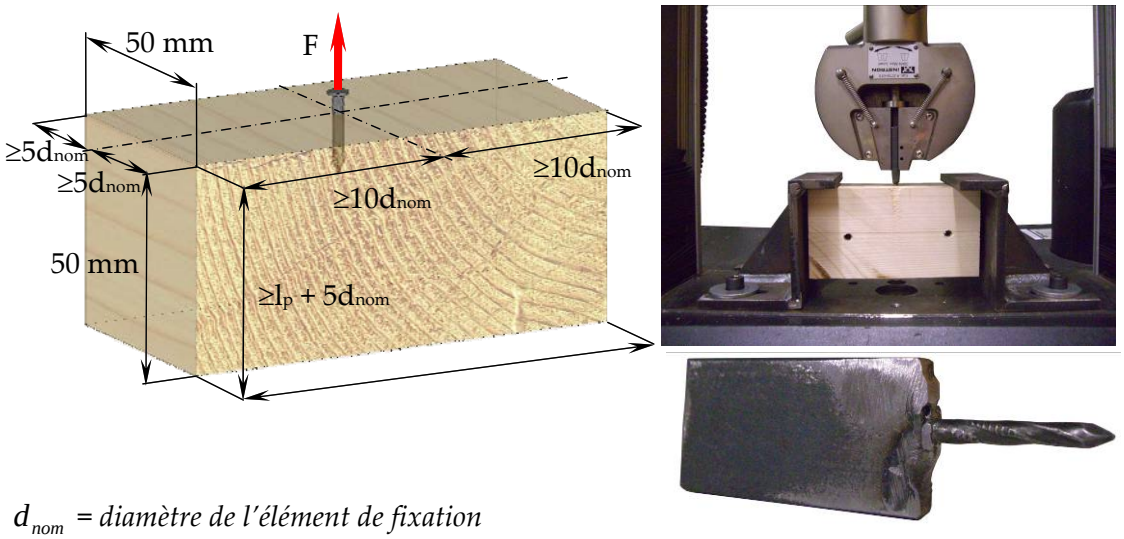
4. CARACTERISATION DES PROPRIETES DES POINTES

4.1. Caractérisation du comportement à l'arrachement

Dans la majeure partie des situations où sont implantés les ancrages CULLEN, les pointes sont introduites dans le bois dans le sens perpendiculaire au fil. Il n'apparaît donc pas utile dans une première phase de développement de caractériser le comportement dans le sens parallèle au fil qui est en général beaucoup moins résistant et peu recommandé pour supporter des charges de long terme. Le comportement à l'arrachement, est de façon habituelle, caractérisé dans les calculs de structure par la contrainte de résistance caractéristique au frottement $f_{ax,k}$. Cette résistance s'obtient par des essais d'arrachement comme il a été montré dans la bibliographie ci-dessus. Cette contrainte se calcule en faisant le rapport de l'effort maximum obtenu avant l'extraction complète de la pointe sur la surface frottante complète de la pointe. En effet au seuil d'effort maximum, le glissement de la pointe dans son logement est relativement faible ce qui affecte peu l'aire de la surface frottante. La surface frottante des pointes étant généralement de forme circulaire, cette valeur est donnée à π près afin de simplifier les calculs du praticien (*elle peut être qualifiée de pseudo contrainte*). Les tests réalisés par la société ITW (Jørgen Munch-Andersen [5]) pour différents types de pointe en arrachement ont permis d'établir la formule suivante pour les pointes torsadées 3,6 x 35 mm usitées au royaume unis (UK twisted nails). Pour établir cette formule, la longueur d'enfoncement de la pointe frottante est égale à la longueur de la pointe enfoncée moins la longueur de la partie appointie.

$$f_{ax,mean} = 1{,}57 \times 6{,}3 \times \left(\frac{\rho_{mean}}{420} \right) \text{ en MPa}$$

Cette seule valeur est importante mais pas suffisante pour renseigner le comportement de la poutre d'arrachement défini dans le modèle exposé ci-dessus. Afin d'obtenir une loi d'évolution de l'effort ou de cette contrainte en fonction du glissement de la pointe hors de son logement, une campagne d'essais d'arrachement est conduite en suivant les recommandations de la norme EN 1382 [20] . Un lot de 15 éprouvettes d'épicéa avec une masse volumique moyenne de 424 kg/m^3 a été usiné puis stabilisée à une humidité de 12,5% (65% humidité extérieure avec une température de 20°C). Pour définir les dimensions des éprouvettes un diamètre de 3,75 mm et une longueur de pénétration égale à la longueur des pointes de 30 mm ont été considérés (figure 53).



d_{nom} = *diamètre de l'élément de fixation*

ℓ_p = *longueur de pénétration de l'élément de fixation incluant la pointe, en mm.*

Figure 53 :Montage et dimensions des éprouvettes permettant un essai de traction sur les pointes de 3,75 x 30 mm

Les pointes usitées par CULLEN étant très courtes, il est apparu difficile de venir les arracher à l'aide d'un dispositif mécanique sans perdre trop de longueur d'enfoncement. Une pointe a donc été soudée à l'extrémité d'un plat métallique. La même pointe est donc réutilisée pour chaque essai. C'est en frappant à l'aide d'un marteau sur le plat métallique que les pointes sont enfoncées dans le sens transversal du bois. Le plat métallique est ensuite bloqué dans un mors auto serrant afin d'imposer un déplacement à l'aide d'une machine d'essais universelle INSTRON® équipée d'une cellule de charge de 30 kN (précision de 0,5%). Le bloc de bois où est insérée la pointe est retenu par deux ferrures prévues à cet effet. Le déplacement est appliqué en continu à une vitesse de 2 mm/min jusqu'à atteindre l'arrachement complet de la pointe. Le déplacement de la traverse permet d'obtenir le glissement de la pointe.

Le comportement de la pointe en arrachement montre tout d'abord une rigidité importante quasi linéaire jusqu'à atteindre un maximum. Dans cette phase la pointe

est en adhérence dans son logement. Le glissement mesuré est le résultat de la déformation du bois autour de l'organe. Au seuil de résistance, l'effort d'adhérence produit par l'étreinte du bois est perdue, la pointe se retire en frottant hors de son logement : la charge diminue. Le glissement de la pointe détériore progressivement le logement ce qui a pour conséquence de réduire la résistance à l'arrachement : la résistance zéro est atteinte à 15 mm de glissement en moyenne. L'effort moyen d'arrachement s'élève à 0,52 kN. La figure 54 présente l'ensemble des évolutions force-glissement obtenues par les essais.

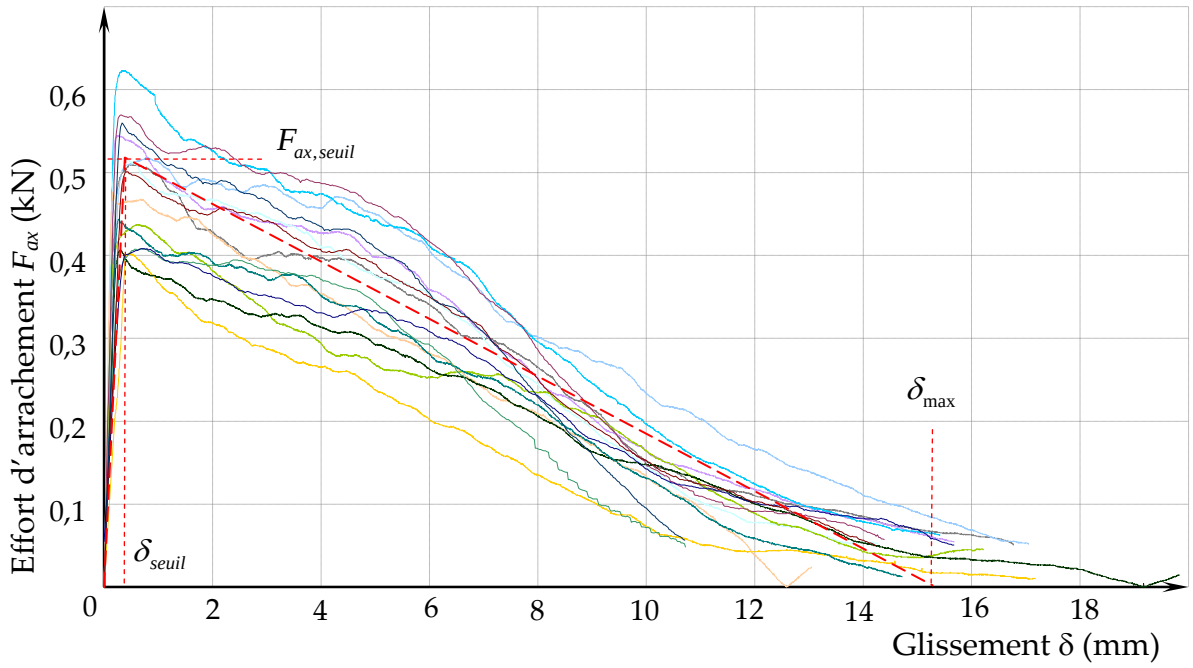


Figure 54 : Évolutions de l'effort d'arrachement en fonction du glissement des pointes CULLEN de 3,75x30 dans du bois de masse volumique moyenne 420 kg/m³.

Tableau 11 : Résultats des essais d'arrachement des pointes CULLEN 3,75mm x 30mm.

	δ_{seuil} mm	$F_{ax,seuil}$ kN	δ_{max} mm	MV kg/m^{-3}
N°1	0,45	0,40	17,17	407
N°2	0,47	0,51	16,77	423
N°3	0,51	0,66	17,16	440
N°4	0,25	0,54	15,67	432
N°5	0,33	0,62	15,41	435
N°6	0,25	0,52	14,28	427
N°7	0,16	0,48	13,05	418
N°8	0,60	0,44	16,22	411
N°9	0,30	0,41	19,83	409
N°10	0,26	0,44	14,72	415
N°11	0,31	0,57	14,39	435

N°12	0,67	0,41	10,72	410
N°13	0,41	0,50	14,22	435
N°14	0,33	0,56	10,71	418
N°15	0,43	0,71	14,01	444
moyenne	0,38	0,52	15,0	424
écart type	0,14	0,09	2,4	12
COV	37%	18%	16%	3%

L'ensemble des valeurs caractérisant chaque essai est recencé dans le tableau 11. La contrainte moyenne d'arrachement au seuil de résistance s'obtient par la formule suivante :

$$f_{ax,exp} = \left(\frac{F_{ax,seuil}}{d_{nom} \times \ell_p} \right) = \left(\frac{520}{3{,}75 \times 25} \right) = 5{,}54 MPa$$

Pour appréhender ce résultat, la contrainte moyenne est également estimée par la formule de Jørgen Munch-Andersen [5] .

$$f_{ax,mean} = 1{,}57 \times 6{,}3 \times \left(\frac{\rho_{mean}}{420} \right) = 1{,}57 \times 6{,}3 \times \left(\frac{424}{420} \right) = 9{,}98 \text{ en MPa}$$

La valeur trouvée en essai est 45 % inférieure à la valeur estimée par la formule établie pour des pointes de 35 mm. Cette résistance est donc fortement dépendante de la nature de la pointe et de sa longueur, il est difficile de généraliser le comportement des pointes à partir d'essais élémentaires.

Au regard des courbes d'essais, il est choisi de modéliser le comportement de la pointe CULLEN 3,75x30 en arrachement par un fonctionnement bilinéaire adoucissant. Afin que la poutre d'arrachement reproduise le comportement en arrachement pur, il est nécessaire de produire une loi de comportement spécifique $\sigma - \varepsilon$ à partir des résultats moyens obtenus par les essais et des caractéristiques de la poutre d'arrachement.

Raideurs et modules d'arrachement bilinéaires :

Raideur initiale : $K_{ar,ini} = \dfrac{f_{ax,moy} \times d_{nom} \times l_p}{\delta_{seuil}} = \dfrac{5{,}54 \times 3{,}75 \times 22{,}5}{0{,}38} = 1{,}23\, kN/mm$

Module initial :

$$E_{A,ini} = \frac{f_{ax,moy} \times d_{nom} \times l_p}{\delta_{seuil}} \times \frac{L_A}{S_A} = \frac{5{,}54 \times 3{,}75 \times 22{,}5}{0{,}38} \times \frac{30 \times 4}{\pi \times 3{,}75^2} = 3341\, MPa$$

Contrainte seuil de la loi introduite dans la poutre :

$$f_{ax,pa} = \frac{f_{ax,moy} \times d_{nom} \times l_p}{S_A} = \frac{5{,}54 \times 3{,}75 \times 22{,}5 \times 4}{\pi \times 3{,}75^2} = 42{,}3 MPa$$

Raideur phase adoucissante :

$$K_{ar,ad} = -\frac{f_{ax,moy} \times d_{nom} \times l_p}{\delta_{\max} - \delta_{seuil}} = -\frac{5{,}54 \times 3{,}75 \times 22{,}5}{(15 - 0{,}38)} = -32\ MPa$$

Module phase adoucissante :

$$E_{A,ad} = -\frac{f_{ax,moy} \times d_{nom} \times l_p}{\delta_{max} - \delta_{seuil}} \times \frac{L_A}{S_A} = -\frac{5{,}54 \times 3{,}75 \times 22{,}5}{(15 - 0{,}38)} = \times \frac{30 \times 4}{\pi \times 3{,}75^2} = -87\ MPa$$

La figure 55 présente l'allure de la loi de comportement non linéaire .

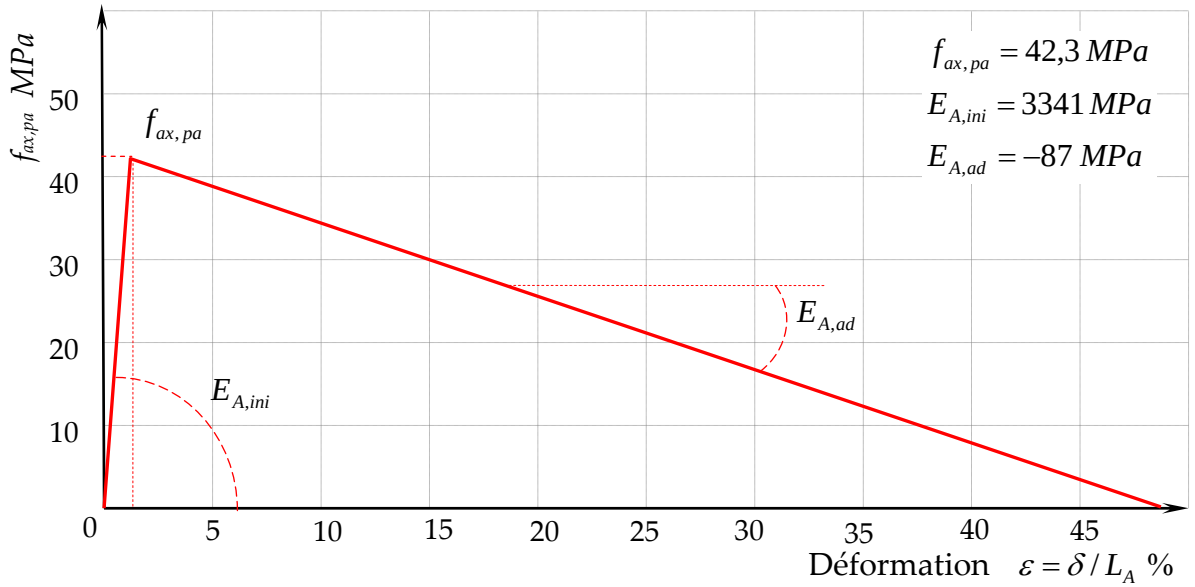


Figure 55 : Loi de comportement de la poutre d'arrachement reproduisant le comportement des pointes torsadées 3,75mm x 30mm CULLEN perpendiculaire au sens du fils du bois.

4.2. La résistance à l'enfoncement

La résistance à l'enfoncement, qui est intimement liée à la masse volumique, du bois est en général un facteur déterminant sur la résistance en cisaillement des organes de type tige. Cette contrainte de résistance à l'enfoncement, appelée généralement f_h, s'obtient réglementairement par des tests conformes à la norme EN 383 [21] . Ce test, quasi identique à ceux décrits en bibliographie, consiste à enfoncer une tige rigide dans du bois dans une direction orthogonale à l'axe de celui-ci. La contrainte résistante est alors obtenue en faisant le rapport entre l'effort maximum atteint avant 5 mm d'enfoncement et la surface projetée de la tige dans le bois.

$$f_h = \frac{F_{enf\ max}}{d_{nom} \times b} \quad \text{avec :}$$

$F_{enf\ max}$ *: Effort maximum avant 5 mm,*

d_{nom} *: diamètre nominal de l'organe,*

b *: largeur de la pièce de bois.*

Pour que la tige soit reconnue rigide et donc que la contrainte soit uniforme lors de l'enfoncement, il faut veiller à ce que la largeur de la pièce traversée par la tige ne soit pas trop importante pour éviter que la tige ne fléchisse. En réalité, l'état de contrainte autour d'un organe dans un essai d'enfoncement est très complexe et le calcul de la pression autour de l'organe également : cette approche simplifiée de la contrainte d'enfoncement reste quand même intéressante lorsque une notion globale est recherchée, comme la définition de la capacité résistance d'un ressort ou poutre d'enfoncement par exemple. Il suffit effectivement pour avoir la résistance ultime d'une poutre d'enfoncement de faire l'opération suivante :

$$F_{enf\ ressort\ max} = f_h \times d_{nom} \times \frac{L_F}{N_r}$$

Bien qu'il soit possible de trouver dans la bibliographie différentes formules empiriques permettant de définir f_h suivant le type d'organe, le type de matériau et l'angle par rapport au fil du bois, peu d'éléments fiables sont disponibles pour définir l'évolution de f_h en fonction de l'enfoncement, cette notion est en général peu utile pour le praticien mais fondamentale pour la modélisation des pointes. Il est donc nécessaire de réaliser des essais d'enfoncement en s'inspirant de la norme EN 383 afin d'établir une loi d'évolution de cette contrainte dans le bois en fonction de l'enfoncement d'une pointe de type CULLEN. Cette loi sera ensuite transformée en loi contrainte-déformation en fonction de la longueur de la poutre d'enfoncement (choisie pour la praticité du maillage) afin de pouvoir être introduite comme une loi de comportement dans le code de calculs Abaqus.

La figure 56 présente le montage d'essai : il est constitué d'un support rigide permettant d'encastrer un organe de forme circulaire de part et d'autre d'une plaque de bois. Pour réaliser les essais avec des pointes CULLEN de 30 mm de longueur la tête de celles-ci a du être coupée. Des taquets de serrage ont également dus être usinés afin d'adapter le montage au blocage des pointes. Les dimensions des éprouvettes en bois d' épicéa ont été définies en s'inspirant des recommandations de la norme NF EN 383 [21] , elle mesure 200 x 150 x 10 mm. 15 éprouvettes de bois ont été usinées dans des avivés, en essayant de s'approcher d'une masse volumique moyenne de 420 kg/m^3. Le tableau 12 montre qu'une masse volumique moyenne de 421 kg/m^3 est obtenue avec un coefficient de variation de 9%. Le lot d'éprouvettes a été stabilisé à une humidité de 12,5% (65% humidité extérieure avec une température de 20°C).

L'effort est appliqué par une machine d'essais universelle INSTRON® avec une cellule de charge de 30 kN (précision de 0,5%). Entre la cellule de charge et le bois un plat métallique a été intercalé pour répartir la pression sur la tranche de l'éprouvette. Le déplacement de la traverse a été permis de mesurer l'enfoncement de la tige dans le bois.

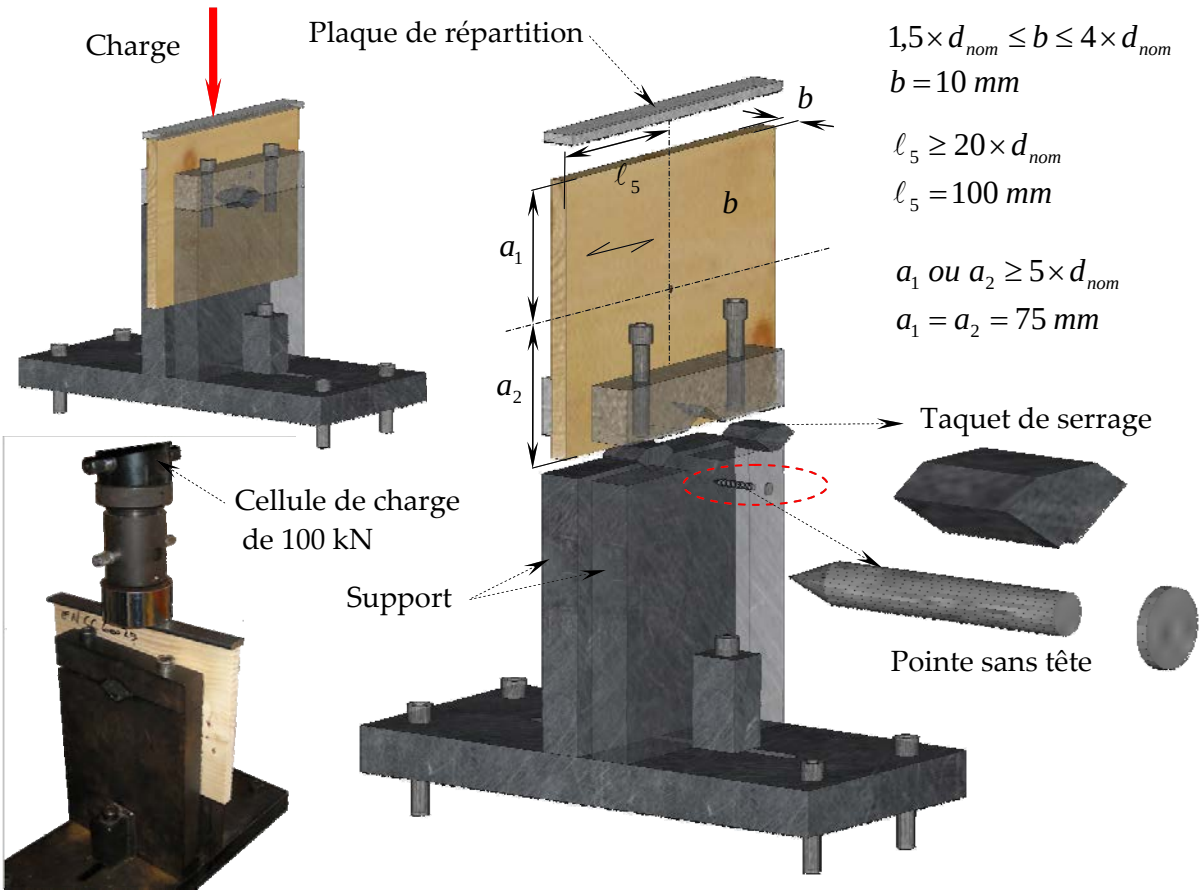


Figure 56 : Montage de caractérisation de la résistance à l'enfoncement des pointes utilisées par CULLEN de 3,75x30 mm.

Afin de recueillir une loi de comportement permettant de modéliser les ancrages testés dans un dispositif standard tel que défini par l'EOTA TR017 [22] , les tests d'enfoncement ont été conduits dans une direction perpendiculaire au sens du fil. Dans cette première approche de modélisation qui fait l'objet de ce document, uniquement ces 15 tests d'enfoncement sont conduits en appliquant un chargement continu à une vitesse de 2 mm/min, si d'autres masses volumiques ou d'autres directions de chargement devaient être modélisées, il serait nécessaire de conduire d'autres tests et de déterminer leurs lois de comportement comme il suit. L'analyse de phases de déchargement pourrait alors être menée plus précisément.

La figure 57 présente l'ensemble des évolutions force-enfoncement relevées sur les différents essais. Dans une première phase, l'évolution de l'effort d'enfoncement est parfaitement proportionnelle à l'enfoncement. A partir d'un certain seuil, qui peut être qualifié de plastique, une dégradation de la raideur apparaît. Celle-ci évolue ensuite suivant une allure globalement linéaire mais marquée par de très nombreux ressauts. En effet, passé le seuil plastique, le bois sous la tige se densifie et la charge se diffuse, les fibres fortement fléchies se rompent en flexion traction au fur et à mesure de l'enfoncement, ce qui laisse apparaître un découpage en V du bois qui augmente progressivement la surface d'appui de la pointe dans le bois. Afin d'établir

une loi moyenne d'enfoncement perpendiculaire au fil, chacune des évolutions est modélisée par une loi mathématique de Jaspart [12] à quatre paramètres K_1, K_2, K_3 *et* r .

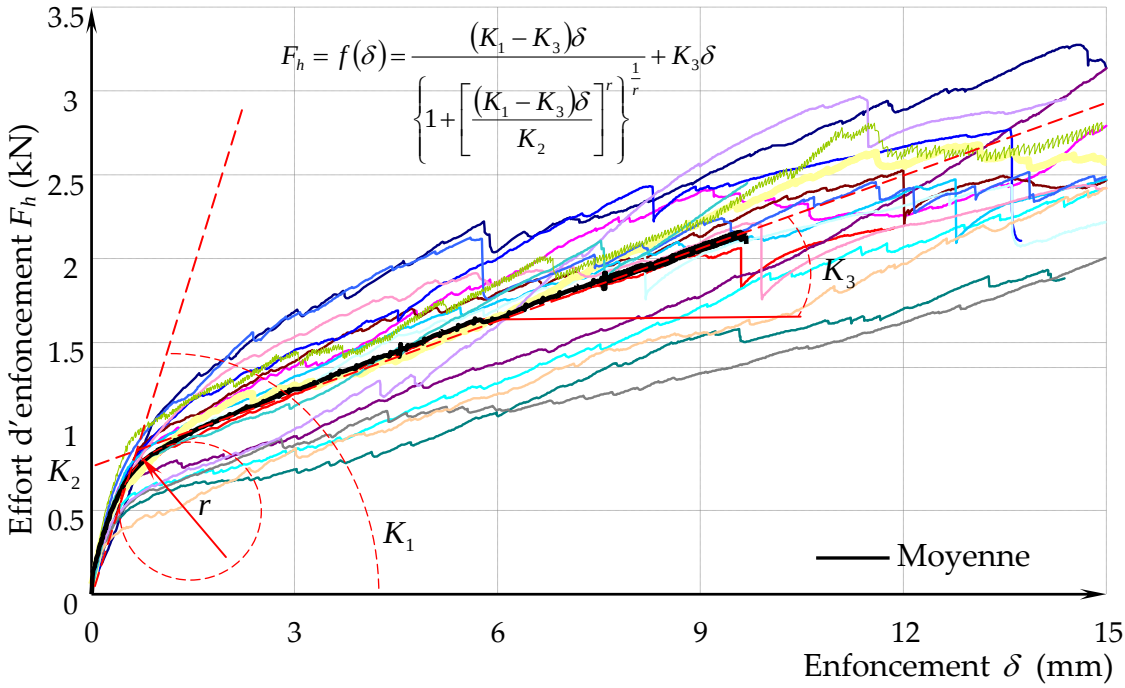


Figure 57 : Évolutions expérimentales de l'effort d'enfoncement en fonction de l'enfoncement dans du bois d'épicéa avec des pointes CULLEN de 3,75x30 mm.

A partir de ces paramètres, la contrainte d'enfoncement au seuil plastique, l'enfoncement au seuil plastique, et la contrainte d'enfoncement à 5 mm sont calculés par les formules suivantes :

$$\delta_{seuil} = \frac{K_2}{(K_1 - K_3)} \text{ mm}$$

$$f_{h\,seuil} = \frac{\frac{K_1 \times K_2}{(K_1 - K_3)} \times 1000}{d_{nom} \times b} \qquad f_{h,5mm} = \left(\frac{(K_1 - K_3) \times 5}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3) \times 5}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3 \times 5 \right) \Big/ d_{nom} \times b \text{ MPa}$$

A partir de ces résultats, il est possible de produire soit une loi de comportement bilinéaire soit une loi d'enfoncement continue. La différence entre les deux est mise en évidence sur la figure 58. Chacune de ces deux lois peuvent être introduites comme loi de comportement dans le logiciel de calculs. La prise en compte de l'une ou l'autre influence assez peu les résultats finaux.

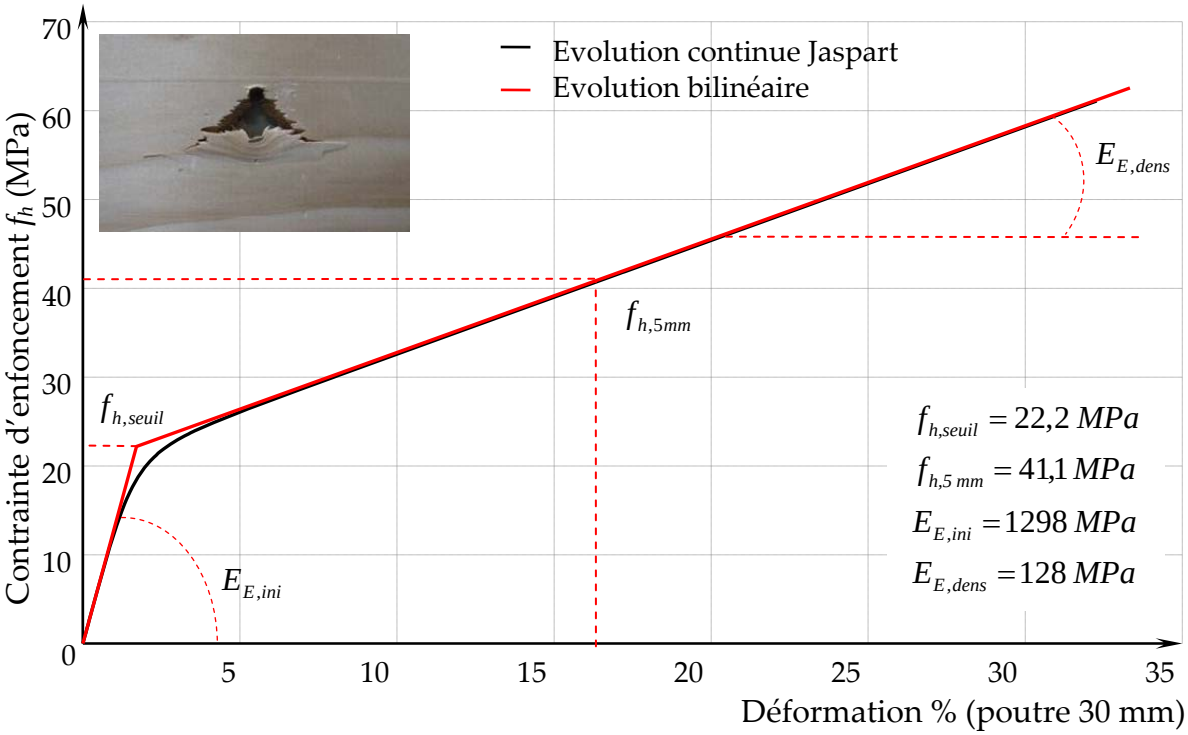


Figure 58 : Loi de comportement moyenne attribuée aux poutres représentant les ressorts d'enfoncement (longueur de référence 30 mm) .

Pour définir le modèle d'enfoncement bilinéaire, les formules suivantes sont nécessaires :

- Module d'élasticité initiale (loi de comportement MEF) et raideur initiale d'un ressort d'enfoncement :

$$E_{E,ini} = \frac{f_{h,seuil} \times d_{nom} \times \frac{L_F}{N_r}}{\delta_{seuil}} \times \frac{L_E}{S_E} = \frac{f_{h,seuil} \times L_E}{\delta_{seuil}} = \frac{22,19 \times 30}{0,53} = 1298\ MPa$$

$$K_{E,ini} = \frac{f_{h,seuil} \times d_{nom} \times \frac{L_F}{N_r}}{\delta_{seuil}} = \frac{22,19 \times 3,75 \times \frac{25,5}{8}}{0,53} = 0,5\ kN/mm$$

- Module de densification (loi de comportement MEF) et raideur de densification d'un ressort d'enfoncement :

$$E_{E,dens} = \frac{\left(f_{h,5mm} - f_{h,seuil}\right) \times d_{nom} \times \frac{L_P}{N_r}}{5 - \delta_{seuil}} \times \frac{L_E}{S_E} = \frac{\left(f_{h,5mm} - f_{h,seuil}\right) \times L_E}{5 - \delta_{seuil}} = \frac{(41,1 - 22,19) \times 30}{5 - 0,53} = 128 MPa$$

$$K_{E,dens} = \frac{\left(f_{h,5mm} - f_{h,seuil}\right) \times d_{nom} \times \frac{L_F}{N_r}}{5 - \delta_{seuil}} = \frac{\left(41{,}1 - 0{,}53\right) \times 3{,}75 \times \frac{25{,}5}{8}}{5 - 0{,}53} = 0{,}108\ kN/mm$$

- Module et raideur d'un ressort d'enfoncement en loi continue à partir du modèle de Jaspart :

Raideur d'enfoncement et module pour le modèle MEF en continue :

$$K_E = \frac{\Delta F_h(\delta)}{\Delta\delta} \times \frac{\left(\frac{L_P}{N_r}\right)}{b} = \frac{E_E S_E}{L_E} \qquad \text{avec } F_h(\delta) = \frac{\left(K_1 - K_3\right)\delta}{\left\{1 + \left[\frac{\left(K_1 - K_3\right)\delta}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\delta$$

$$E_E = \frac{\Delta F_h(\delta)}{\Delta\delta} \times \frac{\left(\frac{L_P}{N_r}\right) \times L_E}{b \times S_E} = \frac{\Delta F_h(\delta)}{\Delta\delta} \times \frac{L_E}{b \times d_{nom}}$$

Dans le tableau 12, ci-après, toutes les valeurs calculées sont indiquées ainsi que les valeurs moyennes permettant de tracer les lois de la figure 58

Tableau 12 : Valeurs remarquables issues des essais d'enfoncement pointe 3,75 x 30 mm

	K_1	K_2	K_3	r	$f_{h,seuil}$	δ_{seuil}	$f_{h,5mm}$	$E_{E,ini}$	$E_{E,den}$	$\rho_{12\%}$
	kN/mm	kN	kN/mm		MPa	mm	MPa	MPa	MPa	kg/m³
N°1	1,10	1,03	0,20	5,50	33,70	1,15	54,4	880	162	486
N°2	1,65	0,79	0,18	3,80	23,60	0,54	45,5	1317	147	477
N°3	1,49	0,71	0,16	4,30	21,27	0,53	40,3	1193	128	415
N°4	1,57	0,52	0,13	4,00	15,19	0,36	30,7	1258	101	415
N°5	1,65	0,64	0,13	4,00	18,40	0,42	34,3	1320	104	436
N°6	1,32	0,86	0,18	4,00	26,53	0,75	46,4	1054	140	422
N°7	1,58	0,53	0,09	2,50	14,98	0,36	25,5	1262	68	385
N°8	1,44	0,85	0,19	4,00	26,11	0,68	48,3	1149	154	423
N°9	1,58	0,75	0,18	4,50	22,60	0,54	44,0	1263	144	430
N°10	1,46	0,69	0,18	4,00	21,01	0,54	42,8	1171	147	401
N°11	1,39	0,60	0,10	2,30	17,22	0,47	29,6	1109	82	340
N°12	1,98	0,91	0,12	1,70	25,89	0,49	39,7	1586	92	482
N°13	1,48	1,02	0,17	2,25	30,74	0,78	49,5	1183	134	405
N°14	1,64	0,47	0,18	3,50	14,10	0,32	36,0	1310	141	400
N°15	2,00	0,43	0,13	1,30	12,33	0,23	28,5	1598	101	483
N°16	1,96	1,06	0,20	1,90	31,34	0,60	54,2	1564	156	400
N°17	1,77	0,63	0,19	5,00	18,79	0,40	41,8	1418	150	392
N°18	2,17	0,88	0,19	3,40	25,60	0,44	48,2	1734	149	392
moyenne	1,62	0,74	0,16	3,44	22,19	0,53	41,1	1298	128	421
Écart-type	0,27	0,19	0,04	1,18	6,27	0,21	8,75	215	29	39
COV	17%	26%	22%	34%	28%	40%	21%	17%	22%	9%

4.3. Comportement en flexion des pointes

L'élément poutre B31 dans le code de calculs Abaqus permet, lorsqu'une loi de comportement non linéaire décrit le matériau, d'intégrer numériquement la plasticité pour différentes sections standard et, parmi celles-ci, celle de forme circulaire. Comme il a été montré au chapitre 1, les pointes torsadées CULLEN sont à priori de forme carrée, mais, du fait de leur faible longueur, ces dernières ont plutôt une forme s'approchant d'un losange aux angles arrondis après leur phase de formage. Cette forme de section n'étant pas constante sur la longueur, il a semblé judicieux d'obtenir la loi de comportement de ces pointes à partir d'essais de flexion en supposant que les pointes avaient une section fictive circulaire d'un diamètre de 3,75 mm. A partir d'essais de flexion type EN 409 :1993 [23] , il est possible d'obtenir une loi moment-rotation qui homogénéise le comportement en flexion de la pointe sur une longueur d'environ 10 mm. Ce comportement moment-rotation peut être aussi exprimé en une loi moment-courbure. En utilisant l'équation suivante J.F.Bocquet [24] , il est alors possible de caractériser la loi $M(\chi)$ précédente par les trois paramètres d'une loi $\sigma - \varepsilon$ élasto-plastique écrouissable pouvant être introduite dans Abaqus :

$$M(\theta_\lambda)=\frac{{d_{nom}}^3}{8\times f_y}\left(\begin{array}{l}\left(-\frac{5}{6}\cos\theta_\lambda+\frac{1}{3}\sin^2\theta_\lambda.\cos\theta_\lambda+\frac{(\pi-2\theta_\lambda)}{4\sin\theta_\lambda}\right)\frac{H'}{E}\\ +\frac{\left(\frac{\theta_\lambda}{2}-\frac{1}{4}\sin 2\theta_\lambda+\cos\theta_\lambda.\sin^3\theta_\lambda\right)}{\sin\theta_\lambda}\end{array}\right)+\left(\frac{4}{3}\cos\theta_\lambda.(1-\sin^2\theta_\lambda)\right) \text{ et}$$

$$\chi=\frac{2\times f_y}{E\times d_{nom}\times\sin\theta_\lambda}$$

Les trois paramètres sont :

E = *le module d'élasticité du matériau,*
f_y = *limite élastique du matériau,*
H' = *le module d'écrouissage du matériau,*

La figure 59 présente le diagramme des contraintes dans la section ainsi que le paramétrage permettant l'intégration. La loi de comportement obtenue n'est donc pas une loi de comportement en traction réelle de l'acier de la pointe car cette loi intègre les défauts géométriques de la pointe ramenée à une section idéale de forme circulaire.

Une des difficultés majeures pour obtenir la loi moment-rotation de la pointe est la faible longueur des pointes CULLEN. Pour mettre en flexion ces pointes, il est impératif de maintenir en rotation le plus rigidement possible celles-ci à chacune de leurs extrémités. En s'inspirant des dispositions constructives de la norme EN 409, un montage spécifique a été conçu afin d'être installer sur une machine de traction universelle de capacité 30 kN équipée d'une cellule de charge de capacité 1kN (précision de 0,5%). La figure 60 présente le principe de ce montage.

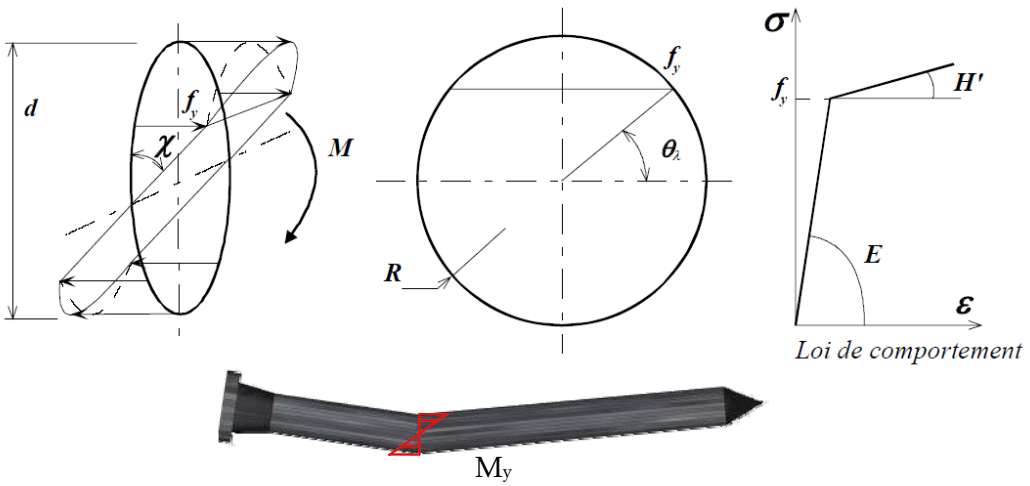


Figure 59 : Comportement élasto-plastique d'une section circulaire ($d_{nom}/2\sin\theta_\lambda$ définit la partie de la section en équilibre élastique). J.F.Bocquet [24] .

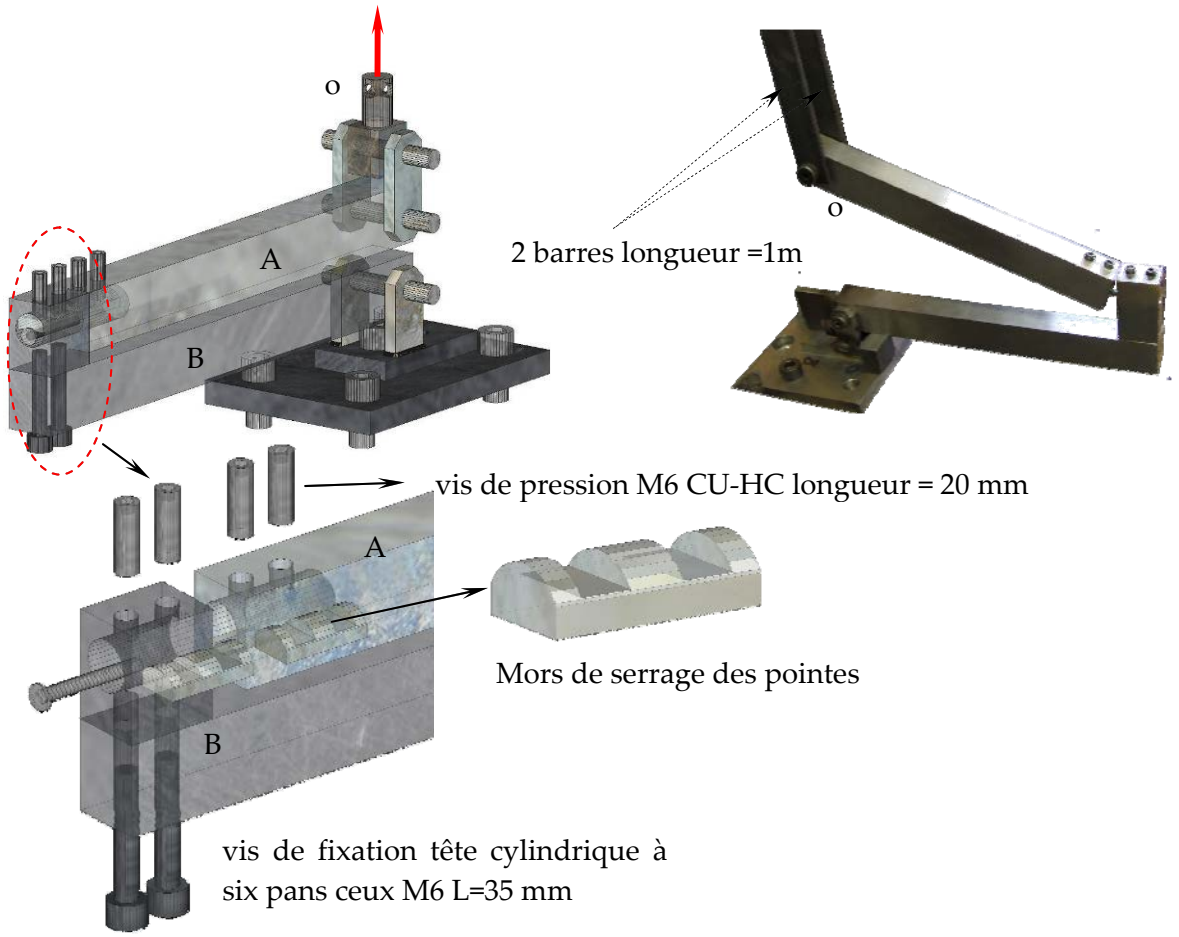


Figure 60 : Montage de mise en flexion des pointes CULLEN 3,75x30 mm.

Le montage est tout d'abord composé d'un bras de levier rigide (partie A) comportant un alésage à son extrémité. Dans cet alésage, un mors de forme particulière permet de serrer une extrémité de la pointe devant être testée. Le serrage est assuré par deux vis de pression. Les pointes étant vraiment courtes, des cales sont ajoutées dans le prolongement des pointes pour que le mors serre correctement. A son autre extrémité, le bras de levier reçoit un axe permettant de suspendre celui-ci à la cellule de charge. Afin d'aligner le plus possible la charge avec l'axe de la machine pendant le chargement des barres d'un mètre de long relie le bras à la cellule. La masse de cet ensemble est annulée au démarrage de la mesure.

Sur le bâti de la machine, une platine munie de deux oreilles reçoit un axe permettant de fixer un autre bras de levier (partie B). A son autre extrémité, le bras de levier reçoit un bloc alésé équipé également d'un mors de serrage. Ceci permet de fixer l'autre extrémité de la pointe en laissant une longueur libre entre les bras de levier dénommé l_2. Cette distance doit en général être comprise entre d_{nom} et $3\times d_{nom}$, elle a été fixée à 10 mm. Pour permettre l'ajustement de cette distance, la platine à oreilles peut être déplacée et bloquée dans une lumière prévue à cet effet. Pour permettre le serrage de la pointe, la tête des pointes a du être retirée.

Les deux mors situés sur les bras de levier doivent éviter tout déplacement longitudinal des pointes de chargement au cours de l'essai et garder ainsi les forces normales à l'axe des pointes tout au long de l'essai. Les distances l_1 et l_3 séparant les pointes de chargement doivent être égales ou supérieures à $2 \times d_{nom}$ (figure 61).

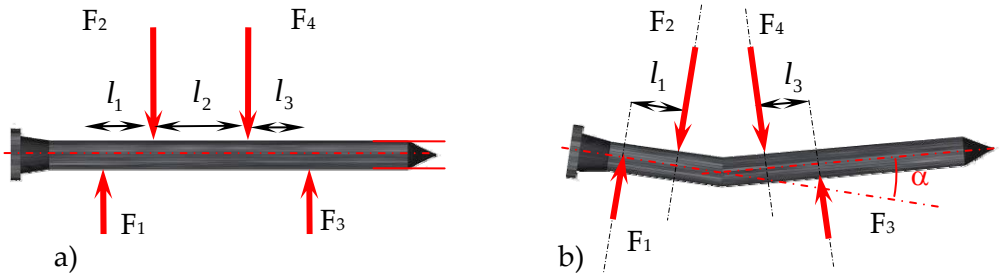


Figure 61: a) Chargement de la pointe b) Déformation de la pointe.

Le chargement est introduit dans le montage en imposant un déplacement continu à la traverse de la machine Δ_y (figure 62). Ce déplacement de traverse permet de déterminer l'angle de rotation dans la partie libre entre les bras de levier comme il suit :

$$\Delta_y = \sin\theta \cdot l_4 + \delta l_2 = \sin\left(\frac{M_y \times l_2}{EI_{pointe}}\right) \times l_4 + \frac{M_y \times l_2^2}{2EI_{pointe}}$$

Avec : $\chi = \dfrac{M_y}{EI_{pointe}} = \dfrac{\theta}{l_2}$ et

$$M_y = \max \begin{cases} F \times l_4 \\ F \times \left[l_4 + \left[1 - \dfrac{G_{lev}}{2F} \right] \times l_2 \right] \\ (\textit{sans objet car lepoids du montage est équilibré avant la mesure}) \end{cases}$$

Où :

F *force appliquée par la cellule de charge, en N*
G_{lev} *Poids propre du levier haut, en N*

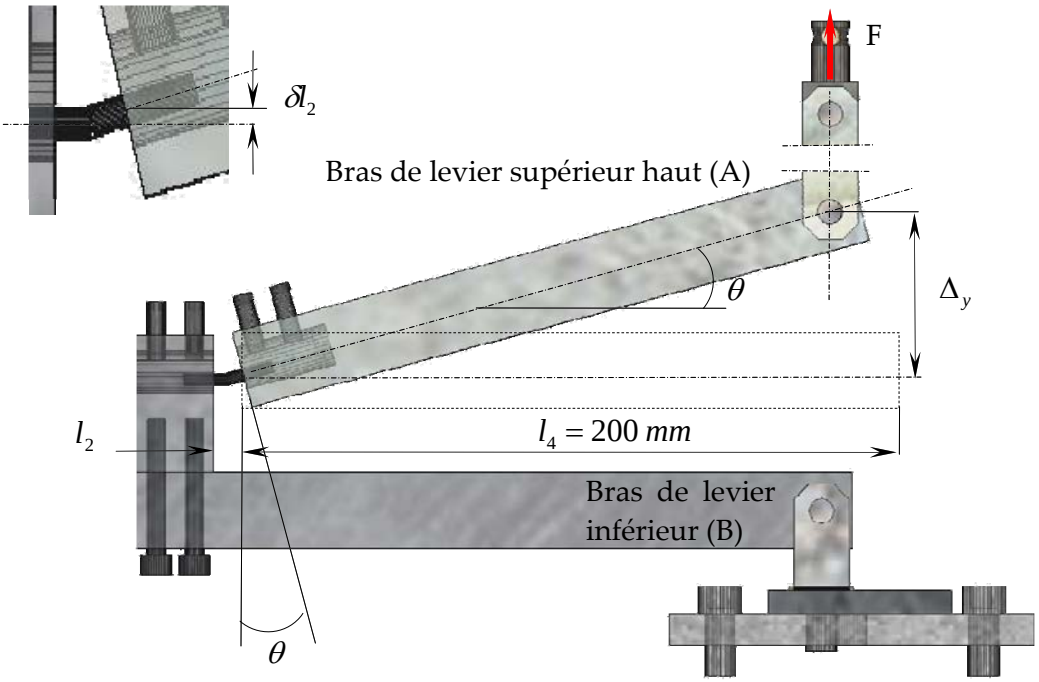


Figure 62 : Définition de l'angle mesuré en fonction des dimensions de l'appareillage .

Une valeur Δ_y maximum de 60 mm a pu être atteinte avec le dispositif car les limites de course de la machine ont été atteintes du fait de l'encombrement du montage. Cette course a permis d'atteindre un angle θ maximum de 16°. En général, il est recommandé d'atteindre un angle qui doit être pris comme le minimum de 45° et $100/d_{nom}$ (Air HAMMER [25]) c'est à dire 26°pour atteindre la pleine plastification de la section. Cependant, cet angle de plastification est assez rarement atteint en pratique en se situant plutôt entre 10 et 15°. Le montage n'a donc pas été modifié et les valeurs conservées en sachant que les résultats obtenus ne pourraient être exploités en termes de modélisation au-delà d'une certaine courbure de la pointe. Comme il sera montré dans la suite du travail la plastification intervient très peu dans le comportement des pointes du fait de leur faible longueur. Dans le cas d'utilisation de pointe plus longue, une caractérisation plus précise sur le même principe devrait être établie en apportant les modifications adéquates au montage.

13 essais ont été réalisés, les évolutions moment-déplacement de traverse sont présentées sur la figure 63. Les essais montrent une très grande variabilité en termes de valeur de moment atteint pour le déplacement maximum. Cette variabilité s'explique par la forme de la section et de son orientation au moment du serrage dans les mors du montage.

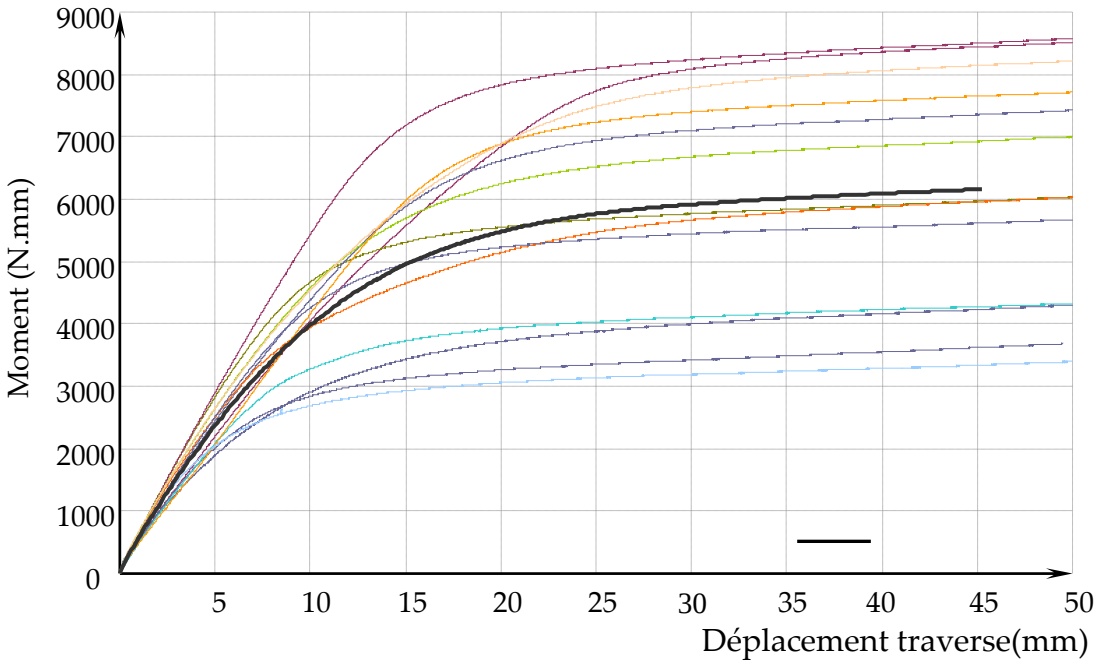


Figure 63 : Évolutions du moment de flexion dans les pointes en fonction du déplacement de la traverse.

Par une résolution itérative partant du calcul de la loi moment courbure de la pointe, les paramètres E, f_y et H' ont été identifiés pour chaque essai. Les valeurs de ces paramètres sont présentées dans le tableau 13. Il peut être observé que le module d'élasticité qui devrait avoisiner 210 000 MPa, se situe en valeur moyenne vers 90 000 MPa. Cet écart s'explique par la difficulté à encastrer proprement la pointe vu sa faible longueur dans les mors. Une rotation est libérée au démarrage de l'essai car de légère marque de matage apparaissent sur les arrêtes des pointes testées. Au regard de ce phénomène, le module définitif retenu dans la modélisation sera de 210 000 MPa. Une limite élastique moyenne de 680 MPa ainsi qu'un module d'écrouissage de 2200 MPa sont obtenus pour décrire la phase plastique jusqu'à un angle de 15°. La limite élastique réelle des pointes doit se situer au dessus de la valeur trouvée car l'inertie de la section circulaire équivalente est supérieure à la valeur réelle et d'autre par la pleine plastification n'a pas été atteinte. Le fait que la plastification complète n'est pas été atteinte conduit à trouver un module d'écrouissage sans doute plus important que le module réel de l'acier de ces pointes. La figure 64 présente la loi contrainte déformation initiale moyenne et modifiée retenue pour le modèle des pointes.

Tableau 13 : Résultats des essais en flexion des pointes

	$E(Mpa)$	$f_y(Mpa)$	$H'(Mpa)$	$M(N.mm)$
Essai N°1	80000	425	3200	4322
Essai N°2	99000	822	2100	7430
Essai N°3	75000	1000	1000	8536
Essai N°4	110000	650	1820	6034

Essai N°5	100000	765	2000	7002
Essai N°6	120000	970	1000	8574
Essai N°7	85000	360	2700	3684
Essai N°8	110000	620	3600	6782
Essai N°9	90750	890	1700	8280
Essai N°10	83000	450	2300	4730
Essai N°11	95000	630	1850	6132
Essai N°12	100000	330	2700	3856
Essai N°13	10500	905	2550	8736
moyenne	90000	678	2193	6469
écart-type	26949	234	765	1847
COV	30%	34%	34%	29%

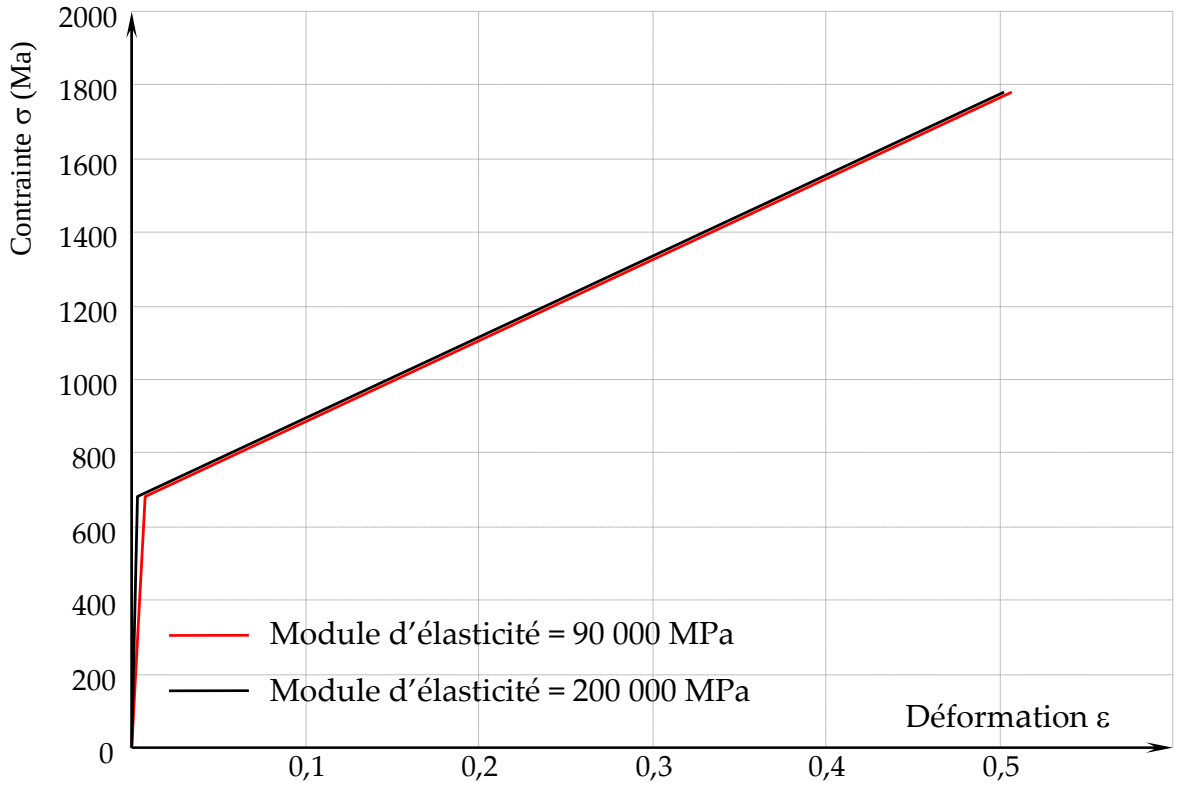


Figure 64 : Loi de comportement introduite dans la modélisation pour simuler le comportement en flexion de pointe torsadée CULLEN 3,75 x 30mm.

4.4. Essai en simple cisaillement de pointes avec une tôle métallique mince

Les points précédents ont permis de caractériser les lois de comportement nécessaires à la modélisation éléments finis proposée pour représenter le fonctionnement des pointes dans le système d'ancrage. Avant d'associer cette modélisation dans un modèle global de l'ancrage, il est apparu important de montrer les limites de ce type de modélisation en effectuant des tests et en modélisant le comportement d'un assemblage mettant en jeu le fonctionnement d'une seule pointe. En s'inspirant de la norme EN 1380 [26] et des essais présentés en bibliographie, l'essai de cisaillement de pointes présenté sur la figure 65 a été conçu.

Afin d'obtenir un effort qui soit le plus possible axé sur la cellule de charge de la machine de traction universelle INSTRON® 100kN où a été installé le montage, deux pointes sont mises en cisaillement de part et d'autre d'un bloc de bois. Le bloc de bois est usiné de telle sorte que les pointes sollicitent celui-ci en enfoncement perpendiculairement au sens du fil. Le choix d'implanter une seule pointe par face est justifié par le fait qu'il est difficile de mettre en place les pointes sur des échantillons de petites tailles sans risquer des défauts d'alignements et de mettre en place une sorte de précontrainte dans la tôle par un mauvais alignement des pointes. Les pointes sont donc plantées dans le bois en passant à travers deux tôles pliées en forme de « L » indépendantes. La branche la plus courte du « L » est ensuite pincée entre deux plaques métalliques de fortes épaisseurs percées pour permettre le serrage par un boulon. Celui-ci permet ensuite l'arrimage à la cellule de charge par un vissage sur une pièce d'adaptation standard. Le bloc de bois est percé de part en part afin de permettre le passage d'une broche de 16 mm. Cette broche est bloquée de part et d'autre dans les vés d'un support rigide lui même fixé au bâti de la machine. Les deux pointes et la broche permettent ainsi une double articulation qui garantit l'alignement. Afin d'éviter la rupture en traction transversale du bloc de bois deux vis filetées sur toute leur longueur ont été mises en place de part et d'autre du bloc de bois.

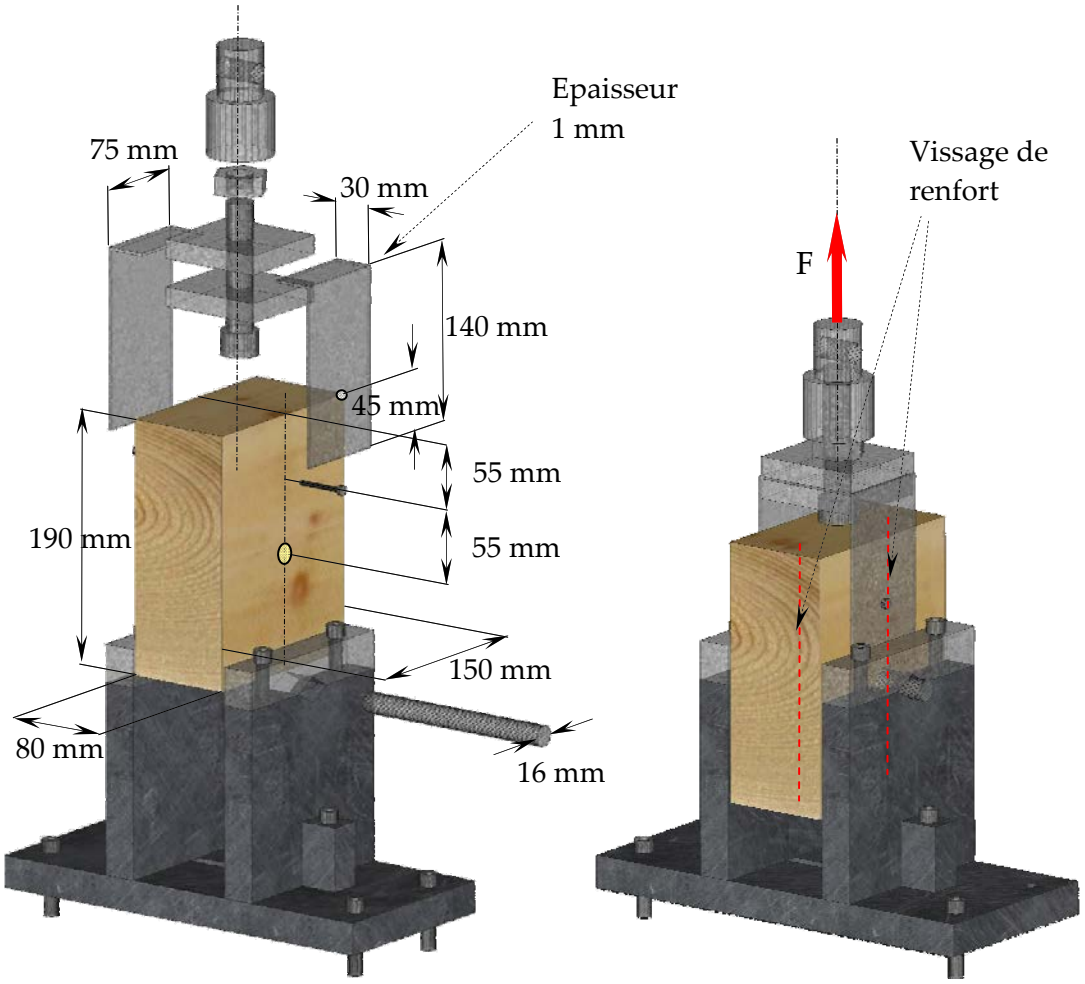


Figure 65 : Montage d'essais en simple cisaillement de deux pointes avec une tôle métallique mince.

Les tôles métalliques ont été coupées en conservant une pince importante au-delà du percement permettant l'introduction de la pointe. Cette garde de matière permet à la tôle de se glisser (avec un minimum de jeu pour ne pas être coincée) entre le bloc de bois et le montage afin d'éviter que la tôle s'écarte au court du chargement.

Les éprouvettes de bois ont été usinées dans des avivés d'épicéa en prenant la précaution que la masse volumique moyenne se situe proche de 420 kg/m^3. Le tableau 14 montre qu'une masse volumique moyenne de 423 kg/m^3 est obtenue pour un coefficient de variation de 3%. Avant la réalisation des essais, les éprouvettes ont été stabilisées à une humidité de 12,5% (65% humidité extérieure avec une température de 20°C).

Le système tôle, bloc bois et support étant articulé, il apparaissait peu aisé de mesurer le glissement de l'assemblage par des capteurs de déplacement standard sans prendre en compte les effets de rotation. Le glissement a donc été mesuré par analyse d'images à l'aide du système VDM®. Un premier objet « support » composé de 8 cibles a été placé sur le support afin d'effectuer une calibration identique du

système pour chaque essai. Un objet « bois » composé de 4 cibles collées sur le bloc de bois permet de suivre le déplacement vertical ainsi que la rotation de celui-ci. Un dernier objet « tôle » composé de deux cibles collées sur une des tôles métalliques en « L » a permis de suivre le déplacement et la rotation de celle-ci (figure 66). En exprimant le mouvement de l'objet « bois » dans le repère de l'objet « tôle », le glissement dans la direction de chargement est mesuré, purgé des phénomènes de mise en place.

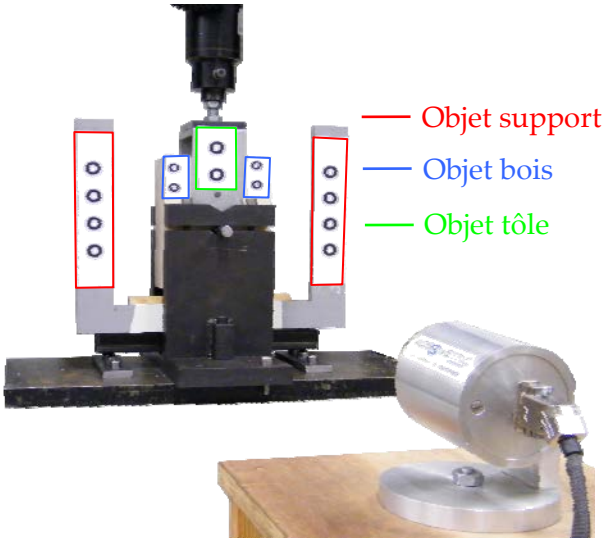


Figure 66 : Dispositif de mesures par analyse d'images du glissement d'assemblage des pointes CULLEN 3,75 x 30 en simple cisaillement.

Le chargement du système s'est effectué en imposant un déplacement aux tôles par la traverse de la machine à une vitesse de chargement de 2 mm/min sans effectuer de cycle de chargement : le but étant d'obtenir le comportement le plus en correspondance possible avec le modèle proposé. La figure 67 présente l'ensemble des évolutions obtenues, soit 14 essais. Bien que présentant un coefficient de variation de l'ordre de 16% sur la charge maximale atteinte, l'allure générale de tous les essais est sensiblement la même. Le comportement de la pointe montre une rigidité linéaire en début de chargement (phase 1). Cette phase se poursuit par une entrée en plastification du bois, de la tôle et de la pointe qui se traduit par une diminution de la rigidité jusqu'à atteindre une valeur nulle qui marque également la résistance maximale de la pointe (phase 2). Cette phase se poursuit par un adoucissement du comportement qui traduit une extraction progressive de la pointe de son logement (phase 3).

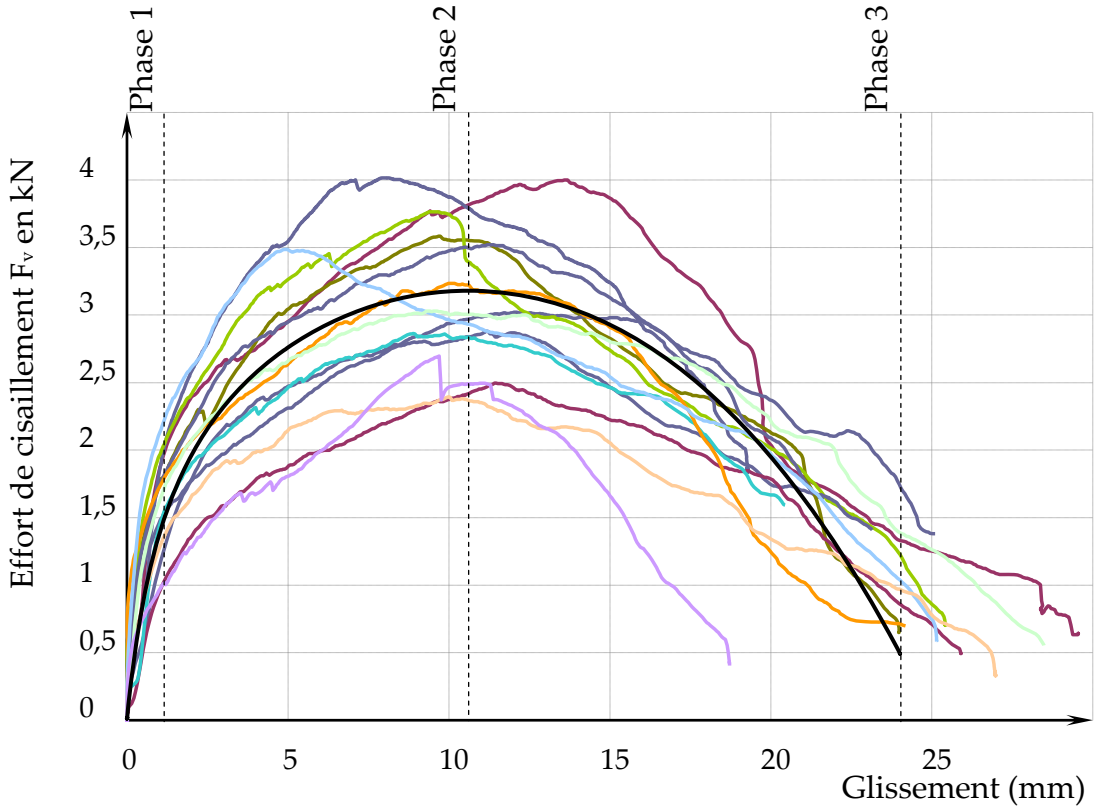


Figure 67 : Évolution effort glissement des essais en simple cisaillement des pointes CULLEN (évolution pour deux pointes).

La figure 68 montre l'état de déformation de l'assemblage après essai. Sur la tôle, il peut être remarqué le même phénomène de matage que ceux mis en évidence sur les ancrages CULLEN sous la tête des pointes (figure 51). A la fin de l'essai, lorsque la pointe ressort complètement de son logement, elle écarte la tôle, ce qui a pour effet de la plastifier sur toute sa largeur. Ce phénomène est donc un comportement post plastification de la pointe dont il n'est pas nécessaire de tenir compte pour la modélisation complète des ancrages. La pointe subit un début de plastification qui se traduit parfois par une double courbure (forme de « S ») du fait du maintien de la tête par la tôle. Le bois subit de l'enfoncement perpendiculaire au fil. Cet enfoncement n'est bien sûr pas uniforme dans la profondeur du bois. Il peut être observé que sur la face du bloc, le phénomène de diffusion par cisaillement observé lors des essais d'enfoncement est souvent nettement moins marqué. Ceci est certainement dû au fait que l'enfoncement n'est pas uniforme sur la longueur de la pointe puisque celle-ci tourne.

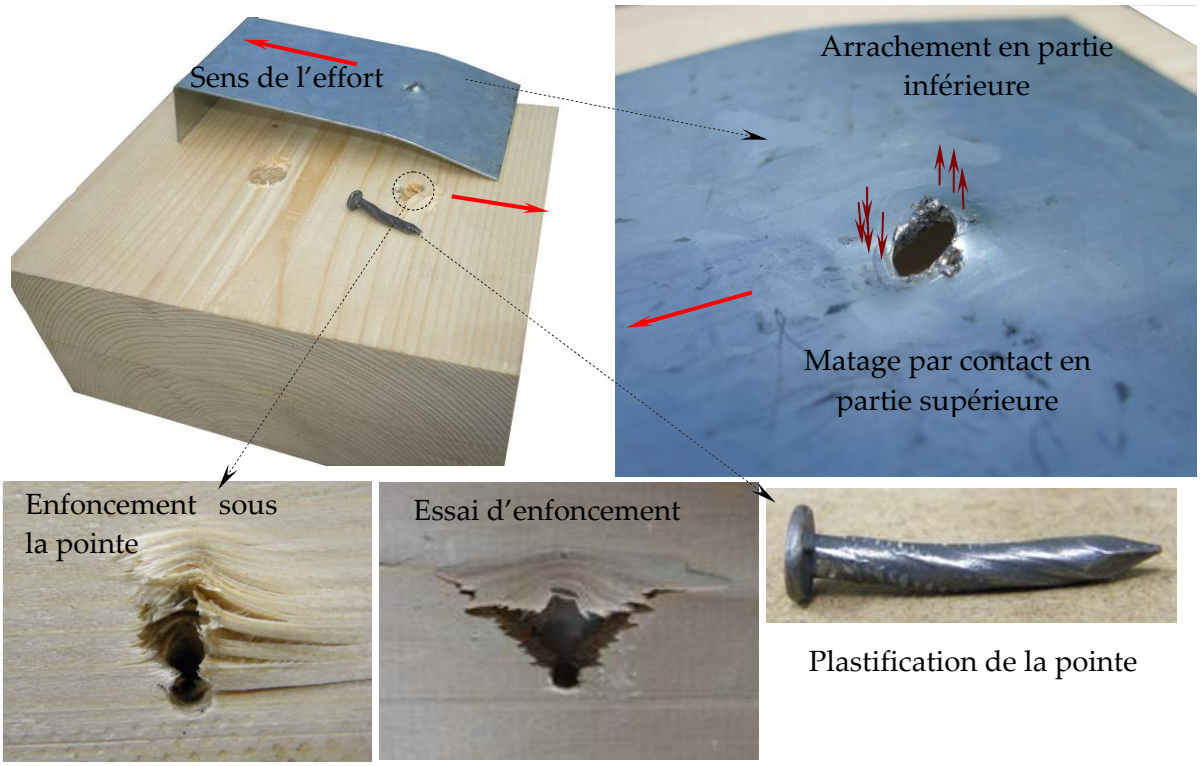


Figure 68 : Déformations engendrées dans l'assemblage en simple cisaillement (tôle bois pointe CULLEN torsadée $3{,}75\times30$ *) après essai.*

Afin de caractériser chacune de ces courbes d'essai une loi mathématique de la forme suivante a été utilisée.

$$F_v = f(\delta) = \left\{ \frac{(K_1 - K_3)\delta}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\delta}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\delta \right\} + \left\{ \exp(\alpha\delta^\gamma + \beta) - \exp(\beta) \right\}$$

Cette loi est composée de deux parties. La première partie est simplement l'équation mathématique proposée par Jaspart [12] . Elle permet de traduire le démarrage de l'évolution de la rigidité jusqu'à l'atteinte de la charge maximum. La seconde partie permet de caractériser le comportement adoucissant de l'évolution. Par cette approche, une évolution moyenne du comportement jusqu'à l'arrachement complet peut être évaluée à partir des essais. Un tableau récapitulant les différents paramètres de chaque essai est présenté en annexe 1. Pour les besoins de l'analyse du comportement du modèle de l'essai, seul le comportement jusqu'à la résistance maximum est important. Ce comportement peut être représenté par la première partie de la loi (Jaspart [12]). Ainsi le tableau 14 présente les paramètres propres à chaque essai.

Tableau 14 : Valeurs moyennes des essais en simple cisaillement bois tôle mince des pointes (valeur pour deux pointes)

	Fv,max	$\delta_{F\max}$	δ_{Fseuil}	F_{seuil}	K_1	K_2	K_3	r	$\rho_{12\%}$
	kN	mm	mm	kN	kN/mm	kN	kN/mm		Kg.m-3
N°1	2,88	11,16	2,26	2,26	1	2,14	0,06	3	410
N°2	4	13,59	1,03	2,54	2,46	2,40	0,13	2	443
N°3	3,58	9,73	0,49	2,10	4,31	2,01	0,18	1,5	423
N°4	4,02	7,91	1,35	2,71	2,01	2,41	0,22	2,6	422
N°5	3,02	12,02	1,10	1,24	1,13	1,10	0,12	2	414
N°6	2,5	11,42	1,39	1,48	1,07	1,34	0,10	2,5	407
N°7	3,76	9,37	0,58	2,45	4,20	2,36	0,16	1,5	435
N°8	3,52	11,18	0,57	2,43	4,29	2,36	0,11	1,5	410
N°9	2,87	8,70	0,80	1,90	2,39	1,80	0,13	2,15	408
N°10	3,23	9,99	0,32	1,71	5,36	1,65	0,20	2,15	435
N°11	3,49	5,01	0,64	2,11	3,30	1,89	0,35	2,6	434
N°12	2,4	10	1,08	1,71	1,58	1,63	0,07	2,6	427
N°13	3,03	9,3	0,74	2,35	3,18	2,28	0,10	1,3	418
N°14	2,7	9,7	0,17	0,96	5,61	0,92	0,18	1	440
moyenne	3,21	9,93	0,89	2,00	2,99	1,87	0,15	2,03	423
écart-type	0,53	2,03	0,54	0,52	1,57	0,50	0,07	0,60	12,5
COV	16%	20,5%	59,9%	26,0%	52,6%	26,4%	49,7%	29,3%	3%

A partir des résultats moyens obtenus, l'évolution moyenne de la rigidité des essais des deux pointes est tracée sur la figure 67. La charge moyenne maximale obtenue pour les essais s'élève à 3,21 kN (2 pointes). A partir des essais de caractérisation effectués pour le compte d'ITW par Jørgen Munch-Andersen [5] sur des pointes UK annelées ou torsadées de 35 mm la formule suivante a été mise au point pour déterminer la résistance au simple cisaillement bois/tôle. Le dispositif d'essais était semblable à celui mis au point hormis le fait que les tôles recevaient quatre pointes au lieu d'une. Sur les différents essais réalisés, il a d'autre part été montré que la résistance des pointes était indépendante de l'épaisseur des tôles.

$$F_{v,mean} = 1{,}35 \times 1{,}29 \times (\rho_m / 420) \times e_{nail} \times e_{grain}$$

Avec : ρ_m *= la masse volumique moyenne du bois,*

e_{nail} *= type de pointe UK 1 annelé, 0,8 torsadé*

e_{grain} *= sens du fil 1, sens perpendiculaire au fil 1,3.*

Les pointes «UK» étant toutes de même longueur, cette formule ne tenait pas compte de la longueur des pointes. En s'inspirant des autres formules mises au point pour d'autres types de pointe mises sur le marché par ITW la formule précédente a été modifiée de la manière suivante :

$$F_{v,mean} = 1{,}35 \times 1{,}29 \times (\rho_m / 420) \times e_{nail} \times e_{grain} \times \frac{\ell^{0,8}}{35^{0,8}}$$

En l'appliquant à la valeur moyenne des essais réalisés, il vient :

$$F_{v,mean} = 1{,}35 \times 1{,}29 \times (423/420) \times 0{,}8 \times 1{,}3 \times \frac{30^{0,8}}{35^{0,8}} = 1612{,}4N$$

Ceci conduit à un effort pour deux pointes de 3,225 kN ce qui est très proche de la valeur moyenne des essais réalisés. Les formulations ci-dessus ont été mises au point car les formulations trouvées dans le code de calculs Eurocode 5 [10] ne prenait pas en compte le sens du fil et semblait d'autre part mal adaptées aux pointes particulières de faibles longueurs distribuées par ITW. A partir des résultats d'essais de caractérisation précédents, les formules de l'analyse limite peuvent être utilisées comme il suit bien que le passage de certaines formules de valeur moyenne en valeur caractéristique ne soit pas parfaitement exact :

- moment plastique moyen obtenu par les essais $M_{y,mean} = 6470\ N.mm$

- résistance à l'enfoncement sans pré-perçage

$f_{h,k} = 0{,}082 \times \rho_k \times d^{-0,3}$ *MPa* *(8.15) [10]*

$f_{h,mean} = 0{,}082 \times \rho_m \times d^{-0,3} = 0{,}082 \times 423 \times 3{,}75^{-0,3} = 23{,}33\ MPa$

$f_{h,exp5mm} = 41{,}1\ MPa$ *sens du fil perpendiculaire valeurs à 5 mm*

$f_{h,exp\ seuil} = 22{,}19\ MPa$ *sens du fil perpendiculaire valeurs au seuil plastique*

- résistance à l'arrachement pour les pointes UK torsadée Jørgen Munch-Andersen [5] car non explicitée dans l'Eurocode 5

$$F_{ax,mean} = d_{nom} \times \ell_{ring,nom} \times f_{ax,mean}$$

d_{nom} *Diamètre nominale de la pointe en mm,*

$\ell_{ring,nom}$ *Longueur sans la partie en pointe en mm,*

$f_{ax,mean}$ *Pseudo contrainte de résistance au frottement de la pointe en MPa,*

$f_{ax,mean} = 1{,}57 \times 6{,}3 \times (\rho_m / 420)$ *MPa*

$f_{ax,mean} = 1{,}57 \times 6{,}3 \times (423/420) = 9{,}96\ MPa$

Ce qui conduit a :

$F_{ax,mean} = 3{,}75 \times 23 \times 9{,}96 = 859\ N$

- résistance au cisaillement à partir de l'Eurocode 5 :

$$F_{v,Rk} = \min \begin{cases} 0{,}4\, f_{h,k} t_1 d & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 M_{y,Rk} f_{h,k} d} + \dfrac{F_{ax,Rk}}{4} & (b) \end{cases} \qquad \text{(8.9) [eurocode 5] [10]}$$

t_1 *Longueur de pénétration de la pointe en mm,*

d *Diamètre de la pointe en mm,*

Hypothèse 1 :

En considérant la résistance à l'enfoncement à 5 mm et l'effet de corde

$$F_{v,mean} = \min \begin{cases} 0{,}4 \times 41{,}1 \times 25{,}5 \times 3{,}75 = 1572\ N & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 \times 6470 \times 41{,}1 \times 3{,}75} + \dfrac{859}{4} = 1838\ N & (b) \end{cases}$$

Effort pour deux pointes : 3144 N mode 1

Hypothèse 2 :

En considérant la résistance à l'enfoncement à 5 mm sans effet de corde

$$F_{v,mean} = \min\begin{cases} 0{,}4 \times 41{,}1 \times 25{,}5 \times 3{,}75 = 1572\ N & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 \times 6470 \times 41{,}1 \times 3{,}75} = 1624\ N & (b) \end{cases}$$

Effort pour deux pointes : 3144 N mode 1 mais mode 1 et 2 très proche

Hypothèse 3 :

En considérant la résistance à l'enfoncement au seuil avec effet de corde

$$F_{v,Rk} = \min\begin{cases} 0{,}4 \times 22{,}19 \times 25{,}5 \times 3{,}75 = 848\ N & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 \times 6470 \times 22{,}19 \times 3{,}75} + \dfrac{859}{4} = 1408\ N & (b) \end{cases}$$

Effort pour deux pointes : 1696 N mode 1

Hypothèse 4 :

En considérant la résistance à l'enfoncement au seuil sans effet de corde

$$F_{v,Rk} = \min\begin{cases} 0{,}4 \times 22{,}19 \times 25{,}5 \times 3{,}75 = 848\ N & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 \times 6470 \times 22{,}19 \times 3{,}75} = 1193\ N & (b) \end{cases}$$

Effort pour deux pointes : 1696 N mode 1

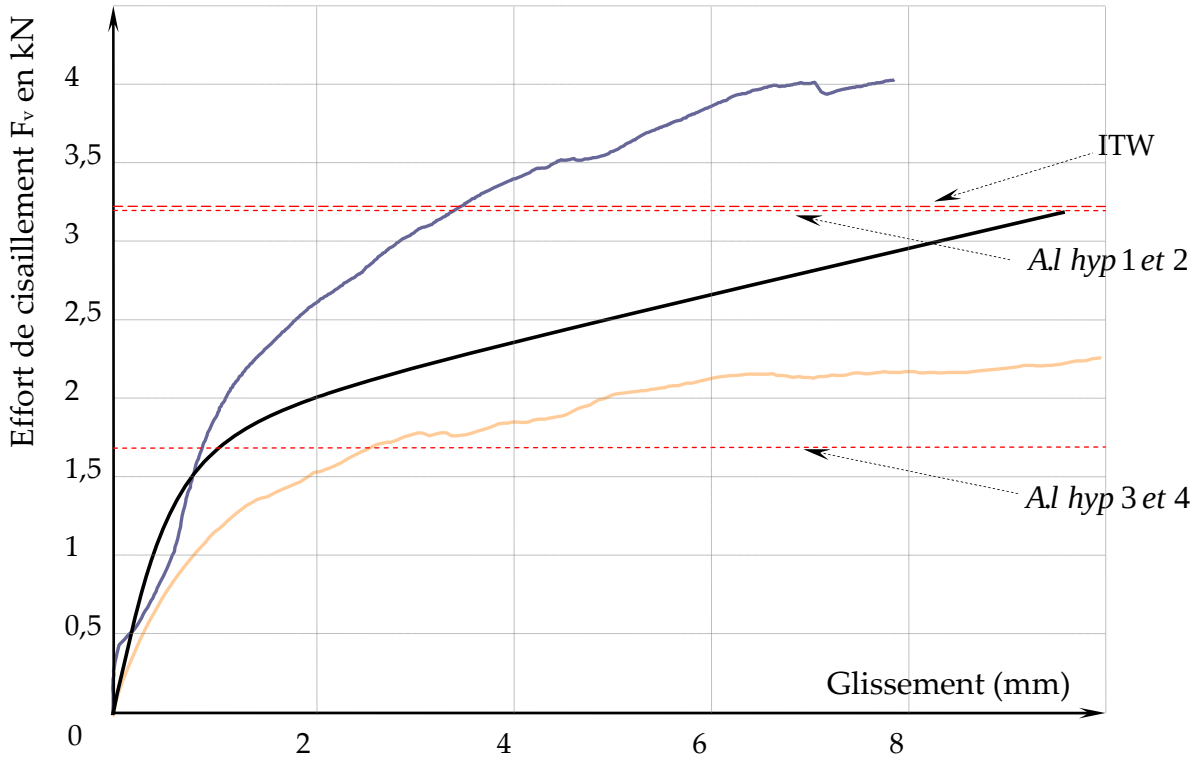


Figure 69 : Évolutions expérimentales de la résistance de la pointe mini, maxi et moyenne et résistances estimées par l'analyse limite ainsi que par la formule empirique d'ITW.

L'analyse des résultats précédents (figure 69) conduit à plusieurs remarques importantes concernant le comportement des pointes :

- La résistance des pointes obtenues par la formule ITW [5] conduit à une valeur très proche de la moyenne obtenue en essais alors que le nombre de pointées testés à la fois n'est pas le même (2/8). Ceci indique que si un effet d'interaction existe entre les pointes, celui-ci doit être faible.
- Avec l'analyse limite, il peut être observé que si le seuil de résistance à l'enfoncement est pris à 5 mm, avec ou sans effet de corde le mode de rupture est le mode 1. L'effort déterminé est alors très proche de la valeur déterminée par les essais. Sans effet de corde, il peut être remarqué que le mode 2 et le mode 1 sont très proches. Ceci est confirmé par le fait que les pointes sont légèrement tordues après essais. Ceci indique également que l'effet de corde ne doit pas produire une résistance additionnelle importante voire quasi nulle pour des pointes si courtes en mode 2.
- En considérant la résistance à l'enfoncement expérimentale au seuil plastique très proche de l'estimation réglementaire de l'Eurocode 5, l'effort estimé à rupture des pointes est bien en dessous de la valeur moyenne des essais. Ceci confirme tout d'abord que l'Eurocode 5 sous estime la résistance dans le sens perpendiculaire au fil. En effet dans le sens perpendiculaire au fil, la diffusion de l'effort par cisaillement des fibres est bien plus importante que dans le sens du fil ce qui conduit à trouver une résistance à l'enfoncement à 5 mm supérieure.

La courbe moyenne des essais peut être considérée comme recevable pour être comparée à la modélisation de l'essai de cisaillement de pointe présentée ci après.

5. MODELISATION DE L'ESSAI DE CISAILLEMENT

5.1. Modélisation MEF

Dans les paragraphes précédents de ce chapitre, la modélisation de la pointe à l'aide de poutres représentant tantôt des ressorts d'enfoncement et d'arrachement tantôt des poutres a été présenté ainsi que toutes les liaisons permettant de faire fonctionner ce système mécanique. La modélisation de la tête de la pointe a également fait l'objet d'une description particulière afin de raccorder la pointe à la tôle. Pour modéliser l'essai de cisaillement de la pointe présentée ci-dessus, il n'est donc pas utile de revenir sur ces détails de maillage ni sur la définition des propriétés et lois mécaniques introduites dans chacun de ces éléments. Le problème étant symétrique, il suffit de décrire comment une partie seulement de ce montage doit être représentée pour simuler les essais. Le glissement de l'assemblage étant le déplacement différentiel de la tôle par rapport au bois, il n'apparait pas utile de modéliser la partie où la broche permet la fixation du bloc bois sur le bâti.

Le modèle se compose donc de quatre parties principales qui sont la tôle d'acier, le bloc de bois, la pointe et la partie supérieure du bâti. La tôle d'acier dans

laquelle la pointe est implantée est modélisée par des éléments coques de type S3 (élément coque en 3D dans Abaqus) avec une épaisseur de 1 mm. La loi de comportement donnée à l'acier est la loi moyenne N°2 déterminée au chapitre 2. Dans cette tôle, un percement de 3,75 mm de diamètre est réalisé afin de recevoir la tête de la pointe. Un déplacement vertical est imposé sur l'arrête supérieure de la tôle afin d'introduire le chargement. Pour empêcher la tôle de s'écarter de la pièce de bois un bloc solide (parfaitement rigide) est modélisé de manière volumique. Ce bloc permet d'introduire une condition de contact entre sa face en vis-à-vis avec la tôle et la tôle afin de reproduire l'effet de butée du montage. Celui-ci empêche l'écartement de la tôle par rapport au bloc bois sous l'action du couple appliqué par la tête de la pointe. Des conditions de contact et un jeu de 0,5 mm sont ménagés entre la tôle et le bâti. Un coefficient de frottement $\mu = 0{,}1$ a été retenu en raison des bons états de surface de la tôle et du support. Le bloc de bois est modélisé par l'assemblage de cubes de mousse et de poutres. Cette modélisation non linéaire particulière du bois vu comme un matériau anisotrope densifiable faisant spécifiquement l'objet des deux chapitres suivant, sa modélisation n'est pas détaillée ici afin d'éviter une redondance d'explications. En revanche les propriétés mécaniques introduites dans le modèle sont celles décrites en - PARTIE 6 - dans le tableau 40 pour tenir compte d'une masse volumique moyenne de 423 kg/m^3. Les nœuds de la face inférieure de ce bloc de bois sont bloqués en déplacement suivant les deux directions y et z. Les nœuds de la face arrière du bloc de bois sont bloqués en x afin de reproduire l'effet de la symétrie. La pointe étant sollicitée uniquement dans la direction z, une seule rangée de ressorts d'enfoncement est mise en place. L'instabilité de la pointe dans le sens transversal est alors empêchée en bloquant les nœuds de la poutre représentant la pointe dans la direction y.

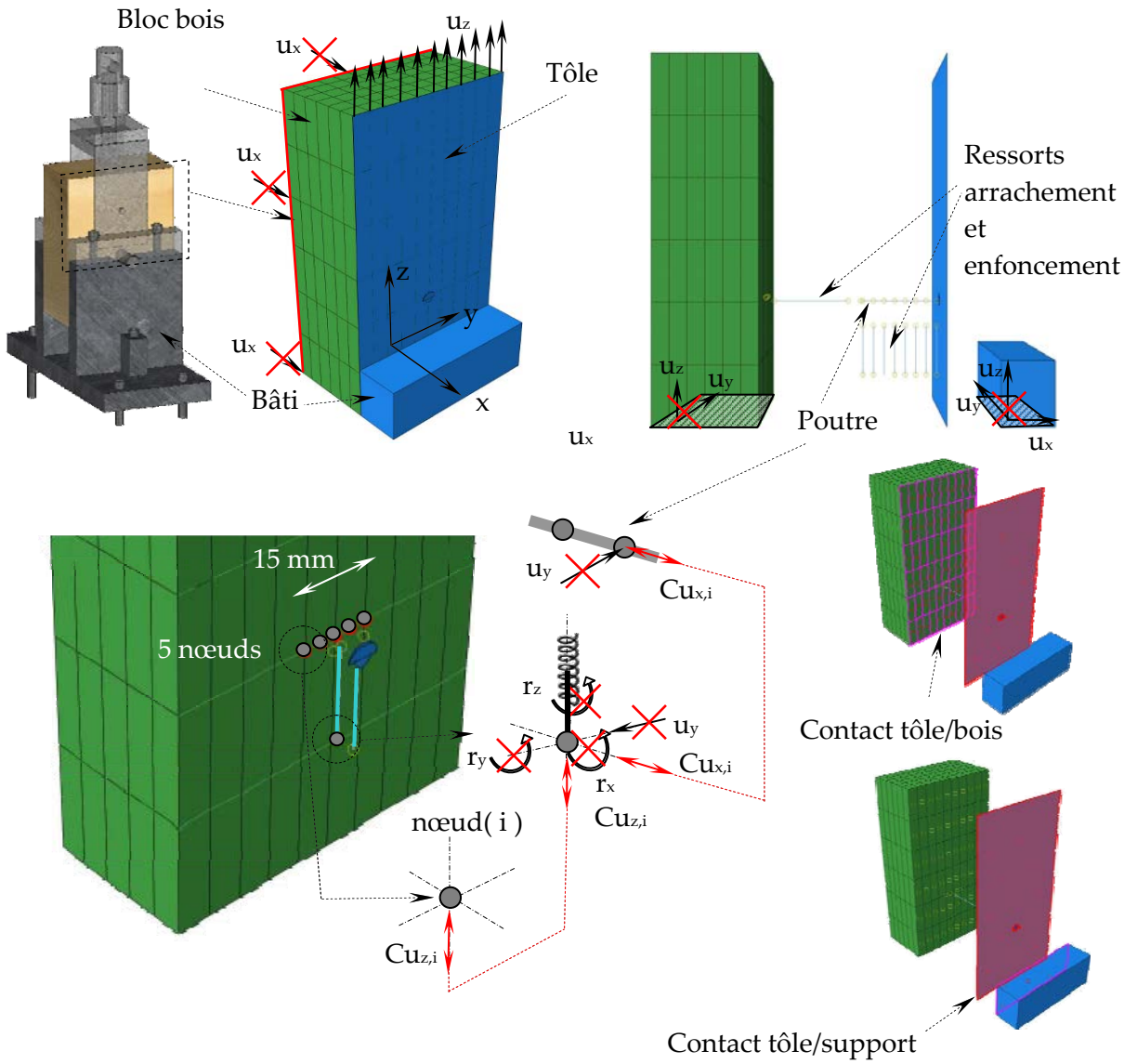


Figure 70 : Modèle éléments finis des essais en simple cisaillement des pointes avec une tôle métallique mince.

Des conditions de contact et un jeu de 0,3 mm sont introduites entre la tôle et le bois afin d'éviter l'interpénétration des deux éléments. Un coefficient de frottement $\mu = 0{,}33$ est considéré, ce coefficient est justifié dans la - PARTIE 4 - . Après résolution, il apparaît que cette condition n'est pas fondamentale car la tôle a plutôt tendance à être écartée du bois par la pointe.

Ce modèle permet de montrer la mise en œuvre de la liaison de la base des ressorts d'enfoncement et du ressort d'arrachement avec le maillage du bois. Sur la figure 70 seule la liaison d'un ressort d'enfoncement est explicitée, les liaisons des autres ressorts sont établies sur le même principe. Il est choisi de distribuer l'effort d'un ressort sur une ligne de 5 nœuds ce qui représente une longueur de 15 mm. Cette distribution est suffisante pour que la déformation du bois soit peu significative sur le glissement de l'assemblage. Ce choix de distribution de l'effort

d'enfoncement par la création de liaisons de déplacement nœuds à nœuds a pour conséquence d'imposer le même déplacement à cette ligne de nœuds. Les contraintes locales ne seront donc pas exploitables en tant que tel en revanche, l'effort de la pointe est transféré au maillage en tenant compte de l'élasticité de la zone d'assemblage. Ce choix doit permettre d'approcher la distribution d'un effort sur plusieurs pointes en tenant compte de la raideur de chacune des pointes ainsi que de l'élasticité de la zone d'assemblage.

5.2. Comportement du modèle et adaptation

La résolution du modèle présenté précédemment est effectuée dans Abaqus Standard en non-linéaire après avoir imposé un déplacement vertical à l'arête supérieure de la tôle. Quelles que soient les modifications de paramètres qui peuvent être opérées, les résolutions s'arrêtent par défaut de convergence. Ces défauts de convergence traduisent l'instabilité du système lorsque l'arrachement de la pointe est imminent. Ce seuil de résolution peut être retenu comme un critère d'arrêt ou de rupture du système. Sur la figure 71, l'évolution en fonction du chargement obtenu est tracée. Le glissement maximum atteint s'approche de 8 mm. Le comportement de la pointe se traduit par une évolution bilinéaire. En utilisant la fonction mathématique de Jaspart, la raideur initiale et la raideur secondaire peuvent être déterminées. En admettant que le système entre en complète plastification au seuil défini par l'intersection des raideurs initiale et secondaire, l'effort de cisaillement plastique pour deux pointes s'élève à 1,87 kN. Cet effort se situe 10,6 % au dessus du seuil déterminé par l'analyse limite en mode 1 (hypothèse 3 ou 4 sans effet de corde (4.4)). Cette différence est due à la tôle qui produit sur la tête de la pointe un pseudo encastrement à son extrémité. La courbure proche de la tête de la pointe (figure 72) traduit un début de plastification de la pointe qui a également été observé au niveau des essais. Le gain apporté par ce pseudo encastrement de la tête reste faible au regard de la résistance car la tôle en plastifiant libère une importante rotation. En relâchant la rotation de la poutre modélisant la pointe au droit de la tête, il est possible d'obtenir le cas parfait d'une pointe type analyse limite Eurocode 5 c'est à dire « sans tête ». L'effort de cisaillement déterminé au seuil plastique de manière similaire à la pointe avec tête s'élève à 1,72 kN ce qui diffère de 1,5% de l'analyse limite. Cette comparaison du modèle avec l'analyse limite permet de dire que le système de ressorts assemblés pour modéliser le comportement de la pointe ainsi que la définition expérimentale des caractéristiques mécaniques sont correctement établies.

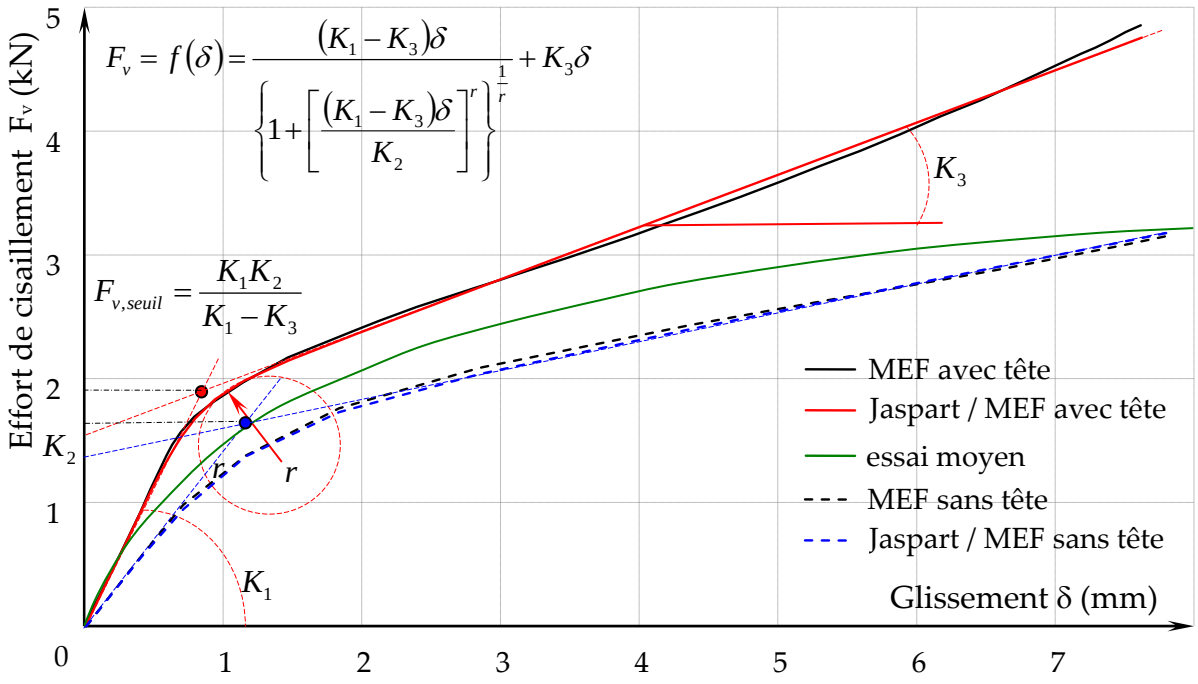


Figure 71 : Évolutions de l'effort de cisaillement en fonction du glissement obtenu par la modélisation et par la fonction de Jaspart (effort pour deux pointes).

En termes de raideur initiale, la modélisation apparaît un peu plus souple que la moyenne des essais (tableau 15). A l'atteinte d'une charge équivalente à la moitié de la résistance plastique $F_{v,seuil}$, la modélisation devient plus rigide que l'expérimentation. Il peut alors être observé que la courbe expérimentale se situe entre le comportement d'une pointe avec tête et d'une pointe sans tête. Cette phénoménologie traduit le fait que les conditions de contact au niveau de la tête varient en fonction du chargement. Sans une analyse plus poussée du comportement locale de la tête de la pointe, il apparaît difficile d'intégrer mécaniquement cette phénoménologie dans la modélisation. La modélisation sans la tête de la pointe étant trop souple initialement, la condition aux limites introduite par la tête telle qu'elle a été présentée au point 3.3 est conservée. Ce choix est fait car il est important de privilégier au final la détermination de la raideur initiale des ancrages.

Tableau 15 : Valeurs des paramètres de la fonction de Jaspart identifiés sur la réponse du modèle avec tête, sans tête et moyenne expérimentale.

	Moyenne essai	Avec tête de la pointe	Écart %	Sans tête de la pointe	Écart %
$K_1(kN/mm)$	2,99	2,33	+22%	1,44	+52%
$K_2(kN)$	1,87	1,53	+18%	1,46	+22%
$K_3(kN/mm)$	0,15	0,42	-108%	0,23	-53%
r	2,02	5,5	-172%	3	-48,5%
$F_{v,seuil}(kN)$	2	1,87	+6,5%	1,72	+14%

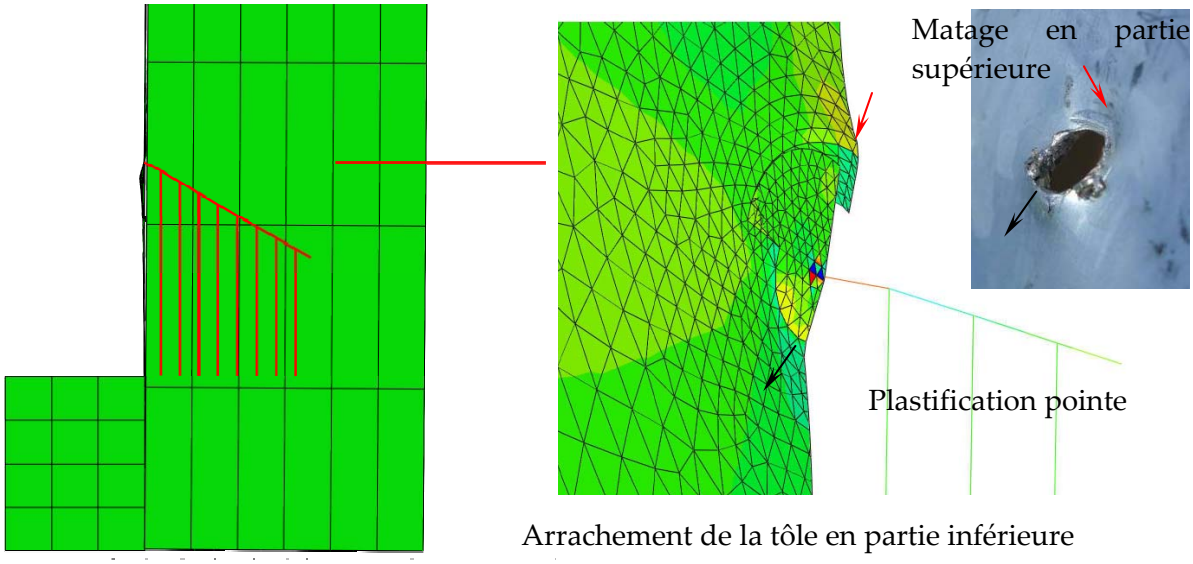


Figure 72: Modèle éléments finis de la pointe et de sa tête dans la tôle au seuil de la déformation maximum atteint dans la résolution.

La détermination de la résistance ultime des ancrages s'effectue bien souvent en recherchant la charge atteinte à 15 mm de glissement comme il a été montré dans le premier chapitre. Ceci veut dire que pour modéliser les ancrages, il est nécessaire d'aller rechercher un glissement au niveau des pointes qui soit au-delà du simple seuil plastique des pointes. Sur la figure 74, les évolutions efforts de cisaillement glissement obtenues par modélisation ainsi que les évolutions expérimentales sont tracées (la moins résistante, la plus résistante et la moyenne). Par rapport à la modélisation, cette figure montre que le fonctionnement mécanique de la poutre sur appuis discrets doit évoluer en fonction du chargement. Alors que la rigidité moyenne s'adoucie progressivement, le comportement du modèle continue sa croissance en conservant globalement sa rigidité secondaire.

En s'enfonçant dans le bois la pointe s'incline. Cette rotation modifie la position des contacts dans le percement de la tôle et libère de la rotation au niveau de la tête de la pointe. Cette rotation est clairement le premier facteur qui modifie la rigidité de l'assemblage après l'atteinte du seuil plastique. En second lieu, le mode de déformation quasi rigide de la pointe dans le bois vu, sa faible longueur, conduit celle-ci à appuyer sur les poutres d'enfoncement dans des sens opposés. Dans une première phase de fonctionnement de l'assemblage cette cinématique est correcte. Lorsque le chargement augmente, la rotation conduit la pointe à ressortir peu à peu de son logement en frottant sur les parties demi cylindriques de son logement. Outre le fait que ce déplacement doit conduire, avec la déformation du bois, à une diminution de la résistance à l'arrachement, la surface d'appui de la pointe dans le bois se réduit. Ceci veut dire que des contacts entre les ressorts doivent être abandonnés au fur et à mesure du chargement et des jeux apparus. Le schéma initial

d'appui en sens opposés sur les poutres d'enfoncement correspond de moins en moins à la géométrie déformée de l'assemblage au fur et à mesure de la déformation de l'assemblage. Pour compenser ce schéma qui a été conservé dans la modélisation, car les liaisons entre *ddl* sont sans jeu, les ressorts d'enfoncement ont été couplés au déplacement de la pointe selon son axe. Ceci permet au bras de levier qu'exerce chacune des poutres d'enfoncement de diminuer en fonction de l'extraction de la pointe. Cet artifice est néanmoins insuffisant car la surface d'appui des ressorts ne se réduit pas proportionnellement à l'extraction de la pointe.

La modélisation est donc difficile à réaliser jusqu'à un état de glissement important de l'assemblage tôle sur bois compatible avec la modélisation des ancrages. Une actualisation, au cours du chargement, de la géométrie et des propriétés d'enfoncement et d'arrachement de la pointe sont impératives pour transcrire le comportement mécanique réel de la pointe. Cette difficulté apparaît avec ce type de modélisation car les pointes CULLEN 3,75x30 sont en fait très courtes proportionnellement à l'ancrage et à l'échelle anatomique du matériau bois.

La mise en œuvre d'une actualisation du maillage et des propriétés mécaniques requiert un travail important de programmation et certainement des investigations expérimentales plus sophistiquées que celles mises en œuvre précédemment. Ce travail d'actualisation sur les pointes, peu abordé dans la bibliographie, a semblé trop ambitieux au niveau actuel de modélisation visé. Une approche simplifiée est donc proposée pour rendre compte du phénomène d'évolution des conditions aux limites du modèle de la pointe. Celle-ci se traduit par une sorte d'endommagement des propriétés de résistance à l'enfoncement.

La réduction de la surface d'appui de la pointe en fonction de son extraction ainsi que la perte d'une partie des contacts à l'intérieur du trou par inversion des sens de sollicitation est retranscrite à partir d'un seuil de déformation par une réduction de la résistance au niveau de la loi contrainte déformation conférée aux pointes. Cet artifice impact toutes les poutres d'enfoncement alors que ceci n'est vraisemblablement pas le cas. La charge globale transférée alors localement par une pointe au bois reste acceptable ce qui permet d'approcher la distribution des charges dans des assemblages à plusieurs pointes, en revanche sa distribution dans la profondeur du bois est erronée. La figure 73 présente la loi modifiée introduite dans le modèle. Le seuil de contrainte maximum sur la loi d'enfoncement est déterminé itérativement afin que l'effort de cisaillement maximum obtenu par modélisation s'approche de la valeur moyenne des essais. Le caractère adoucissant est ajusté

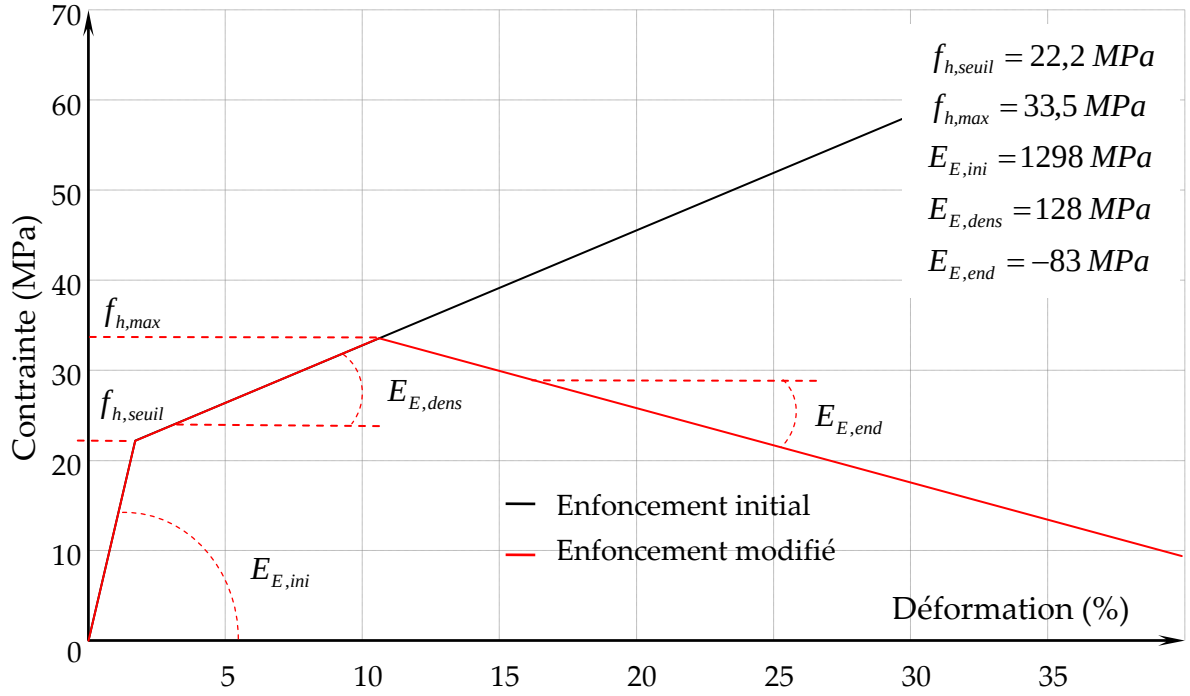


Figure 73 : Loi de comportement d'enfoncement initiale et modifiée.

La figure 74 présente les évolutions effort-glissement obtenues à partir de la loi d'enfoncement initiale suivant les conditions imposées à la tête et l'évolution effort glissement obtenue avec la loi d'enfoncement modifiée. Cette représentation met en évidence toute la complexité de la phénoménologie du cisaillement des pointes courtes lorsqu'un seuil de glissement important doit être modélisé.

A partir du modèle éléments finis utilisé précédemment et de la loi de comportement des poutres d'enfoncement modifiée, la réponse de la pointe lorsqu'elle est sollicitée en dehors des directions pures d'arrachement et de cisaillement est simulée. La figure 75 présente l'évolution force déplacement de la tête de la pointe pour 7 angles compris entre 0° et 90°. Numériquement, la pointe se montre très sensible à réagir et à développer une phénoménologie proche du comportement en cisaillement dès lors que l'angle de chargement s'écarte de 15 ° de l'arrachement pure. L'étude de l'interaction force d'arrachement et cisaillement est de première importance car dans les ancrages ces deux sollicitations seront présentes sur les pointes à des niveaux différents suivant la situation des pointes sur l'ancrage.

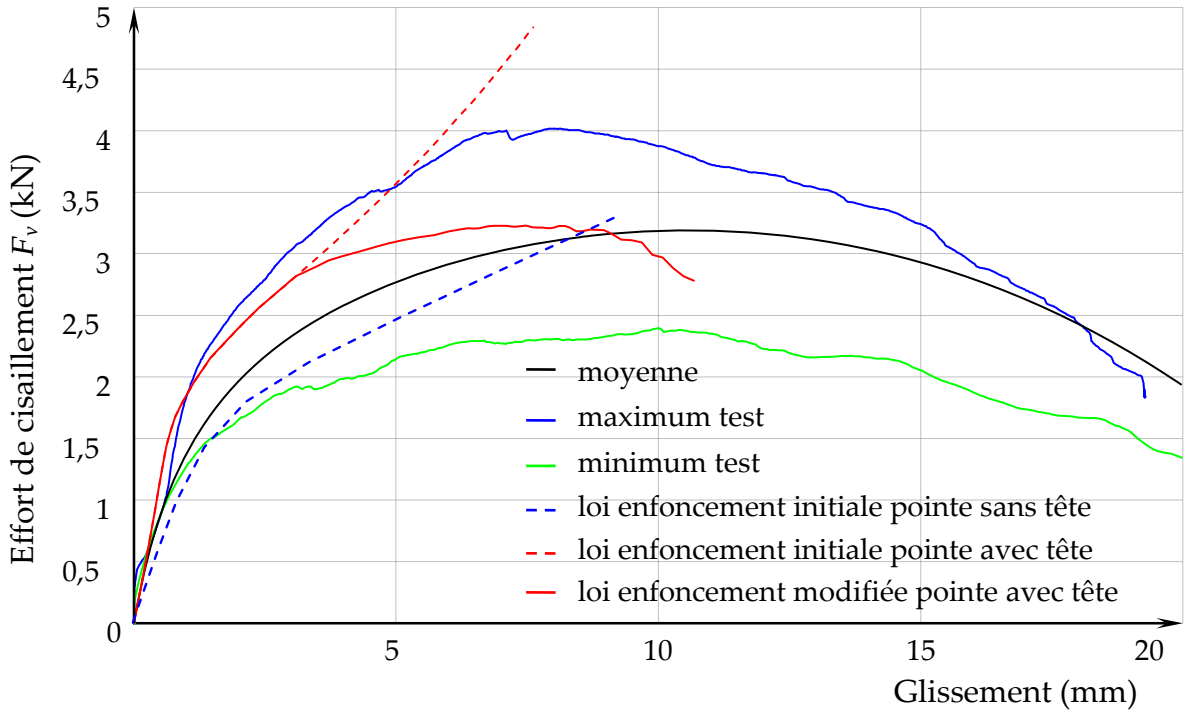


Figure 74 : Comparaison des évolutions effort glissement obtenues en essais et suivant différentes conditions de modélisation (effort pour deux pointes).

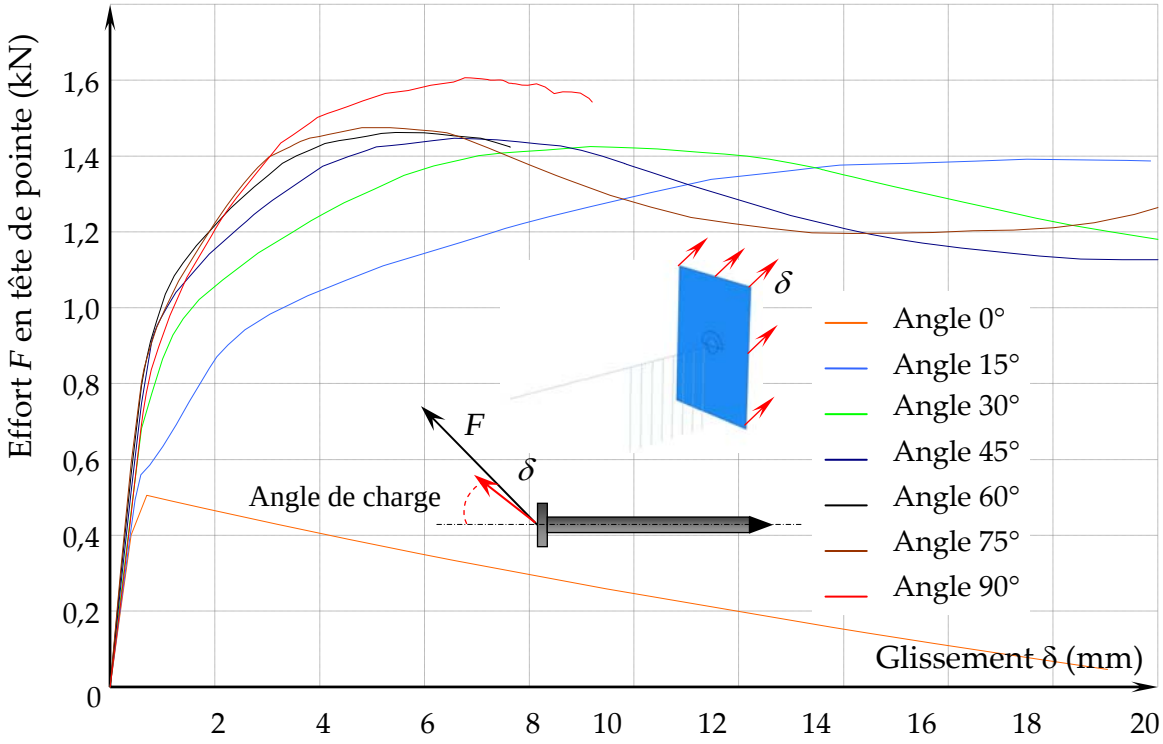


Figure 75 : Évolutions de l'effort sur une pointe en fonction du déplacement de la tête de la pointe pour différentes orientations de déplacements imposés à la tête de la pointe.

6. CONCLUSIONS

La détermination du seuil plastique d'un assemblage en simple cisaillement tôle mince sur bois par pointe CULLEN 3.75x30 peut être approchée très correctement à partir d'une modélisation de celui-ci sous la forme d'une poutre sur des appuis discrets en déterminant les propriétés mécaniques par des essais simples. En revanche, la modélisation du comportement à des seuils importants de glissement nécessaires pour la modélisation des ancrages est beaucoup plus complexe et quasi inaccessible mécaniquement sans actualisation du modèle au cours du chargement. D'autre part la stratégie de modélisation à adopter dépendra beaucoup de la longueur de la pointe et des conditions aux limites appliquées à sa tête qui influence directement les modes de ruine.

L'artifice de modélisation proposé comme une sorte d'endommagement permet de limiter la charge reprise en cisaillement par la pointe sans justification mécanique explicite. L'interaction des efforts sur la pointe est approchée uniquement de façon numérique. Des résultats expérimentaux serait très précieux pour valider le comportement du modèle cependant ils nécessitent la mise au point d'un dispositif expérimental qui semble complexe si des déplacements et des glissements importants sont étudiés.

Le modèle de la pointe avec la loi d'enfoncement modifiée sera donc incorporé au modèle global dans la - partie 6 - quel que soit son emplacement dans l'assemblage de manière strictement identique.

- PARTIE 4 - MODELISATION DU MATERIAU BOIS

1. LE BOIS, UN MATERIAU AU COMPORTEMENT COMPLEXE

L'utilisation du bois dans de nombreux domaines tels que la construction ou l'ameublement, pour ne citer que les plus connus, nécessite des outils de modélisation toujours plus pointus pour prévoir le comportement des objets. Bien que le bois mis en œuvre subisse, à des degrés divers en fonction de sa destination finale, des transformations mécaniques industrialisées, il conserve malgré tout des caractéristiques mécaniques fortement liés à son origine naturelle.

De façon très schématique, le bois est constitué d'un ensemble de cellules allongées vides arrangées par juxtaposition et empilement. Ces arrangements subissent des variations non pas géométriques mais plutôt dimensionnelles fortement liées à l'alternance des périodes de croissance de l'arbre dont il est issu. Il peut alors être dit que le matériau est déjà une structure sophistiquée par lui-même présentant une porosité importante. Suivant l'échelle à laquelle il est observé, la description mécanique du bois peut alors varier. En général, il est retenu qu'à une échelle de l'ordre du cm^3, il possède trois directions privilégiées qui sont nommées L, R et T. La direction L est parallèle à la direction allongée des cellules (parallèle à l'axe du tronc). La direction R est orthogonale à la direction L, cette direction appelée radiale est également parallèle à un axe dirigé du centre du tronc de l'arbre vers l'extérieur. Enfin la direction tangentielle est orthogonale aux deux directions précédentes. Elle porte ce nom car cette direction est en fait tangente aux cernes de croissance (voir figure 76).

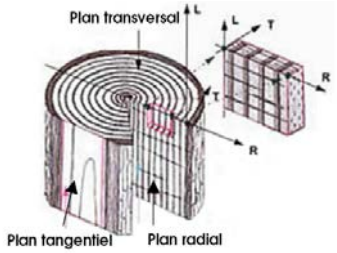


Figure 76 : Directions principales d'orthotropie du bois ainsi que leur plan associé.

Suivant chacune de ces directions, le bois montre des propriétés mécaniques très différentes. Suivant les sollicitations et leurs sens, le comportement peut être très ductile ou très fragile.

Lorsque le bois est sollicité par une contrainte normale dans le sens du fil en compression, il montre tout d'abord un comportement élastique jusqu'à atteindre une limite. Cette limite traduit la capacité maximale de l'arrangement cellulaire à supporter la pression. En condition d'essais, où la matière est confinée, la phase

suivante est une phase d'effondrement cellulaire qui se traduit par une densification de la matière : le comportement est ductile. Lorsque la contrainte normale est une traction, le comportement est également élastique dans une première phase, mais il se révèle en revanche fragile. Le comportement élastique est généralement reconnu comme étant le même quel que soit le sens de sollicitation. Les limites de résistance sont cependant différentes suivant qu'il s'agisse de bois parfait (sans défaut) ou non, et suivant le niveau de confiance qui est attribué à la valeur caractéristique retenue pour établir la comparaison.

Le comportement dans les directions R et T présente des similitudes mécaniques très fortes. Leur différenciation n'est nécessaire, en général, que pour des applications spécifiques éloignées du domaine de la modélisation en construction bois. Lorsque le bois est sollicité perpendiculairement à la direction L par des contraintes normales, il montre un comportement élastique avant l'atteinte d'une limite. Le module d'élasticité qui régit cette phase est bien plus faible que celui qui caractérise le sens longitudinal (entre le 1/20 et le 1/30 pour un bois résineux). La limite élastique est également beaucoup plus faible que la limite élastique dans le sens L (1/10). L'atteinte de ce seuil de résistance se manifeste par un écrasement des couches de cellules les plus faibles. Cet effondrement de la structure intime du bois se poursuit par une phase de densification de la matière ligneuse. Toujours dans la même direction de sollicitation, sous contrainte normale de traction, le bois se montre particulièrement fragile avec une valeur seuil très faible. Cette rupture se traduit par la décohésion et le déchirement des cellules. De manière identique au comportement longitudinal, le comportement élastique est considéré être le même quel que soit le sens de sollicitation.

Sous contrainte tangente, le matériau montre également de l'élasticité jusqu'à l'atteinte d'une valeur limite assez faible. Le comportement est également fragile. La résistance du bois dans les plans LR et LT est plus faible que dans le plan TR. La rupture dans les plans LR et LT se produit avant car elle se traduit par une décohésion des cellules alors que dans le plan TR un cisaillement à proprement parlé des cellules est nécessaire : il est donc plus tenace.

Les différences de comportement élastique du bois dans les différentes directions précitées confèrent à celui-ci un comportement qualifié d'orthotrope. La similitude considérée parfaite à l'échelle de certains problèmes de mécanique des structures entre les comportements radial et tangentiel lui confère même un comportement qualifié d'isotrope transverse. Cependant, les différences fortes de comportement suivant les axes de sollicitations le distinguent particulièrement des autres matériaux.

La loi de comportement élastique attribuée généralement au bois prend alors la forme générale ci-dessous :

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_L \\ \varepsilon_R \\ \varepsilon_T \\ \gamma_{RT} \\ \gamma_{TL} \\ \gamma_{LR} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_L & -\nu_{LR}/E_L & -\nu_{LT}/E_L & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{RL}/E_R & 1/E_R & -\nu_{RT}/E_R & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{TL}/E_T & -\nu_{TR}/E_T & 1/E_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{RT} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{TL} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{LR} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_R \\ \sigma_T \\ \sigma_{RT} \\ \sigma_{TL} \\ \sigma_{LR} \end{bmatrix}$$

Avec

E_i = le module d'Young dans la direction i,
G_{ij} = le module de cisaillement dans différents plans,
υ_{ij} = les coefficients de Poisson.

Cette description mathématique du comportement considère donc le matériau comme homogène. Lorsqu'un volume suffisant de bois est considéré, la mécanique des milieux continus permet alors de décrire les champs de déformations ce qui donne une image de la variation des champs de contraintes dans les objets modélisés. Le comportement d'éléments de structures évolués tels que des poutres à inertie variable en bois lamellé-collé a pu, par ce biais, être cerné en termes de dimensionnement. Il a fallu pour ce faire adjoindre des critères de rupture basés sur l'analyse des contraintes afin de prévoir les ruptures fragiles en traction transversale et en cisaillement par exemple.

Cette approche de description du bois est donc intéressante pour modéliser le comportement de partie de structure demeurant dans le domaine élastique ou en limite. La plupart du temps, c'est la méthode des éléments finis qui est retenue pour conduire à la résolution et l'exploitation des résultats.

2. CRITERES DE RUPTURE ET MODELISATION DU COMPORTEMENT NON LINEAIRE

2.1. Critères de rupture, écoulement et localisation des contraintes

L'idéalisation du comportement du bois précédente est rendu possible par le fait que celui-ci est considéré comme homogène (figure 77). Redington [27] considère qu'à partir d'une échelle inférieure à 10 cm, il est difficile de considérer le bois comme un matériau continu. Cette échelle, en correspondance avec l'exemple de poutres à inertie variable citée précédemment, peut cependant être affinée avec précaution lorsque les problèmes traités s'approchent de bois sans défaut. Dans bien des problèmes mécaniques à résoudre avec le bois, l'approche du comportement élastique n'est pas suffisante. Il est souvent nécessaire de dépasser les limites d'élasticité du matériau pour apporter une réponse : il faut alors définir des critères de rupture et d'écoulement. Sans reprendre la bibliographie importante conduite sur le sujet et synthétisée par Nahas [28] , Kasal et Leichti [29] ainsi que dans de nombreuses thèses comme encore récemment Toussaint[30] , il est intéressant de

refaire un point sur la conceptualisation de ces approches et leur compatibilité avec la modélisation des ancrages.

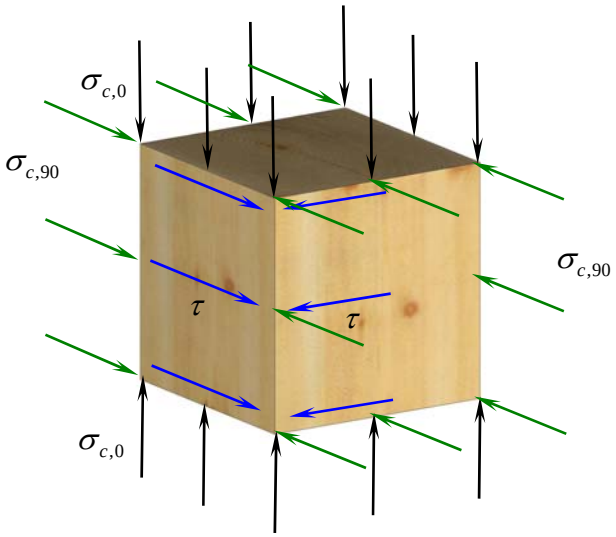


Figure 77 : État de contrainte homogène sur un volume de bois représentatif.

Pour prévoir la limite de résistance du bois à l'intérieur d'un volume fini, il est tout d'abord supposé que cela est possible à partir de la connaissance des pressions homogènes, normales ou tangentes sur le volume. Il est alors admis qu'une contrainte ou que la combinaison de différentes contraintes conduit à la rupture ou à faire entrer dans le domaine des déformations irréversibles le matériau. Pour définir ces limites, des essais de caractérisation doivent être réalisés. Cependant, le nombre de combinaisons d'états de contraintes sur le volume étant infini, il est impossible de définir de manière systématique chacune. Il est alors supposé que la connaissance des limites de quelques combinaisons suffit au calage d'un modèle pouvant interpoler ces quelques valeurs limites pour d'autres états de contraintes. Ces modèles prennent généralement la forme de quadriques dans l'espace des contraintes et sont appelés critères de rupture. Suivant leurs formulations mathématiques, un certains nombres de paramètres, gérant principalement les interactions entre les contraintes, sont à définir. Ce type d'approche donne en général de bons résultats sur des matériaux très homogènes comme les métaux considérés, généralement, comme isotrope ou les matériaux composites plus souvent anisotropes. Le caractère fortement anisotrope du bois, ses propriétés fragiles et ductiles, rendent beaucoup moins facile la généralisation. L'approche des limites élastiques par un seul critère est maintenant reconnue comme impossible. Il est, aujourd'hui, utilisé plusieurs critères dans les modèles les plus avancés pour tenter de cerner au mieux cet espace limite. L'utilisation de formes mathématiques continues pour décrire l'espace limite a souvent été choisie de manière pratique en termes de dérivabilité plutôt que physique. Ceci conduit dans bien des cas à des aberrations comportementales importantes sous certaines sollicitations. Fleischmann et al [31] ont utilisé ce type d'approche pour modéliser un essai sur une ferme (figure

78). L'écart observé entre la modélisation et l'expérimentation laisse entrevoir la difficulté selon eux de la prise en compte de l'interaction compression transversale et cisaillement.

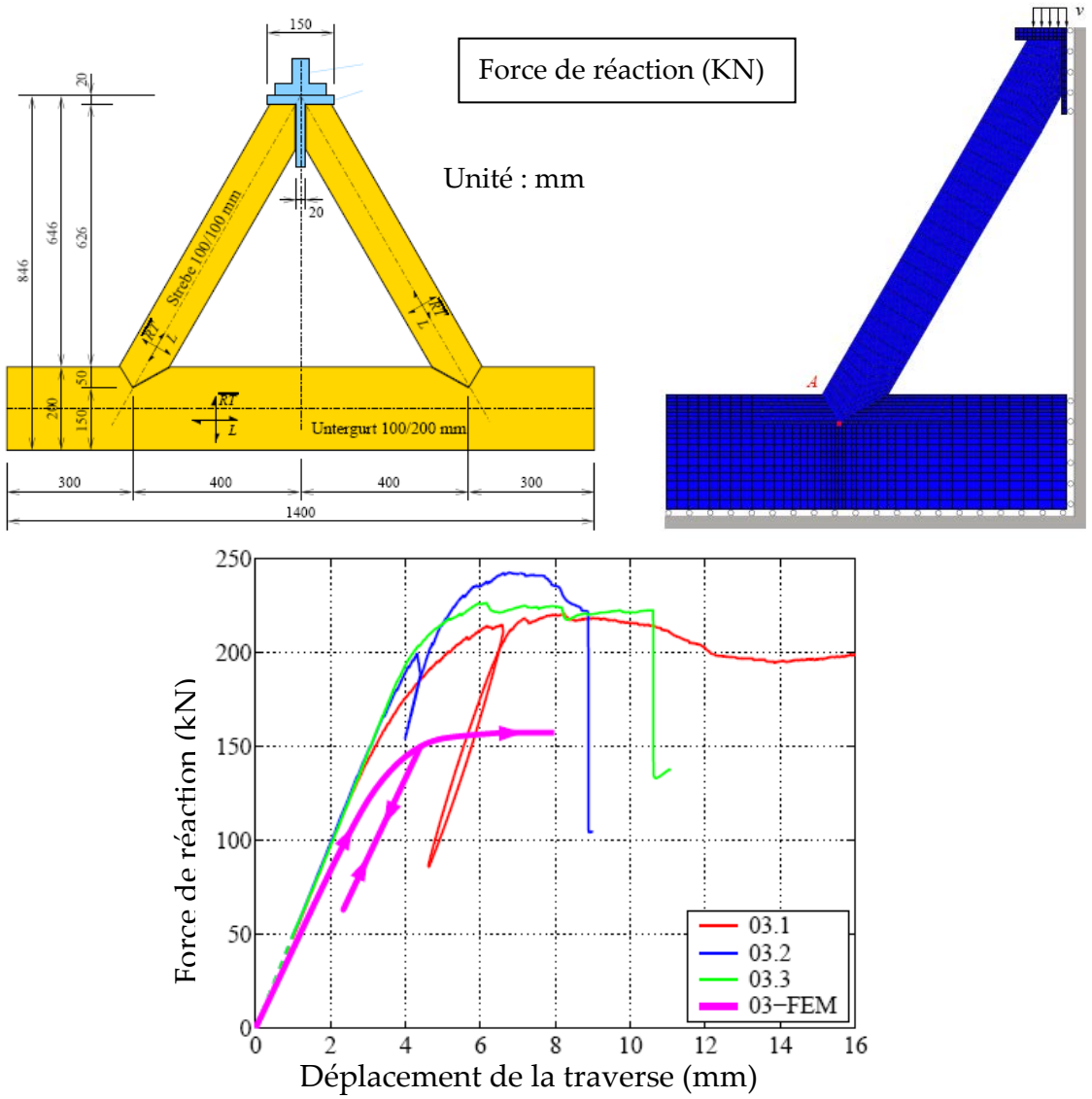


Figure 78 : Modélisation du comportement non linéaire d'un embrèvement en utilisant le modèle multi-surface de Mackenzie-Helnwein et Eberhardsteiner (Fleischmann et al. 2007) [31] .

La mise en évidence de ces problèmes a conduit certains à renoncer à ces formes mathématiques et à proposer des surfaces de rupture à plusieurs facettes. Ces critères portent le nom de multi-surfaces. Grosse [32] et Grosse Rautenstrauch [33] ont développés un critère de ce type qui semble donner, sur les applications réalisées, des résultats satisfaisants. Il est à noter que, dans les applications traitées, il est très difficile de rester dans les champs de l'hypothèse d'une contrainte homogène et de son volume minimum car, pour suivre les variations violentes des déformations, il est obligatoire d'affiner le maillage. Ceci constitue une première limite lorsqu'il est

nécessaire d'approcher ce qui se passe au niveau des assemblages de structures bois comme les ancrages.

La seconde limite de ces approches réside dans la complexité de réalisation de tests de caractérisation qui s'accentue lorsque des états de contraintes multiaxiaux sont envisagés. Mackenzie-Helnwein et Eberhardsteiner [34] ont mis au point une machine d'essais remarquable qui permet de produire des états de contraintes bi axiaux (figure 79). Lorsque des interactions de contraintes au caractère fragile sont testées, l'extrême précaution de réalisation des éprouvettes leur permet d'obtenir sur des volumes représentatifs des ruptures homogènes au volume. Cependant, il est à noter la très grande variabilité des résultats. En revanche, lorsque les sollicitations deviennent ductiles, ils sont confrontés aux problèmes de localisation des contraintes : la rupture n'est alors plus homogène dans le volume.

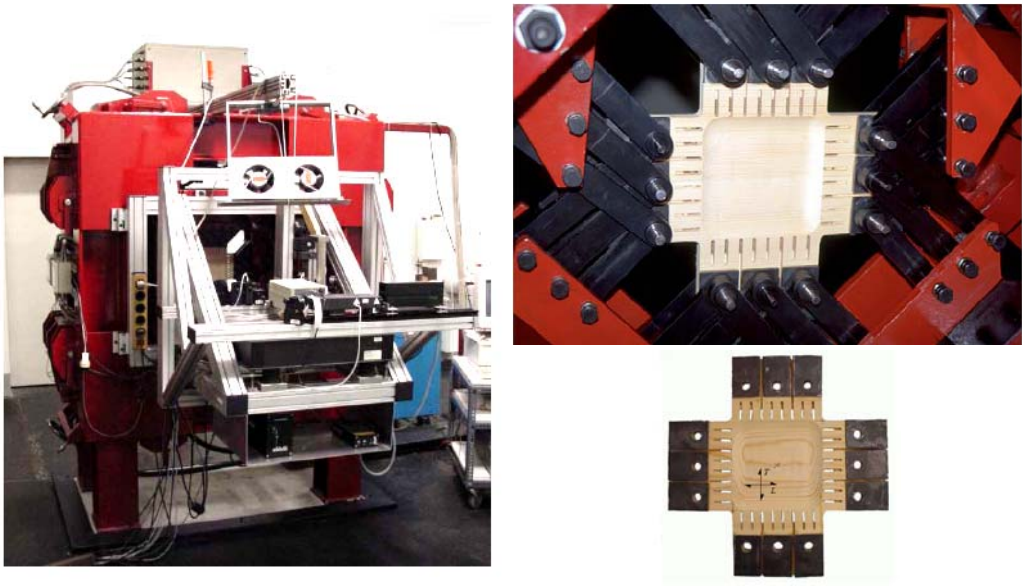


Figure 79 : Dispositif expérimental permettant de réaliser des essais de caractérisation du bois bi-axiaux (Mackenzie-Helnwein et Eberhardsteiner [34]).

Ceci peut trouver deux explications probablement liées : la première est la variabilité, en termes de résistance, du matériau qui reste importante et qui produit des points de faiblesse dans l'éprouvette de bois parfaite alors qu'elle est considérée comme homogène (il très difficile de faire mieux). La seconde est qu'il n'est peut être pas possible d'expliquer la rupture localisée dans le bois à partir d'un état de contrainte homogène.

La modélisation du comportement du bois, en dehors du domaine élastique, ne se résume, d'autre part, pas à la seule définition d'une limite pour un état de contraintes donné. Une fois ce point de fonctionnement obtenu, il est nécessaire d'expliquer comment la matière «s'effondre». Lorsque le comportement ductile du bois est activé, après l'atteinte des limites élastiques, celui-ci se déforme dans des directions privilégiées. La problématique de localisation des contraintes, soulevée

précédemment, rend très difficile la définition des directions d'effondrement même dans le cas de sollicitations élémentaires. Mackenzie-Helnwein et Eberhardsteiner [34] précisent que, dans leurs expérimentations, ils n'ont quasiment jamais pu dépasser les seuils de plasticité.

De manière générale, l'écoulement des matériaux est régi théoriquement par une fonction mathématique, appelée fonction d'écoulement. En associant cette fonction à une autre fonction, appelée fonction d'écrouissage, qui régit l'évolution de la surface de charge (critère de rupture), la direction et l'intensité des déplacements plastiques peuvent être déterminées en vertu des principes de la thermodynamique.

Toute la difficulté de cette approche réside dans la définition de ces fonctions et de leur vérification expérimentale qui, comme il a été indiqué précédemment, est extrêmement difficile à conduire. Dans la majeure partie des travaux réalisés sur le bois, par manque de connaissances, la fonction d'écoulement est considérée être la même que la fonction de charge : le critère de ruine est dit associé.

L'ensemble de ces considérations semble indiquer que, pour la modélisation des ancrages où des déformations plastiques locales importantes se produisent, l'utilisation de critères de rupture ne soit pas la bonne voie. L'état de développement et d'implémentation de ces approches dans les codes de calculs disponibles sont, d'autre part, difficilement abordables.

2.2. Modélisation du bois comme une structure

La bibliographie ne montre pas d'application vraiment convaincante de problèmes traités à l'aide d'une approche par critères de rupture et contraintes homogènes où le bois est fortement sollicité localement. A cette échelle, suivant les essences de bois considérées, les hypothèses de continuité et de contraintes homogènes sont assez rapidement mises en défaut. Ceci indique simplement qu'il est sans doute difficile d'expliquer l'effondrement du bois à partir de contraintes homogènes.

Dans la littérature, il peut être trouvé que, pour certains problèmes de physique atomiques ou moléculaires, lorsque les théories continues ne peuvent plus s'appliquer, le milieu peut être idéalisé par une structure approximant la continuité. Pour cela, il est nécessaire que le milieu présente un schéma structurel élémentaire répétable. Ces structures ressemblant généralement à des treillis sont appelées « Lattice model ». La mise en œuvre de cette théorie sur le bois a fait l'objet de travaux récent par Davids [35] , Fournier [36] et Reichert [37] [38] [39] pour modéliser la rupture fragile du bois. Il ne s'agit pas ici d'utiliser cette méthode mais de transposer le principe à la modélisation du bois non linéaire en considérant des éléments du « Lattice model » plus évolués.

Il peut tout d'abord être remarqué que, à l'échelle de quelques millimètres, le bois d'épicéa, souvent utilisé en construction avec les ancrages présentés, comme de nombreux résineux, possède une structure alternée répétitive de couches liée à sa

croissance. En effet, dans le cerne, le bois initial possède une densité bien différente de celle du bois final. En faisant, dans un premier temps, abstraction de la courbure des cernes, le bois peut être vu comme une alternance de couches d'éléments ayant une certaine rigidité espacées par un matériau plus poreux est densifiable : ceci constitue le schéma structurel élémentaire répétable. Dans cette approche, il apparait alors plus aisé de donner à chacun des éléments répétables, pouvant constituer le milieu, un comportement ainsi qu'un critère de rupture et d'écoulement facilement identifiable plutôt qu'un critère en contraintes homogènes. La figure 80 illustre le concept.

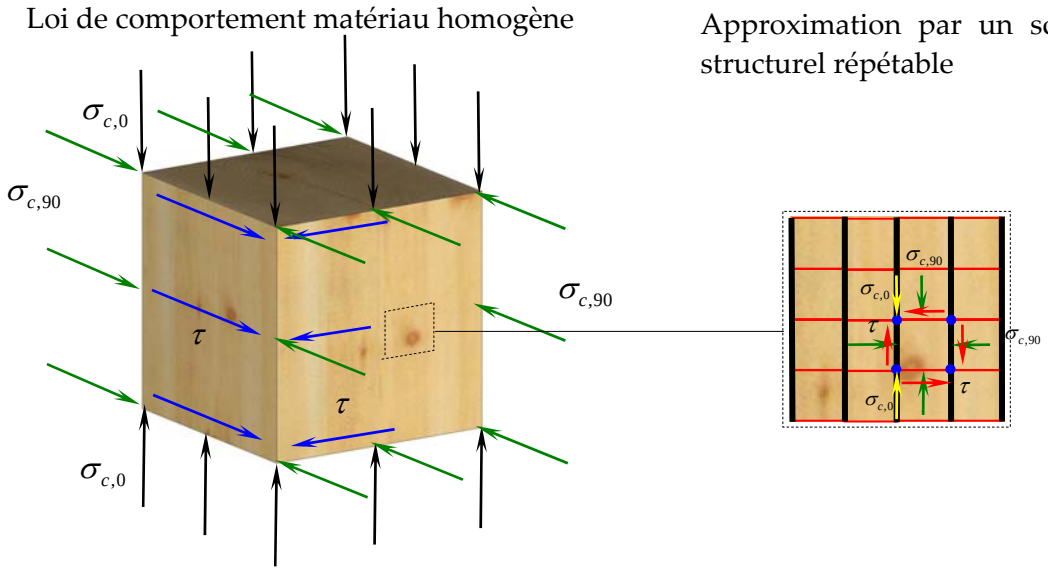


Figure 80 : Approximation du comportement local dans le bois par la constitution d'une structure faite d'éléments simples au comportement élémentaire.

L'approximation réside alors dans le fait que le milieu, qui n'est pas reconnu comme homogène mais qui est tout de même cohérent en l'absence de fissure, ne retrouve pas tous les couplages qui peuvent exister, a priori, de façon plus ou moins marquée. La figure 81 présente la retranscription de la déformation du milieu. Le comportement élémentaire, plus moins sophistiqué, de chaque constituant peut également jouer un rôle particulier dans l'effondrement de la structure.

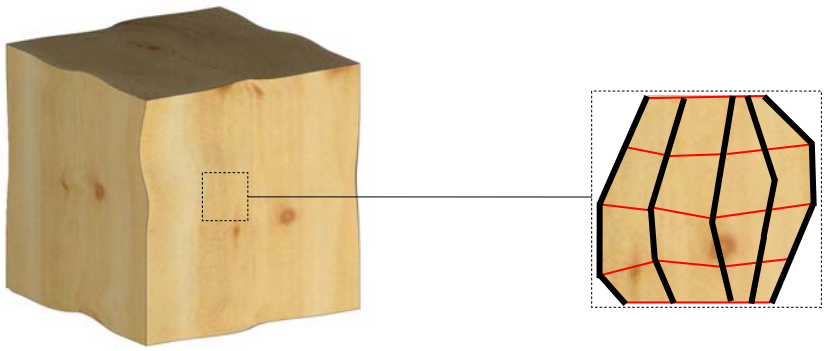


Figure 81 : Approche de la déformation du milieu modélisé.

La figure 82 tente de représenter, de manière imagée et plus abstraite, le défi qui est, en fait, posé pour modéliser l'effondrement local du bois. Par exemple, pour prévoir la ruine d'une habitation, composée d'éléments porteurs comme des murs, des poteaux ou des poutres, deux choix peuvent être fait.

Le premier choix est de modéliser à la manière d'un ingénieur l'objet. Chaque élément de la structure ne pouvant être modélisé, un choix est fait de ne garder, par expérience, que ceux qui auront une réelle influence sur l'effondrement. Ainsi, les poteaux et les poutres sont modélisés comme des éléments filaires et les murs comme des plaques. Des conditions aux limites adéquates sont également données pour que le comportement s'approche le plus du comportement réel. Dans cette démarche, l'expérience est essentielle pour cerner la mécanique de la structure. N'importe quel scénario de chargement peut alors être envisagé.

Le second choix est de définir la structure par quelques points de son enveloppe et d'établir sa rigidité, à partir de ces points, à la manière d'un élément fini. Ceci apparaît, évidement, plus simple pour modéliser la structure par rapport au choix précédent. En revanche il est nécessaire d'élaborer la fonction de charge, la fonction d'écoulement et la fonction d'écrouissage de ce volume de maison homogène. Il apparaît, alors, extrêmement complexe de prendre en compte tous les chemins d'effondrements possibles à l'intérieur de l'ouvrage d'un point de vu mathématique sans effectuer un nombre d'essais importants et extrêmement complexes.

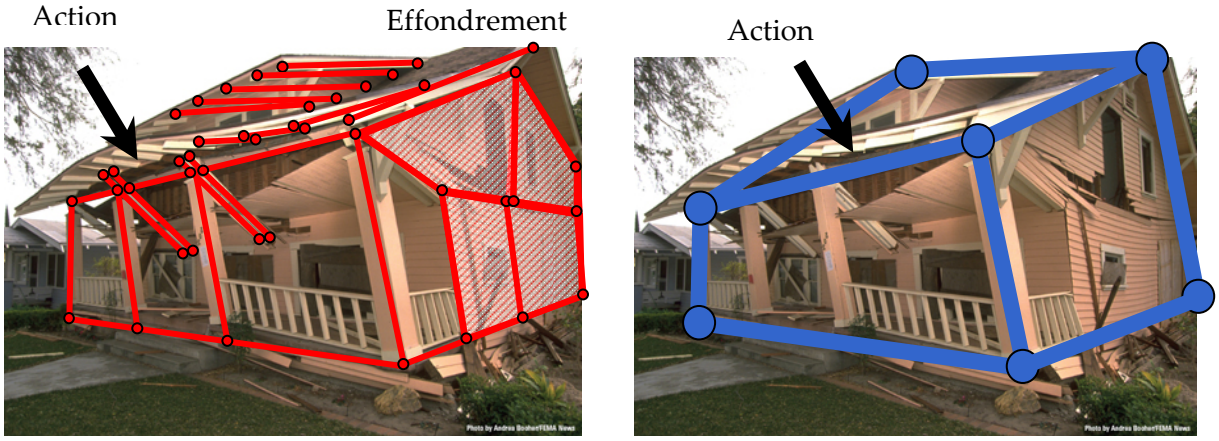


Figure 82 : Prévision de l'effondrement d'un ouvrage par idéalisation de la structure porteuse ou par établissement de sa loi de comportement et d'écoulement.

Pour modéliser les déformations locales du bois autour des broches dans des assemblages de type tiges, Bocquet [24] a mis en œuvre, sans le conceptualiser, ce principe à l'aide d'un code de calculs éléments finis CAST3M [40] . Le schéma structurel élémentaire répétable était composé de poutres couplées entre elles par deux éléments de joints superposés. Les poutres avaient un comportement élasto-

plastique pour simuler le comportement du bois en compression dans le sens du fil. Les joints simulaient le comportement du bois en compression transversale élasto-plastique avec une interaction en cisaillement. Le modèle permettait de simuler l'enfoncement d'un organe circulaire rigide à l'intérieur d'une tranche de bois en deux dimensions. Dans ce travail, Bocquet [24] n'a pas fait référence à la méthodologie des « Lattice model ». Récemment, Toussaint [30] a amélioré l'approche de Bocquet en remplaçant le comportement élémentaire des éléments de joint par une mousse de type Crushable Foam décrite par Gibson &Ashby [41] ,[42] qui est implémentée dans le code de calculs ABAQUS. En substituant cette mousse aux éléments joints, Toussaint [30] modélise en 2D le formage et la mise en précontrainte d'assemblages bois. Grâce à l'élément mousse, la densification du bois est intégrée. Toussaint qualifie ce modèle de structural et le situe en termes de modélisation à une échelle mésoscopique (entre micro et macro) car l'influence de l'alternance des cernes est, selon lui, prise en compte.

Les résultats obtenus, principalement sur des sollicitations de compression, conduisent à retenir cette approche et à la mettre en œuvre pour les besoins de la modélisation des ancrages en trois dimensions.

2.3. Intégration du modèle structural du bois dans Abaqus

Parmi les différents codes de calculs disponibles sur le marché, le code de calcul ABAQUS a été retenu car le modèle mousse Crushable Foam (Deshpande [43]) était déjà implémenté. Ce code étant également reconnu pour modéliser le formage de l'acier, il apparaissait à l'évidence adapté à la modélisation des ancrages.

Pour modéliser le milieu en trois dimensions, le schéma structurel élémentaire répétable est constitué de quatre cubes de mousse (élément C3D20R d'ABAQUS) et d'une poutre (élément B32 d'ABAQUS). Lorsque ce schéma est répété, les cubes qui ont des arrêtes communes, sans présence de poutre sur ces arrêtes peuvent alors être confondus. La figure 83 présente le schéma structurel répétable ainsi que la modélisation d'un cube de bois. Suivant la géométrie du bord des pièces à modéliser, les cubes pourront être remplacés par des pyramides.

En première hypothèse, il est supposé que, dans le bois, la capacité des fibres (empilement de cellules) à transmettre des efforts de traction et de compression est assurée par la poutre. Sa section carrée ou rectangulaire est considérée égale à la surface de bois représentée. Le comportement longitudinal du bois n'est donc pas affecté par le comportement transversal. Toussaint [30] a mis en évidence que la résistance en traction longitudinale n'était pas affectée par la densification en dessous d'un seuil approchant les 55%. Ceci laisse une marge importante de fonctionnement au modèle. Malgré le fait qu'il n'y ait pas d'interaction prise en compte par la séparation du comportement longitudinale du reste, il est facile de comprendre que, lorsque les volumes de mousse se réduiront, le comportement en compression de poutres stabilisées par la mousse sera affecté.

En second lieu, le volume de bois non matérialisé par la poutre est occupé par des cubes de mousse. Ces cubes considèrent le volume de bois représenté comme isotrope. En effet, la particularité du comportement du bois dans le sens longitudinal étant principalement pris en compte par les barres, il est considéré que la densification de la matière ligneuse et sa résistance sont les mêmes qu'elles que soient les directions.

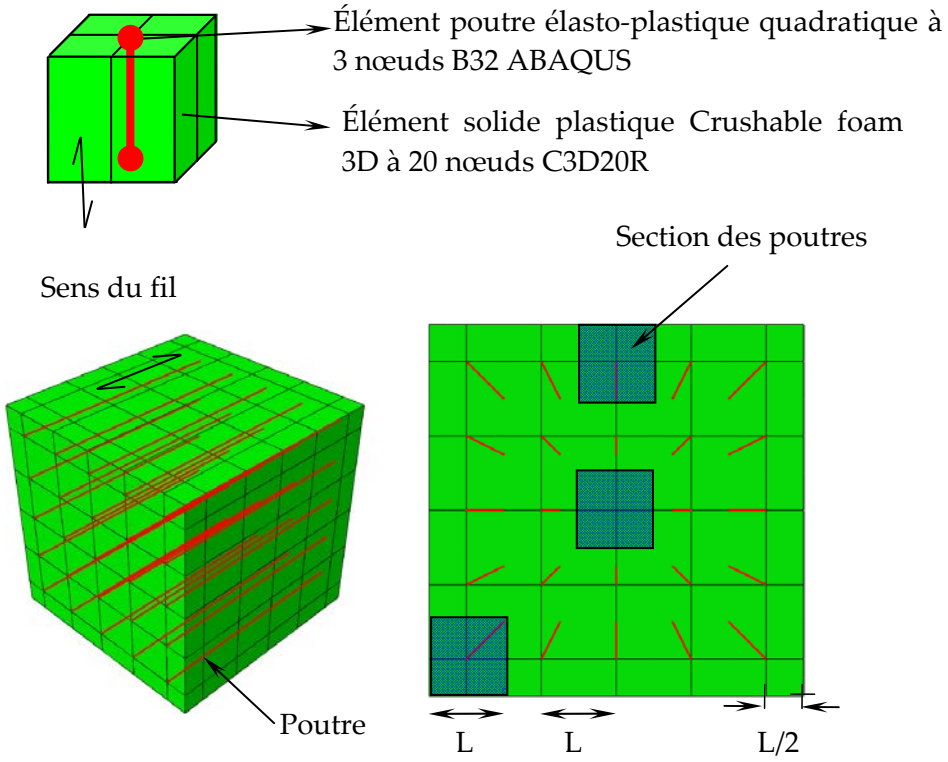


Figure 83 : Modèle structural 3D du bois par copie d'un schéma structurel élémentaire répétable associant des éléments poutre et des cubes de mousse.

Le comportement longitudinal étant, au final, la composition du travail de la mousse et des poutres, le comportement attribué aux poutres doit être plus faible que celui du bois équivalent : le risque serait alors de disposer globalement d'une rigidité et d'une résistance supérieures. En ce sens, il peut être dit que les poutres représentent principalement le comportement du bois final. Lorsque l'espacement entre les poutres s'approche de la taille des cernes, le modèle idéalise la structure d'un bois aux cernes marqués.

Dans cette première approche de modélisation du bois en trois dimensions, les sections des poutres ainsi que leurs orientations restent basiques. Elles pourraient devenir, à certaines échelles, des paramètres permettant d'intégrer de façon schématique la courbure des cernes.

L'intégration de cette approche dans un code de calculs augmente un peu le nombre de degrés de liberté par rapport à un maillage classique.

3. CARACTERISATION DU BOIS EN COMPRESSION

Pour son fonctionnement, le modèle structural construit dans ABAQUS® nécessite l'introduction de lois de comportement dans les poutres et les volumes de mousse. Ces lois doivent pouvoir prendre en compte les variations de comportement dues aux variations de masse volumique. Il est donc nécessaire de caractériser le comportement du bois dans le sens longitudinal (sens du fil) et dans le sens transversal : dans l'état actuel du modèle, il ne peut pas être fait de distinction entre les directions radiale et tangentielle. Au niveau du modèle, le comportement transversal est uniquement géré par la mousse avec pour caractéristique principale l'évolution de sa résistance en compression en fonction de sa déformation sans variation de volume. Dans le sens longitudinal, la réponse du modèle associe la réponse de la mousse avec le comportement des poutres. La loi de comportement des poutres doit donc être déduite du comportement longitudinal et transversal réel du bois pour simuler au mieux ce dernier.

L'état de l'art donne différentes solutions pour établir des lois de comportement uniaxiales en compression dans le sens du fil et le sens transversal du bois avec des avantages et des inconvénients pour réaliser cette caractérisation (Tabarsa et Chui [44] , François [45] , Bocquet [24]). Les préconisations géométriques des divers protocoles normatifs mondiaux de caractérisation sont produites pour obtenir des caractéristiques ou des limites élastiques, ces protocoles sont donc peu adaptés à l'acquisition de l'évolution du comportement post élastique du matériau. Suivant l'orientation du fil, différents phénomènes d'instabilité et d'écoulement de la matière se produisent une fois le comportement réversible passé. Récemment Toussaint [30] a repris l'approche expérimentale de Bocquet [24] qui avait effectué des essais de compression sur des cylindres de bois dans une enceinte confinée. Ce dispositif permet d'éviter les effets de bandes de cisaillement qui apparaissent en compression dans le sens du fil ou de glissement relatif des cernes dans le sens transversal. Cette approche permet d'atteindre facilement des seuils de densification importants. Toussaint [30] a amélioré l'enceinte de confinement proposée par Bocquet en réalisant un chambrage en PTFE afin de limiter les frottements qui peuvent se développer, spécialement en fin de la phase de densification. Grâce à ce montage, Toussaint [30] a proposé une loi de comportement uniaxiale en compression transversale à 7 paramètres sur du bois d'épicéa.

Dans un premier temps, les caractéristiques de cette loi sont rappelées, car cette dernière peut directement être retenue dans cette première phase de modélisation des ancrages. En s'inspirant de la forme mathématique de cette loi, le comportement longitudinal est caractérisé après une phase d'expérimentation conduite de façon similaire à celle de Toussaint[30] . Le montage est d'ailleurs encore amélioré. Enfin, après avoir établi la forme générale de la loi de comportement de l'épicéa dans le sens longitudinal, les paramètres à introduire dans le comportement des poutres sont déterminés. La campagne d'essais étant réduite pour assoir de manière statistique

cette loi, une proposition simple est faite pour moduler le comportement de cette loi en fonction de la densité du bois.

4. LOI DE COMPORTEMENT EN COMPRESSION TRANSVERSALE

Le comportement en compression transversale du bois d'épicéa se caractérise par une phase élastique qui traduit la déformation élastique de l'empilage des trachéides (juxtaposition de « tubes »). A partir d'un certain seuil de contrainte, généralement le 7ième rang de trachéides du bois de printemps s'effondre en compression Tabarsa et Chui [46] , Rabaud [47] . Une phase d'effondrement et de densification du bois de printemps se développe alors. Une faible augmentation de la contrainte est observée alors que la déformation augmente de façon très importante. Le volume des vides est alors comblé jusqu'à ce que la masse volumique du bois de printemps atteigne celle du bois d'été. Ce seuil est appelé ε_d par Toussaint[30] . A partir de ce seuil, la densification du bois final se produit assez rapidement. L'évolution exponentielle de la contrainte dans cette phase traduit le phénomène de compression de la matière ligneuse. La loi proposée par Toussaint[30] est présentée sur la figure 84.

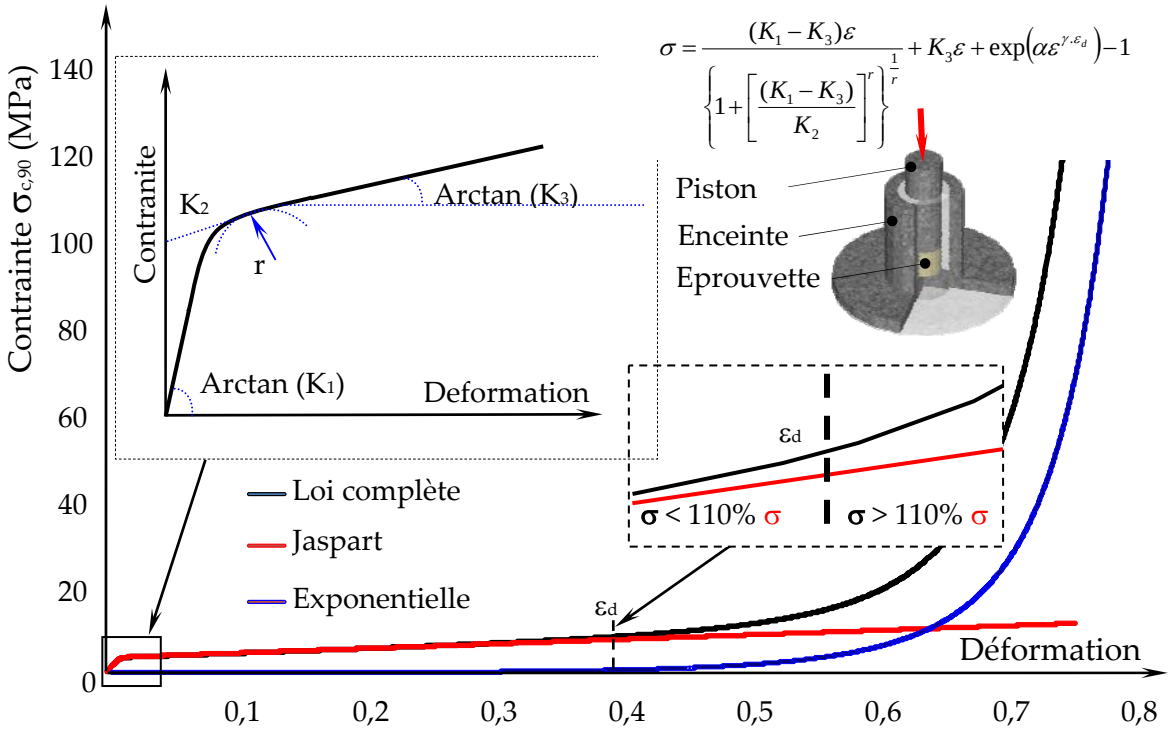


Figure 84 : Loi de comportement en compression transversale établie par la superposition d'une fonction exponentielle à l'équation de Jaspart[12] .

Après une campagne d'essais étendue, Toussaint[30] a proposé les paramètres suivants pour que la loi s'exprime en fonction de la masse volumique du bois ρ à 12% d'humidité.

$$\sigma = \frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\varepsilon + \exp\left(\alpha\varepsilon^{\gamma\varepsilon_d}\right) - 1$$

Avec

$K_1 = 453\ MPa$

$K_2(\rho) = 0{,}0325\rho - 6{,}5941\ MPa$

$K_3(\rho) = 0{,}03745\rho - 8{,}2875\ MPa$

$\alpha = 12{,}25$

$\gamma = 8{,}1169$

$r = 7{,}42$

La différence entre le comportement radial et tangentiel étant tellement peu significative sur les essais réalisés qu'une seule loi globale a été proposée. L'auteur mentionne que sa loi pourrait être améliorée car le protocole n'a pas permis de déterminer une variation significative du module d'élasticité initial en fonction de la densité (paramètre K_1). En effet, le défaut majeur de ce test réside dans l'imprécision des mesures des déformations initiales qui sont très faibles vu la hauteur de l'éprouvette (30 mm). Ce n'est pas le montage qui est responsable, mais le fait que la mise en contact des extrémités usinées de l'éprouvette apporte une déformation initiale qui nuit à la mesure du déplacement du piston, censé représenter la déformation de l'éprouvette. Les essais réalisés étant peu nombreux avec des masses volumiques élevées, l'auteur indique que des écarts peuvent être observés dans la pratique lorsque des masses volumiques dépassent 450 kg/m$^{3.}$

Par rapport à son utilisation dans les modèles visés par cette étude, il ne faudra pas perdre de vu que cette évolution est obtenue à partir de tests réalisés sur du bois sans défaut et sans fissure. Afin d'affiner les résultats de calculs conduits dans ce travail, le module d'élasticité initial sera évalué par une interpolation des modules d'élasticité $E_{90,mean}$ indiqués dans la norme EN 338.

5. LOI DE COMPORTEMENT EN COMPRESSION LONGITUDINALE

La figure 85 présente l'évolution du processus de compression d'une éprouvette d'épicéa dans le sens du fil réalisée dans une enceinte quasi similaire à celle utilisée par Toussaint[30] . Après une phase de mise en contact des extrémités de l'éprouvette, qui se traduit par une évolution croissante du module, une phase élastique du comportement du bois peut être observée. Cette phase se termine lorsque les trachéides d'une même bande de cisaillement s'effondrent soit par « flambement » Holmberg [48] soit par leur rupture à proprement parlé : ce type de

rupture se traduit par un enchevêtrement de ces dernières. Une phase de densification par progression d'un front d'effondrement se déroule alors à un niveau de contraintes quasi constant jusqu'à ce que le volume des vides soit comblé. Une fois ce volume comblé, c'est la matière ligneuse qui est mise en compression ce qui se traduit, comme dans le comportement transversale, par une évolution exponentielle du module. Que la matière soit comprimée dans le sens longitudinal où dans le sens transversal, le comportement de la matière ligneuse doit vraisemblablement être similaire. Il peut être remarqué que le seuil de densification ε_d défini par Toussaint [30] peut être retrouvé sur l'allure présentée à la figure 85.

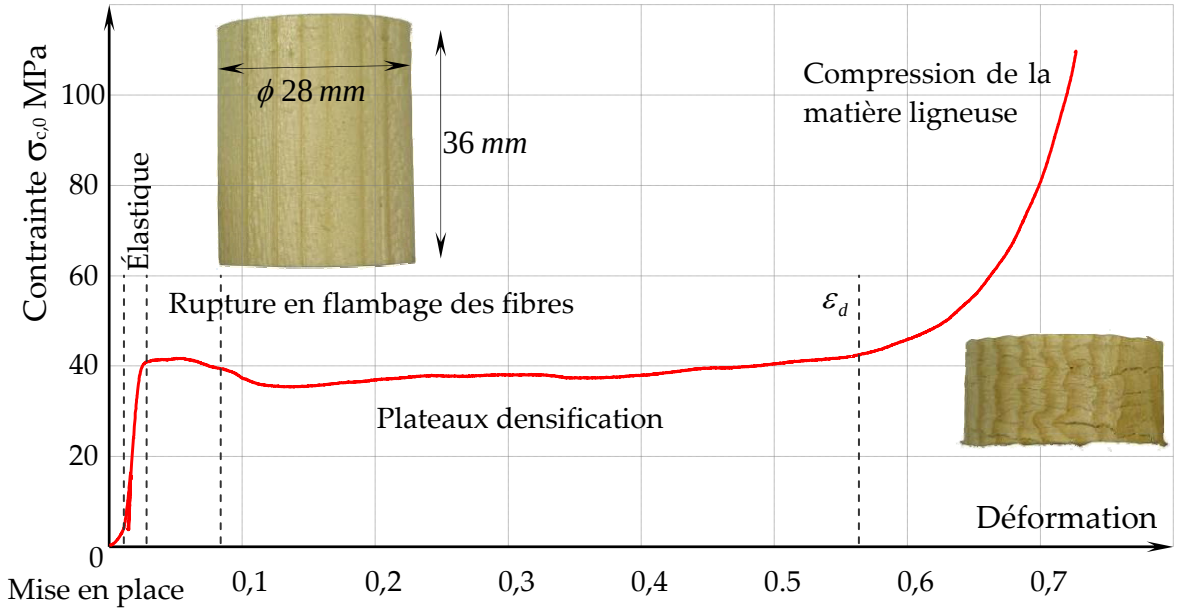


Figure 85 : Allure générale du comportement d'épicéa en compression uniaxiale longitudinale confinée.

Cette constatation de similitude du comportement du bois dans une enceinte confinée, dans le sens de longitudinal et transversal, justifie la superposition des comportements proposés dans le modèle structural.

5.1. Montage de compression et essais

Dans le but de caractériser plus précisément le comportement d'épicéa en compression longitudinale, il est choisi de conduire une série d'essais. Bien que le protocole en enceinte confinée exposé ci-dessus avec des éprouvettes cylindriques de petites tailles présente le défaut de ne pas permettre l'obtention avec précision du module d'élasticité du matériau dans la phase initiale, il est tout de même retenu. Ce module sera tiré de la bibliographie dans cette première étape de modélisation des ancrages en interpolant les valeurs de $E_{0,mean}$.

Pour parfaire la géométrie des éprouvettes, la partie cylindrique de celles-ci est usinée à l'aide d'un tour à commandes numériques. La mise à longueur des

éprouvettes est réalisée grâce à deux scies montées en parallèle sur un arbre de toupie, ce qui permet d'obtenir à la fois deux surfaces bien parallèles pourvues d'un état de surface le plus propre possible. Dix éprouvettes sont usinées dans des avivés de Picea Abies sans défaut, avec une masse volumique moyenne de 466,5 kg/m^3 (tableau 16). Les éprouvettes utilisées sont des cylindres de 28 mm de diamètre et de 36 mm de hauteur. Pour confiner les éprouvettes, un cylindre d'acier est utilisé (figure 86). Ce dernier accueille des bagues en métal fritté introduites serrées dans le cylindre afin de limiter l'influence des frottements et permettre un glissement plus aisé du piston. Pour réduire au maximum les effets des frottements, un lubrifiant sec au PTFE est pulvérisé avant essai. L'effort est introduit par une machine universelle INSTRON® avec une cellule de charge de 100 kN en appuyant sur le piston en acier du montage. La prise de mesures du déplacement est effectuée à l'aide d'un système de mesures par analyse d'images VDM®. Ce système consiste à suivre le déplacement de cibles. Cette technique permet de mesurer le déplacement relatif (et la rotation) de deux objets (ensemble de plusieurs cibles) les uns par rapport aux autres. Sur l'image du dispositif d'essai en place sur la machine de la figure 86, le déplacement relatif de l'objet 2 par rapport à l'objet 3 mesure le raccourcissement de l'éprouvette. En effet, l'objet 2 est fixé sur le piston dont la raideur est suffisamment importante devant celle du bois pour négliger sa déformation. L'objet 3 mesure la déformation de la traverse de la machine qui n'est pas négligeable. L'objet 1 permet d'avoir un plan de mesures nécessaire à l'étalonnage du logiciel.

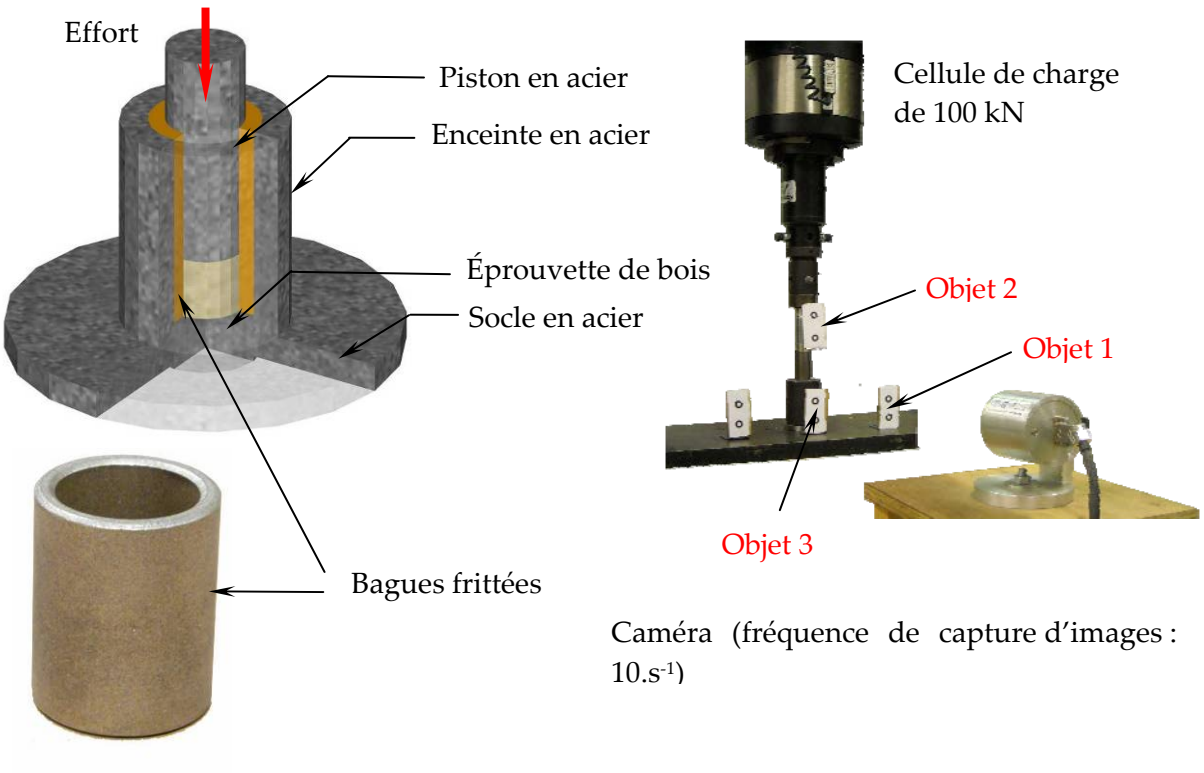


Figure 86 : Dispositif expérimental pour déterminer la loi de comportement du bois en compression longitudinale.

La figure 87 présente les résultats d'essais. L'évolution de la contrainte durant la phase de densification est plus oscillante que sur l'allure générale décrite précédemment. Ceci traduit que le front d'effondrement rencontre des zones plus résistantes dans la hauteur de l'éprouvette de manière aléatoire. La phase de sollicitation de la matière ligneuse en fin de plateau de densification apparaît évoluer plus rapidement que lorsque le bois est sollicité en compression transversale. A la différence de la compression transversale où la compression du bois final se produit lorsque le vide du bois initial est comblé, la densification du bois final se produit au fur et à mesure de la progression du front de densification. Dans cette première approche de modélisation des ancrages, ce phénomène qui mériterait des travaux plus approfondis et précis pour être parfaitement analysé restera ignoré.

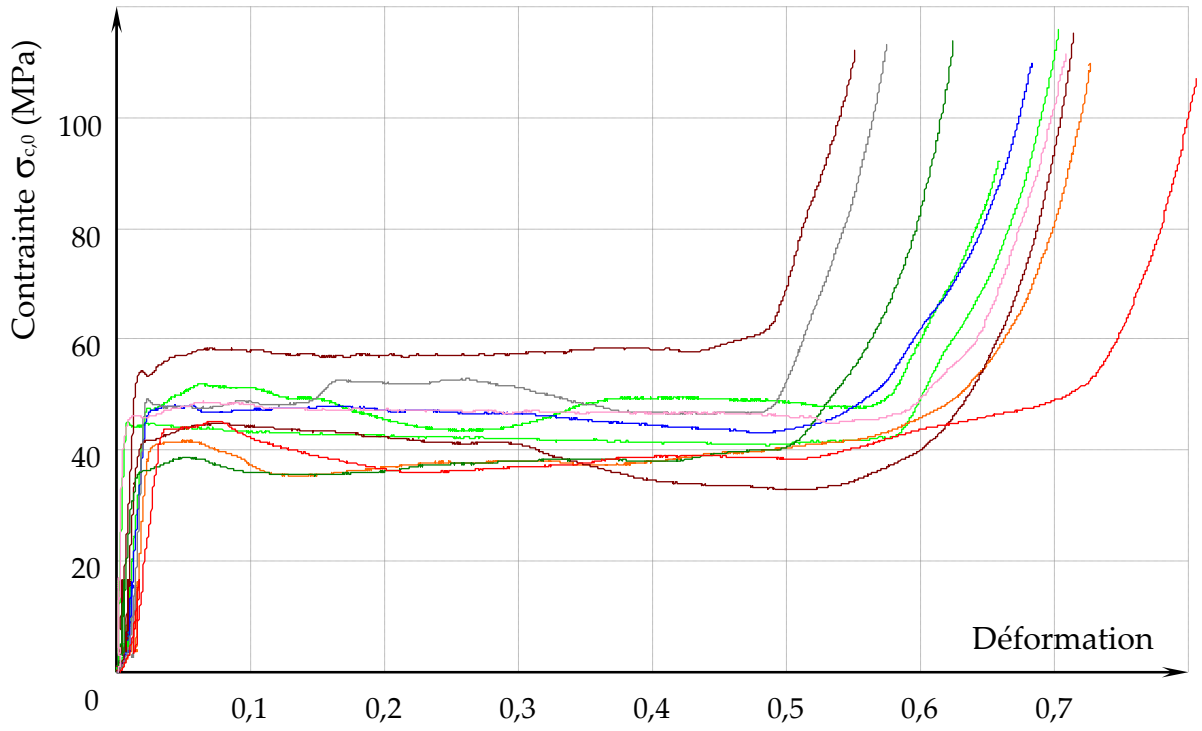


Figure 87 : Évolutions contraintes déformations du bois d'épicéa en compression longitudinale.

5.2. Modèle de loi et identification

En s'inspirant de la démarche de Toussaint [30] , la fonction mathématique suivante est proposée pour modéliser l'évolution de la contrainte σ (rapport de l'effort appliquée sur la surface transversale de l'éprouvette) à la déformation ε (rapport du déplacement du piston sur la hauteur de l'éprouvette).

$$\sigma = \frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\varepsilon + \exp(\alpha\varepsilon^\gamma + \beta) - \exp(\beta)$$

La première partie de l'équation qui est la fonction mathématique de Jaspart [12] modélise l'évolution jusqu'à 40% de déformation. L'identification de quatre paramètres est alors nécessaire pour caractériser un essai.

$$\sigma = \frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\varepsilon$$

K_1 définit le module d'élasticité du bois. K_3 définit le module dans la partie où le bois s'écrase, il peut être nommé module de densification. Géométriquement, K_2 est le décalage d'origine de la droite de la pente K_3 qui caractérise la phase de densification. La pente K_3 étant très faible, la valeur K_2 est assimilée dans ce qui suit à la résistance en compression du bois dans le sens longitudinal $f_{c,0}$. Le paramètre r caractérise la phase d'effondrement du matériau, c'est-à-dire le passage de la phase élastique à la phase de densification.

A cette première fonction est ajoutée une fonction d'allure exponentielle. La forme proposée par Toussaint [30] de cette deuxième fonction ne permettant pas de suivre la croissance de la contrainte dans la zone de densification plus rapide que dans le sens transversale, une autre fonction de la même forme est proposée.

$$\sigma = \exp(\alpha\varepsilon^{\gamma} + \beta) - \exp(\beta)$$

Cette fonction démarre à l'origine, elle suit tout d'abord une progression très lente jusqu'à la fin de la phase de densification puis croît de manière très importante. Les paramètres α, β et γ sont déterminés pour chaque essai.

Préalablement à l'identification de l'ensemble des différents paramètres présentés ci-dessus, la phase de mise en contact du montage avec l'éprouvette a été purgée des évolutions expérimentales. Un cycle charge décharge ayant été réalisée entre 10% et 40% de la charge estimée au seuil de résistance élastique, la déformation inélastique obtenue par la formule suivante a été retirée.

$$\varepsilon_s = \varepsilon_{04} - \frac{4}{3}(\varepsilon_{04} - \varepsilon_{01}) \text{ avec :}$$

ε_s = *Déformation inélastique,*

ε_{04} = *Déformation à 40 % de la contrainte limite élastique,*

ε_{01} = *Déformation à 10 % de la contrainte limite élastique,*

Le tableau 16 présente les paramètres obtenus pour chaque essai, la loi de comportement moyenne en compression représentative des dix essais prend la forme suivante :

$$\sigma = \frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\varepsilon}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\varepsilon + \exp\left(\alpha\varepsilon^\gamma + \beta\right) - \exp(\beta)$$

$$\sigma = \frac{6441{,}54\varepsilon}{\left\{1 + \left[139{,}1\varepsilon\right]^{32{,}9}\right\}^{0{,}03}} - 6{,}54\varepsilon + \exp\left(41{,}58\varepsilon^{5{,}75} + 0{,}75\right) - 2{,}12$$

Tableau 16 : Valeurs des paramètres de la loi de compression uniaxiale identifiée sur chaque essai d'épicéa.

	K_1	K_2	K_3	r	α	γ	β	ρ
Essai-1	7000	47	-2,45	40,84	120	10	2,8	494,19
Essai-2	6900	45	-10	53,11	22	2,7	-3,5	407,91
Essai-3	8000	45	-8	53,11	18	8,9	3,88	440,48
Essai-4	6700	48,9	-14	4	20	8	4	487,77
Essai-5	5000	44	-27	6,94	15,12	7,9	3,89	406,87
Essai-6	5300	49	-5	20,29	90	6,7	2,5	523,17
Essai-7	5500	55	3,19	15,70	80	4,5	-1	546,93
Essai-8	6150	36,2	4,8	82	22	2,7	-1,8	430,72
Essai-9	7800	46	-5	3	12	3	-1,8	455,66
Essai-10	6000	47	-2	50	16,7	3,1	-1,5	471,02
Moyenne	6435	46,3	-6,54	32,90	41,58	5,75	0,75	466,47
Écart-type	1022	4,73	9,15	26	39,4	2,85	2,9	4,7
COV	16%	10%	-140%	81%	95%	50%	390%	10%

6. IDENTIFICATION DU COMPORTEMENT DES POUTRES

6.1. Superposition des lois de compression longitudinale et transversale

En l'absence d'une campagne d'essais complète qui permettrait d'obtenir sous forme paramétrique l'évolution de la compression longitudinale en fonction de la masse volumique du bois jusqu'à la fin de la phase de densification, il est nécessaire de poser une hypothèse majeure permettant de déduire la loi de comportement des poutres à partir du comportement transversal du bois. Il est en effet supposé qu'en compression longitudinale, la contrainte au seuil de déformation ε_d est la même que la contrainte au seuil élastique dénommée $f_{c,0}$ et que la densification se produit sans variation de contrainte importante. En retenant la caractérisation du seuil de déformation plastique établie par Toussaint[30] , il est supposé que le bois termine sa phase de densification au même seuil de densification quelque soit le sens de sollicitation en compression. Avec cette hypothèse, la loi de comportement des poutres est tracée sur la figure 88.

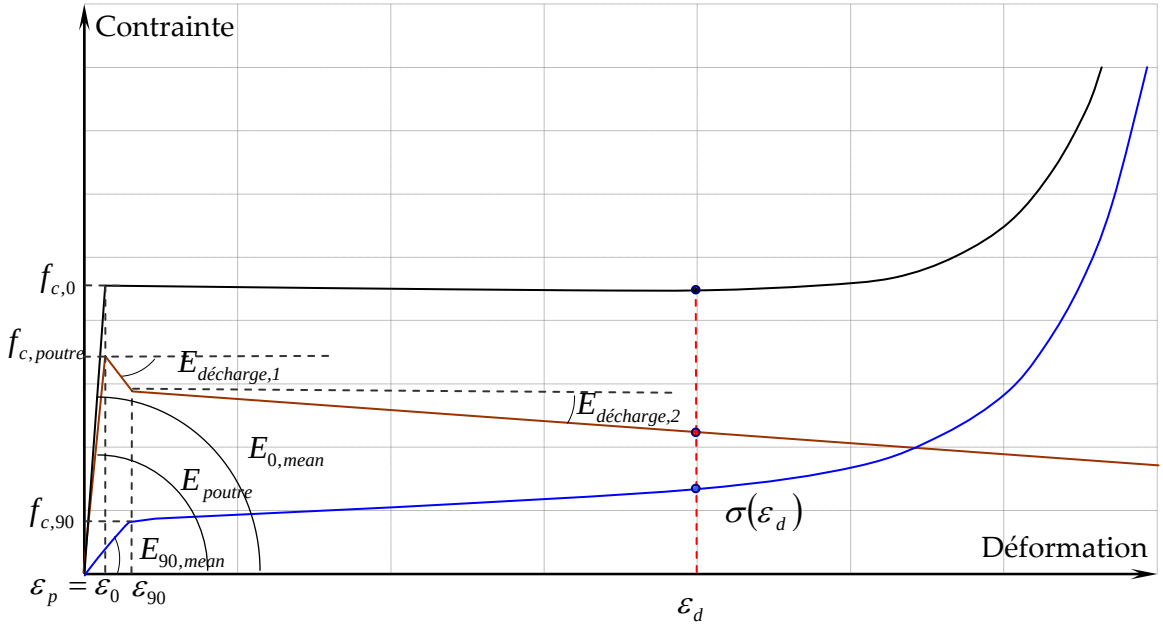


Figure 88 : Définition de la loi de comportement des poutres du modèle structural du bois.

En ayant posé comme hypothèse que l'aire de la section des poutres représentait la même aire que le volume de bois modélisé, la résistance en compression des poutres $f_{c,poutre}$ se trouve être égale à la résistance du bois en compression moins la résistance du bois en compression transversale au même seuil de déformation.

$$f_{c,poutre}(\rho) = f_{c,0}(\rho) - \frac{f_{c,0}(\rho)}{E_{0,mean}(\rho)} E_{90,mean}(\rho)$$

Le seuil de déformation élastique étant fixé, le module d'élasticité peut facilement être déduit comme il suit :

$$E_{poutre}(\rho) = \frac{f_{c,poutre}(\rho)}{\frac{f_{c,0}(\rho)}{E_{0,mean}(\rho)}}$$

Le bois étant plus souple dans le sens transversal que longitudinal, il est impératif que, passé le seuil de résistance élastique, le comportement des poutres devient adoucissant afin que la densification se produise à contrainte constante. Ce module d'adoucissement se déduit alors naturellement comme il suit :

$$E_{décharge,1}(\rho) = \frac{f_{c,0}(\rho) - f_{c,90}(\rho) - f_{c,poutre}(\rho)}{\frac{f_{c,90}(\rho)}{E_{90,mean}(\rho)} - \frac{f_{c,poutre}(\rho)}{E_{poutre}(\rho)}} = -E_{90,mean}$$

Cet adoucissement se poursuit alors jusqu'à l'atteinte du seuil de résistance élastique du bois en compression transversale. La densification du bois dans le sens

longitudinale étant supposée se produire à contrainte constante, une seconde phase adoucissante peut alors être définie pour atteindre le point de fonctionnement indiquée par l'hypothèse du seuil de densification. Le module suivant peut alors être déduit de la composition des lois :

$$E_{décharge,2}(\rho) = \frac{f_{c,0}(\rho) - f_{c,poutre}(\rho) - E_{décharge,1}(\rho)\cdot\left(\frac{f_{c,90}(\rho)}{E_{90,mean}(\rho)} - \frac{f_{poutre}(\rho)}{E_{poutre}(\rho)}\right) - \sigma(\varepsilon_d(\rho))}{\varepsilon_d(\rho) - \frac{f_{c,90}(\rho)}{E_{90,mean}(\rho)}}$$

Le comportement en compression des poutres apparait alors comme globalement adoucissant avec un comportement particulier une fois passé le seuil de résistance élastique. Il est intéressant de remarquer sur la figure 87 qui présente les essais en compression réalisés, qu'une légère chute de la résistance apparaît brutalement immédiatement après avoir atteint la limite élastique. La différence de modules d'élasticité qui existe entre le bois final et le bois initial dans un bois résineux comme l'épicéa confère un effet composite au bois. Le bois final par différence de rigidité absorbe plus de contraintes, lors de son effondrement, une partie de la pression est alors reprise par la mousse : suivant sa rigidité, celle-ci nécessite un déplacement plus ou moins important avant d'équilibrer la pression ce qui laisse apparaître ce comportement post pic de résistance. En intégrant une géométrie particulière du maillage retranscrivant des particularités de l'anatomie du bois tels que la présence de rayons ligneux, la longueur des trachéides ainsi qu'une distribution spatiale de la résistance basée sur une distribution statistique, il serait possible d'affiner la loi de comportement des poutres. Elles traduisent en fait le comportement du bois final dans le modèle structural. Ceci est pour l'objectif de ce travail cependant hors sujet.

Afin de produire la loi de comportement des poutres pour différentes masses volumiques, les paramètres des valeurs remarquables $f_{c,poutre}(\rho)$, $E_{poutre}(\rho)$, $E_{décharge,1}(\rho)$ et $E_{décharge,2}(\rho)$ de la loi de comportement des poutres sont tirés de la bibliographie :

Modules d'élasticité du bois en structure :

$E_{0,mean}(\rho) = 43{,}722\rho - 7904{,}33$ EN 338 [49]

$E_{90,mean}(\rho) = 1{,}4484\rho - 259{,}81$ EN 338 [49]

Résistance moyenne du bois sans défaut :

$f_{c,0}(\rho) = 0{,}34\sigma_{ys}\left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)$ Avec $\rho_s = 1500\ kg.m^{-3}$ et $\sigma_{ys} = 350\ \frac{MN}{m^2}$ Gibson & Ashby [50]

$f_{c,0}(\rho) = 93{,}7\cdot\rho^{0,97}$ Wood handbook [51]

$f_{c,0}(\rho) = 101 \cdot \rho^{1,035}$ Dinwoodie [52]

$f_{c,90}(\rho) = K_2(\rho) = 0{,}0325\rho - 6{,}5941$ Toussaint [30]

$$\sigma(\varepsilon_d) = \frac{(K_1 - K_3)\varepsilon_d}{\left\{1 + \left[\frac{(K_1 - K_3)\varepsilon_d}{K_2}\right]^r\right\}^{\frac{1}{r}}} + K_3\varepsilon_d + \exp\left(\alpha\varepsilon_d{}^{\gamma\varepsilon_d}\right) - 1$$ Toussaint [30]

Avec

$\varepsilon_d(\rho) = -9\times10^{-4}\rho + 0{,}7818$

$K_1 = 453\ MPa$ *ou* $E_{90}(\rho)\ MPa$

(Cette dernière expression sera préférée car elle permet de tenir compte de l'évolution de la masse volumique contrairement aux observations de Toussaint)

$K_2(\rho) = 0{,}0325\rho - 6{,}5941\ MPa$, $K_3(\rho) = 0{,}03745\rho - 8{,}2875\ MPa$

$\alpha = 12{,}25$, $\gamma = 8{,}1169$, $r = 7{,}42$

En considérant la masse volumique moyenne de 466 kg/m³ des essais de compression longitudinale indiquée dans le tableau 16, les différents paramètres permettant d'établir la loi sont évalués :

$E_{0,mean}(\rho) = 43{,}722\times466 - 7904{,}33 = 12470\ MPa$ EN 338

$E_{90,mean}(\rho) = 1{,}4484\times466 - 259{,}81 = 415\ MPa$ EN 338 [49]

$\varepsilon_d(\rho) = -9\times10^{-4}\times466 + 0{,}7818 = 0{,}36$ Toussaint [30]

$f_{c,0}(\rho) = 0{,}34\times350\left(\frac{466}{1500}\right) = 36{,}96\ MPa$ Gibson & Ashby [50]

$f_{c,0}(\rho) = 93{,}7\times0{,}466^{0{,}97} = 44{,}67\ MPa$ Wood handbook [51]

$f_{c,0}(\rho) = 101\times0{,}466^{1{,}035} = 45{,}82\ MPa$ Dinwoodie [52]

La résistance moyenne des essais de compression longitudinale avec une masse volumique moyenne de 466 kg/m³ s'est élevée à 46,3 MPa. Ceci donne un écart de 20% avec l'estimation de Gibson & Ashby, 3,5% avec celle du Wood HandBook et 1% avec celle de Dinwoodie : en l'absence d'essais supplémentaires, cette dernière estimation sera retenue pour établir les lois de comportements nécessaires dans la suite de ce travail.

$f_{c,90}(\rho) = K_2(\rho) = 0{,}0325\times466 - 6{,}5941 = 8{,}55\ MPa$

$f_{c,poutre}(\rho) = 45{,}82 - \frac{45{,}82}{12470}\times415 = 44{,}3\ MPa$

$$E_{poutre}(\rho)=\frac{44,3}{\frac{45,82}{12470}}=12056\ MPa \quad E_{décharge,1}(\rho)=-415\ MPa$$

Avec :

$K_1=E_{90,mean}=415\ MPa$

$K_2(466)=0,0325\times 466-6,5941=8,55\ MPa$

$K_3(466)=0,03745\times 466-8,2875=9,16\ MPa$

$\alpha=12,25$, $\gamma=8,1169$, $r=7,42$

$$\sigma(\varepsilon_d=0,36)=\frac{(415-9,16)\times 0,36}{\left\{1+\left[\frac{(415-9,16)\varepsilon}{8,55}\right]^{7,42}\right\}^{\frac{1}{7,42}}}+9,16\times 0,36+\exp\left(12,25\varepsilon^{8,11\times 0,36}\right)-1$$

$\sigma(\varepsilon_d=0,36)=12,70\ MPa$

$$E_{décharge,2}(\rho)=\frac{45,82-44,3+415\cdot\left(\frac{8,55}{415}-\frac{44,3}{12056}\right)-12,70}{0,36-\frac{8,55}{415}}=-12,30\ MPa$$

Le tableau 17 présente alors les valeurs essentielles à retenir pour décrire un bois d'épicéa avec le modèle structural.

Tableau 17 : Valeurs remarquables du modèle structural d'un bois d'épicéa de masse volumique 466 kg/m³

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
Kg/m³	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
466	45,82	8,55	44,3	12470	415	12054	-415	-12,3

6.2. Réponse du modèle sous contraintes normales

Pour compléter l'identification du modèle structural, il est nécessaire de préciser certains paramètres de comportement du modèle Crushable Foam tel qu'un coefficient de Poisson υ et de deux paramètres k et k_t. Dans la modélisation élastique homogène du bois, il est nécessaire de définir trois coefficients de Poisson, deux sont généralement très faibles (υ_{RL} et υ_{TL}) et un, légèrement plus élevé (υ_{RT}). Ne souhaitant pas intégrer un quelconque effet de ce type à ce stade de la modélisation dans le schéma représentatif élémentaire, la valeur retenue est très faible. Toussaint [30] avait retenu dans ses applications une valeur également très faible sans en observer l'effet. Le paramètre k est égal au rapport de la résistance en compression uniaxiale de la mousse sur la résistance en compression hydrostatique de celle-ci. La

difficulté de réalisation d'essai de compression hydrostatique sur le bois conduit à retenir raisonnablement une valeur de 1 pour ce paramètre. Avec la loi de comportement en compression transversale uniaxiale du bois d'épicéa introduite dans le modèle, il est constaté que ce paramètre affecte de manière très peu sensible les résultats. Enfin le paramètre k_t permet de fixer la résistance en traction uniaxiale de la mousse. En fixant une valeur de 0,5, une résistance en traction transversale de 5,34 MPa est obtenue, ce qui semble raisonnable pour du bois résineux sans défaut.

La figure 89 et la figure 90 présentent les lois de comportement obtenues sur la modélisation d'un cube sollicité uniquement en contrainte uniaxiale par un déplacement imposé à la face concernée. Pour la compression dans le sens du fil, la loi paramétrique ainsi que la loi moyenne des essais réalisés sont également présentées afin d'apprécier la différence. Uniquement après la phase de densification, les comportements divergent. La rigidification dans la phase de sollicitation de la matière ligneuse est plus marquée sur les essais réalisés. Dans le sens transversal, la loi paramétrique de Toussaint [30] est tracée, une légère divergence apparaît dans la phase de sollicitations de la matière ligneuse.

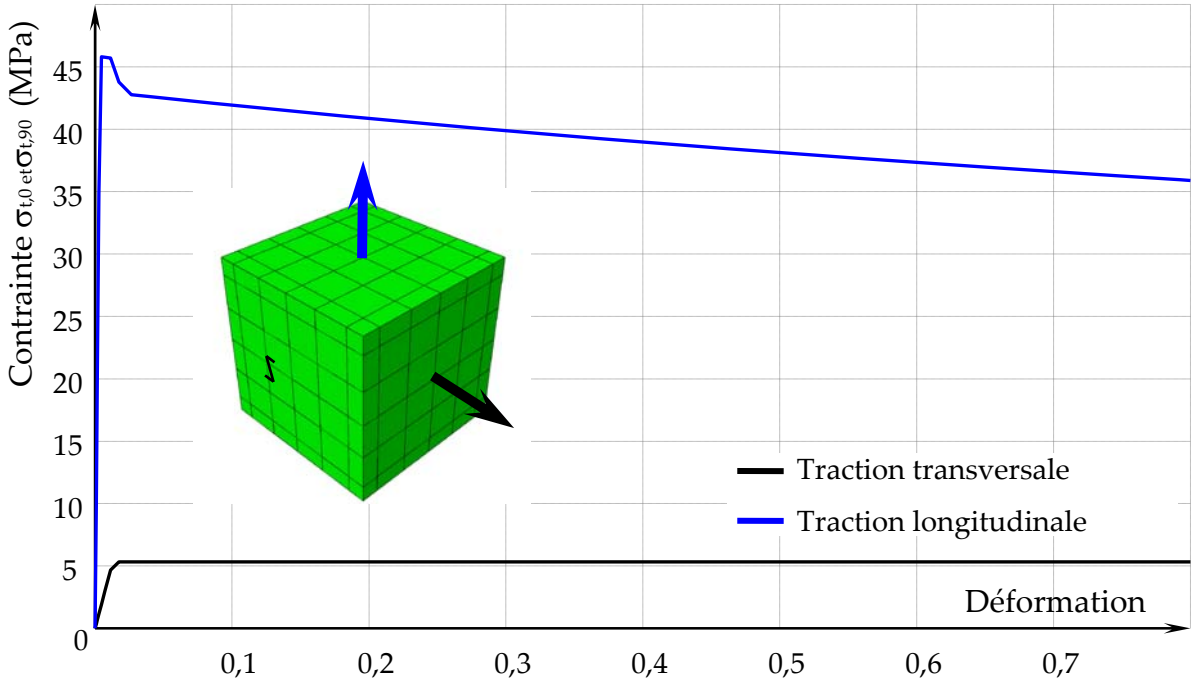


Figure 89 : Loi de comportement du bois en traction longitudinale et transversale obtenue par Abaqus.

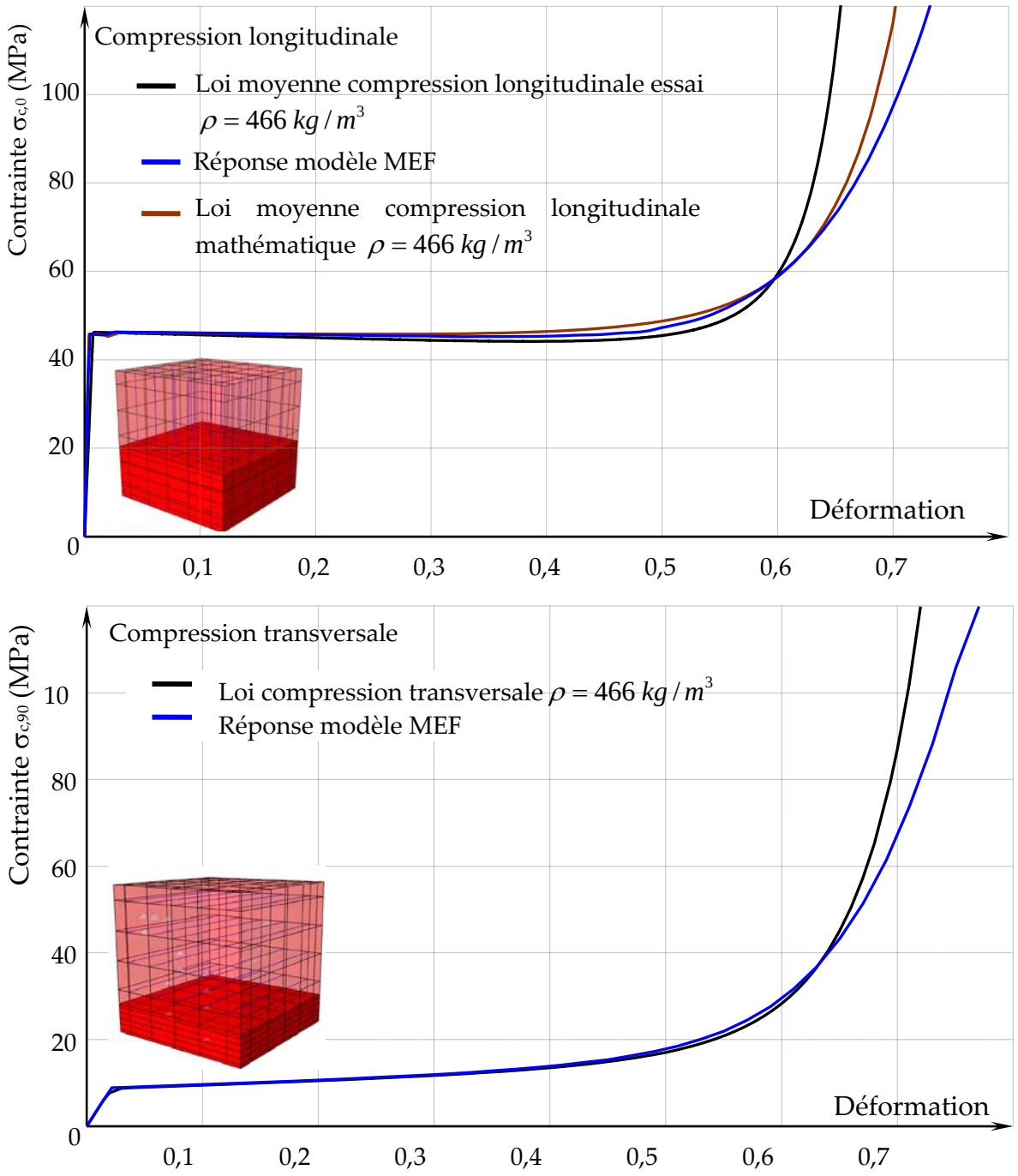


Figure 90 : Évolutions des lois de comportement moyennes expérimentales en compression longitudinale et par la fonction de Toussaint[30] en compression transversale comparées aux réponses de la modélisation.

7. ETUDE DE L'INTERACTION COMPRESSION TRANSVERSALE ET CISAILLEMENT

Avec l'approche de modélisation structurale retenue pour décrire le comportement du matériau bois, très peu d'interactions entre les contraintes sont prises en compte pour approcher la phase de comportement non-linéaire. Dans le paragraphe précédent, il est considéré que l'état de compression transversale n'affecte pas la compression longitudinale et réciproquement, même si par la superposition des maillages, lorsque le bois sera comprimé longitudinalement la mousse participera à la reprise d'effort. Dans l'absolue, cette hypothèse est forte, mais l'ensemble des travaux conduits ci après montreront qu'elle est raisonnable au regard de la modélisation visée et de ses limites. Dans la modélisation structurale du bois, la mousse stabilise les poutres et empêche leurs mouvements relatifs par compression (transversale au sens du bois) et cisaillement. L'interaction des contraintes de compression transversale sur le cisaillement est donc très importante à cerner lorsque de la densification peut apparaître en plus. Cette interaction est gérée par la loi de comportement de la mousse « Crushable foam » implémentée dans Abaqus. Il ne s'agit pas dans cette première approche de modélisation d'assemblages de modifier ce modèle mais d'observer si ce comportement est proche de celui d'un bois résineux principalement utilisé avec les ancrages Cullen.

Dans la bibliographie, il n'existe pas de protocole d'essais reconnu permettant de tester l'interaction de la compression transversale sur le cisaillement dans le domaine élastique tout d'abord et a fortiori lorsque le bois entre en phase de densification.

Lorsque le bois se cisaille en application de structures, ceci se produit la majeure partie du temps parallèlement aux fibres. En effet, pour les résineux, c'est la cohésion entre les trachéides ou les trachéides elles-mêmes qui se cisaillent longitudinalement. La rupture de fibres (empilement de trachéides) n'est généralement qu'une conséquence des précédentes ruptures. C'est donc l'effet de la compression transversale sur le cisaillement de cette matière poreuse ou de ces interfaces qu'il faut étudier. Le fait que le bois soit fortement densifiable en compression transversale lorsque sa limite d'élasticité est atteinte, sans une augmentation significative de la contrainte, ajoute une difficulté à l'étude expérimentale du phénomène.

Dans cette partie, un montage expérimental est mis au point pour permettre de tester, à différents taux de densification, du bois d'épicéa en cisaillement. Les résultats de l'essai sont comparés à ceux obtenus par la modélisation aux éléments finis qui en est fait. Le montage ne permettant pas de maîtriser la contrainte de compression à des seuils faibles, des résultats récents issus de la bibliographie sont utilisés pour compléter l'étude.

7.1. Montage de compression cisaillement

Le principe de base de l'essai consiste à cisailler sur deux plans une éprouvette parallélépipédique de 30 x 30 x 75, 80 ou 90 mm. Cette éprouvette est immobilisée à chacune de ses extrémités par un mors vissé sur une platine support ce qui permet de centrer et d'immobiliser l'ensemble sur une machine d'essais universelle INSTRON® 100 kN (figure 91). La partie centrale de l'éprouvette est également prise dans un mors. Celui–ci est mobile afin de produire le cisaillement des deux plans. Chaque mors est composé de deux parties dans lesquelles des vés ont été usinés. Ces vés permettent, par un ajustage précis ainsi qu'un usinage soigné des éprouvettes, de bloquer parfaitement l'éprouvette avant essais afin de supprimer les jeux. Une attention particulière a été portée à l'usinage des échantillons afin que le fil du bois des éprouvettes se trouve parallèle à la direction de chargement. L'effort de cisaillement étant transmis ou reçu par compression au niveau des faces des vés, il est apparu important de limiter les déformations du bois au niveau des faces de contact. A chaque extrémité de l'éprouvette, dans les mors fixes, des pistons de sections carrés ont été disposés. Chacun de ces pistons a été usinés pour recevoir une bille sur laquelle une vis à pas fin appuie. Les vis permettent d'imposer un déplacement aux pistons ce qui conduit à la densification désirée par un nombre de tours définis. C'est donc après avoir placé l'éprouvette dans les mors et imposé un taux de densification que l'essai de cisaillement à proprement parlé peut démarrer. Le chargement est alors produit par un déplacement de la traverse de la machine au mors mobile à une vitesse de 1 mm/min. L'effort développé est mesuré par une cellule de charges de 30kN précision +- 0,005kN.

Pour s'assurer lors des essais que la densification soit la plus uniforme possible le long de l'éprouvette et surtout bien répartie symétriquement autour du mors central, un bloc de bois dur (frêne) a été collé dans la partie central de l'éprouvette. Suivant le taux de densification désiré, une largeur de :

- 15 mm a été produite pour les taux de densification de 0%, 25% et 40%,
- 20 mm a été produite pour les taux de densification 55% et 60%,
- 25 mm a été produite pour les taux de densification 65% et 70%.

Ainsi, après densification, la largeur de bois en contact avec les mors pour transférer l'effort de cisaillement est quasiment la même sur le mors fixe et le mors mobile. La mise au point de l'éprouvette recollée a nécessité un nombre conséquent de tests et d'essais avec une préparation longue en termes d'usinage. Bien que le protocole final soit au point, le nombre d'essais présentés est cependant très réduit. Les données des essais ainsi que les résultats sont discutés au paragraphe 7.4 avec les résultats de la modélisation présentée ci-après.

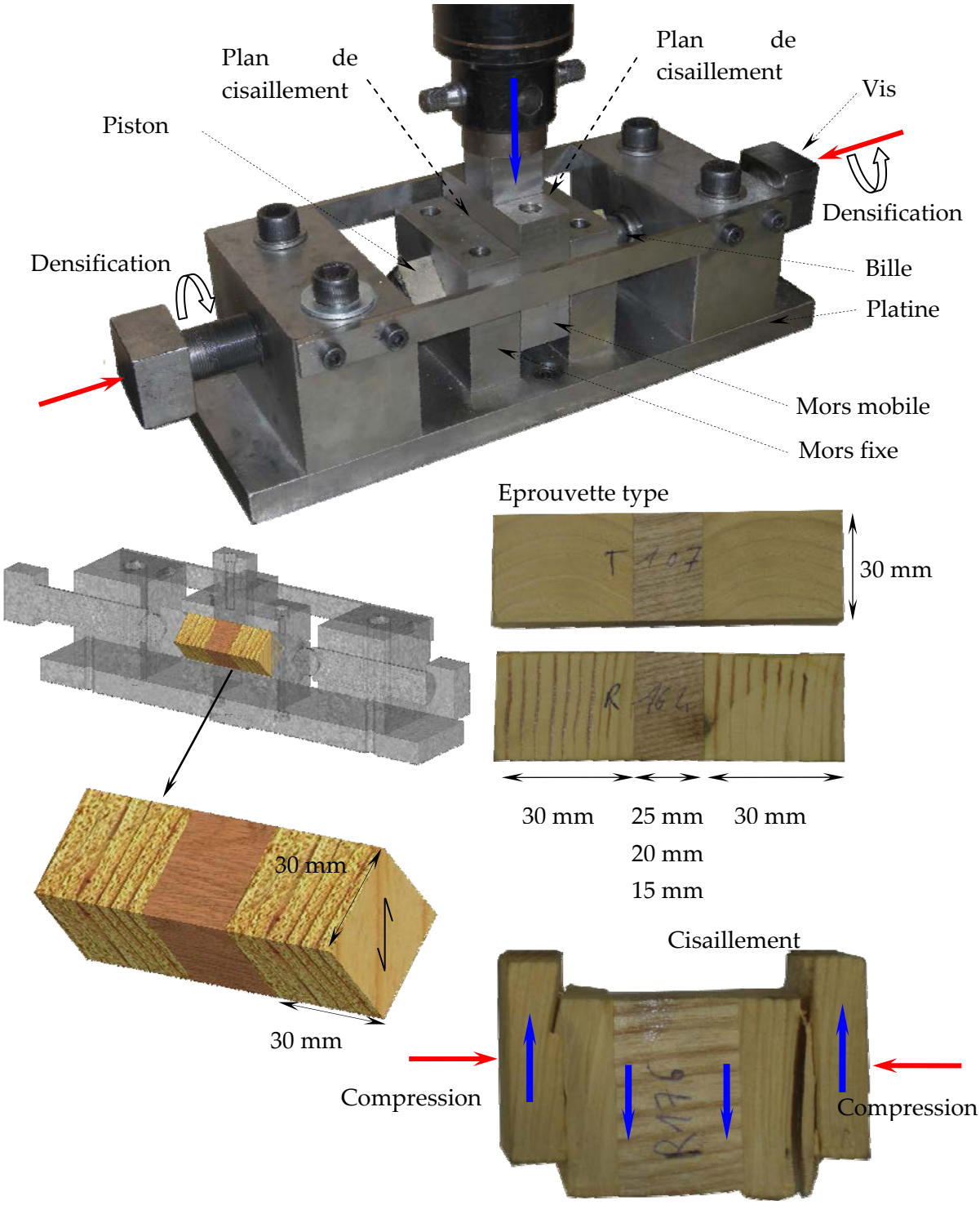


Figure 91 : Dispositif permettant de cisailler des éprouvettes d'épicéa après les avoir densifiées en imposant un déplacement.

7.2. Modélisation du montage de compression cisaillement

Pour réaliser la modélisation de l'essai de compression cisaillement, il a tout d'abord été tenu compte de la symétrie du montage (figure 92). Ainsi seule une petite partie du montage est réellement maillée avec des conditions aux limites adaptées. La moitié du mors mobile ainsi qu'un mors fixe complet sont réalisés. Ces mors étant en acier, ils sont considérés comme indéformables au niveau de la modélisation avec Abaqus. L'éprouvette de bois est modélisée en deux parties. La partie en bois dur est considérée comme élastique, elle est modélisée comme un matériau orthotrope élastique à l'aide d'éléments volumiques tétraédriques (C3D20R dans la bibliothèque d'Abaqus) et parallélépipédiques (C3D10). La largeur de cette zone est adaptée suivant le taux de densification modélisé. Le tableau 18 indique les propriétés mécaniques retenues pour le bois de frêne. Les propriétés mécaniques sont introduites afin que le sens du fil soit parallèle à l'axe de l'éprouvette. La partie de bois comprimée et cisaillée est modélisée en mettant en œuvre un maillage structural. Le sens du fil du bois est produit en superposant au maillage composé d'éléments tétraédriques (C3D20R) et parallélépipédiques (C3D10) ayant un comportement de mousse, les poutres élasto-plastiques (B32). Celles-ci sont de longueurs différentes afin d'épouser les formes de l'éprouvette, elles ont cependant toutes la même section. Le tableau 19 indique les propriétés mécaniques retenues pour renseigner les modèles structuraux.

Tableau 18 : Valeurs des paramètres mécaniques retenues pour le comportement élastique orthotrope du bois pour une masse volumique de 800 kg/m³.[53]

E_L	E_R	E_T	G_{LR}	G_{TL}	G_{RT}	ν_{LR}	ν_{LT}	ν_{RT}
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa			
16300	1835	1835	1300	1300	520	0,02	0,02	0,3

Tableau 19 : Valeurs mécaniques retenues pour le modèle bois structural avec une masse volumique de (383,420,428 et 433) kg/m³.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
383	37,41	5,85	36,16	8841	295	8546	-295	-8,54
420	41	7	40	10459	349	10110	-349	-10
428	41.96	7,32	40,56	10809	360	10449	-360	-10,46
433	42,5	7,5	41	11027	367	10660	-367	-10,7

Afin de permettre la résolution du système, les déplacements ux, uy et uz des nœuds des faces supérieures et inférieures du mors fixe sont bloqués (figure 93). Les déplacements ux et uz des nœuds des faces supérieures et inférieures du mors mobile sont bloqués afin de permettre uniquement un déplacement suivant la direction uy. Ce déplacement, qui permet le chargement, est introduit par un

déplacement imposé *uy* aux nœuds des faces supérieures et inférieures du mors mobile.

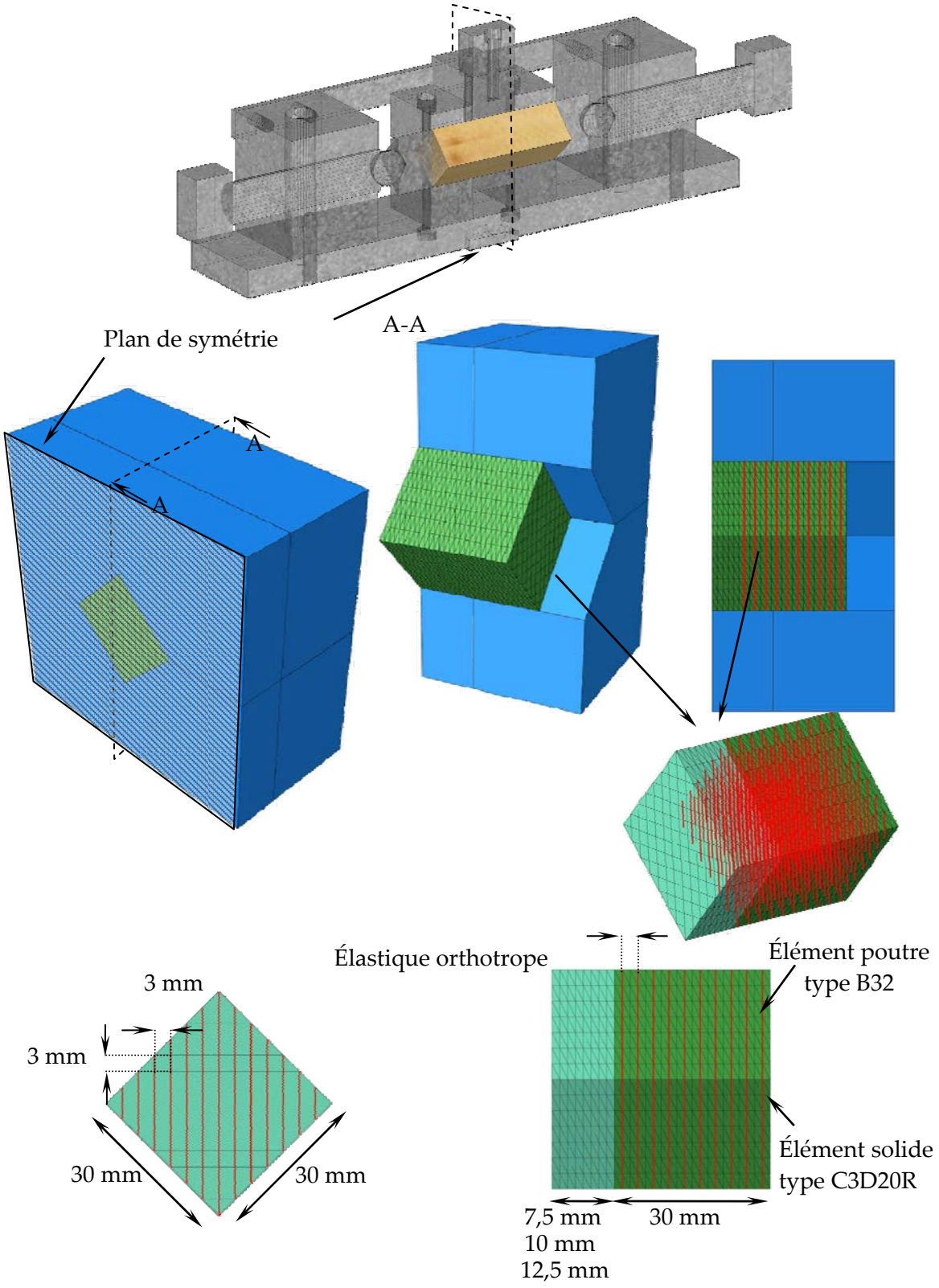


Figure 92 : Modélisation éléments finis de l'essai de compression cisaillement : détail du maillage de l'éprouvette bois.

Pour reproduire le comportement symétrique du chargement sur la pièce de bois, le déplacement *uz* des nœuds de la face de l'éprouvette de bois située dans le plan de symétrie est bloqué (figure 93). Un ensemble de quatre conditions de contact surface à surface sont enfin introduites afin de gérer le transfert des charges des mors sur l'éprouvette. Un coefficient de frottement $\mu = 0{,}33$ a été retenu pour qualifier l'interface métal usinée / bois de bout.

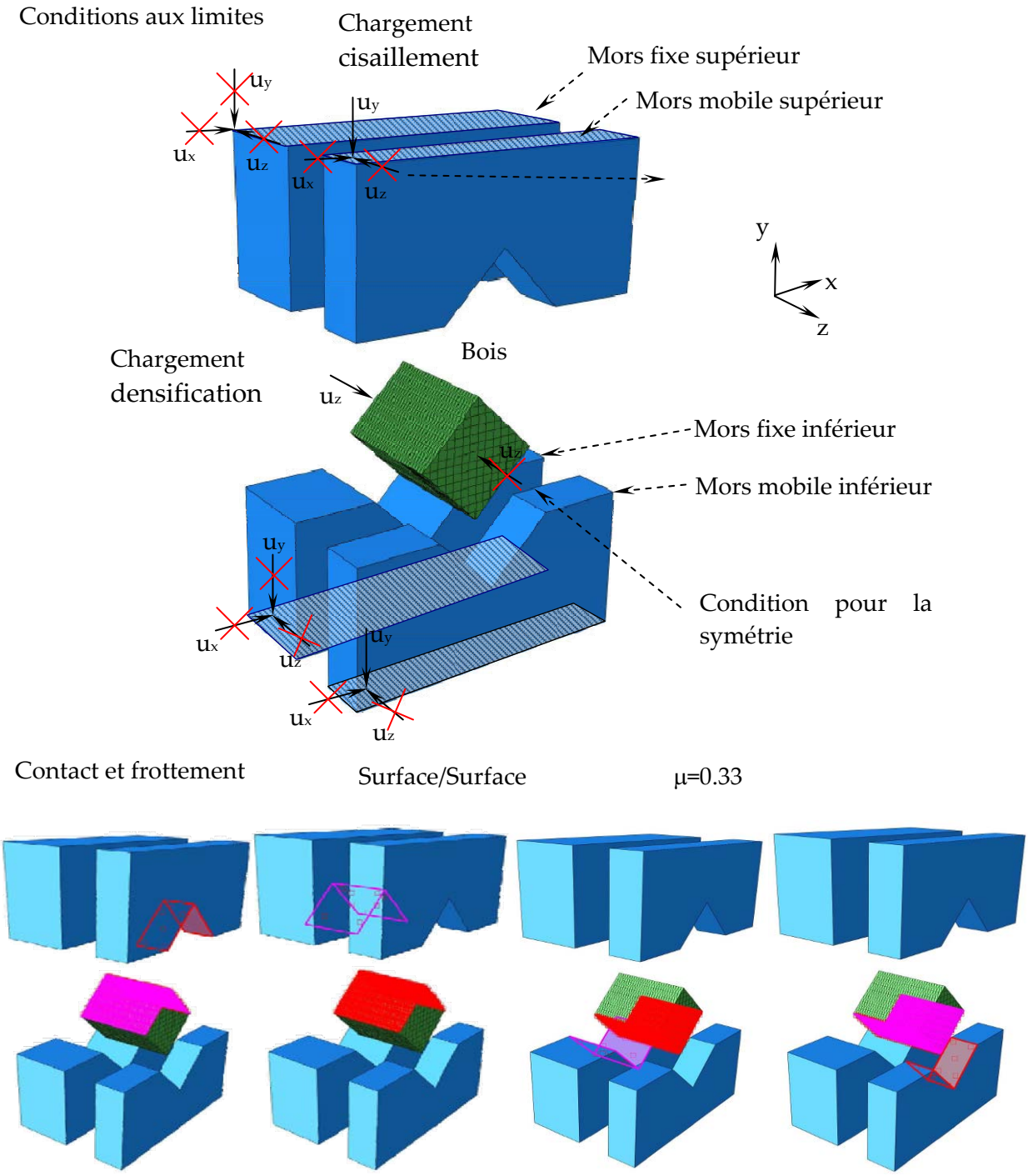


Figure 93 : Conditions aux limites appliquées au modèle éléments finis de l'essai de compression cisaillement.

Enfin sur la face opposée de l'éprouvette à celle bloquée dans le plan de symétrie, un déplacement suivant la direction *uz* est imposé afin de produire une compression suivant le taux de densification souhaité.

Le chargement de l'éprouvette est donc introduit de manière séquentielle. Tout d'abord la densification est réalisée, quand le déplacement imposé à l'éprouvette est résolu, le déplacement imposé aux nœuds du mors mobile est alors calculé. La résolution s'arrête lorsque le système ne converge plus, c'est-à-dire que sans augmentation de l'effort, le déplacement devient quasi infini pour les faibles taux de densification. Pour les forts taux de densification, c'est le maillage de la mousse qui devient incohérent et qui stoppe la résolution.

7.3. Comportement en cisaillement sans densification

Le nombre d'essais réalisés avec le montage à de faibles taux de densification étant trop faible pour être retenue comme significatif en première approche, il a été choisi de comparer en premier lieu les résultats issus de la modélisation aux résultats d'essais de l'étude expérimentale de Krüger [54] . Dans son étude sur le renforcement du cisaillement aux appuis de poutres en bois massif par des vis, Krüger a étudié l'effet de la compression transversale sur la résistance au cisaillement parallèle aux fibres. Le montage utilisé était différent mais permettait de mesurer la contrainte de compression transversale appliquée sur l'éprouvette. Ce montage consistait à réaliser un essai de cisaillement en mettant en traction de façon opposée deux plats métalliques collés sur l'éprouvette de bois. La figure 94 montre que la résistance au cisaillement est très rapidement affectée lorsqu'une contrainte de traction perpendiculaire au fil est appliquée.

A l'aide du modèle, les différents points de la courbe ont été recalculés : un déplacement a été imposé à l'éprouvette pour obtenir une contrainte de traction ou de compression avant de cisailler cette dernière. La figure 95 présente l'évolution de l'effort appliqué sur les plans de cisaillement du modèle en fonction du glissement. Il peut être remarqué que le comportement en cisaillement produit par la mousse est non linéaire et possède un caractère ductile vis-à-vis du cisaillement. La résistance en cisaillement ultime est alors calculée comme le rapport entre l'effort maximum atteint et la surface cisaillée de l'éprouvette, puis comparé avec les essais expérimentaux (tableau 20 et figure 94).

Le modèle est peu influencé par la contrainte transversale. En effet, lorsque le modèle structural est soumis à de la compression transversale, la résistance en cisaillement augmente moins que ce qui est observé expérimentalement (figure 94). De même, lorsque le modèle est soumis à de la traction transversale, sa résistance en cisaillement diminue moins que les résultats expérimentaux. Par exemple, l'application d'une pression de 4,5 MPa se traduit par une augmentation de seulement 7% de la résistance ultime en cisaillement (tableau 20), contre une augmentation de 30% pour les échantillons testés.

Le fait que le comportement en cisaillement soit peu affecté par la contrainte transversale dans la modélisation affectera peu la réponse globale des ancrages. En revanche, l'influence au niveau local sera mis en évidence sur la modélisation d' essais d'enfoncement présentés dans la - partie 5 - 5.

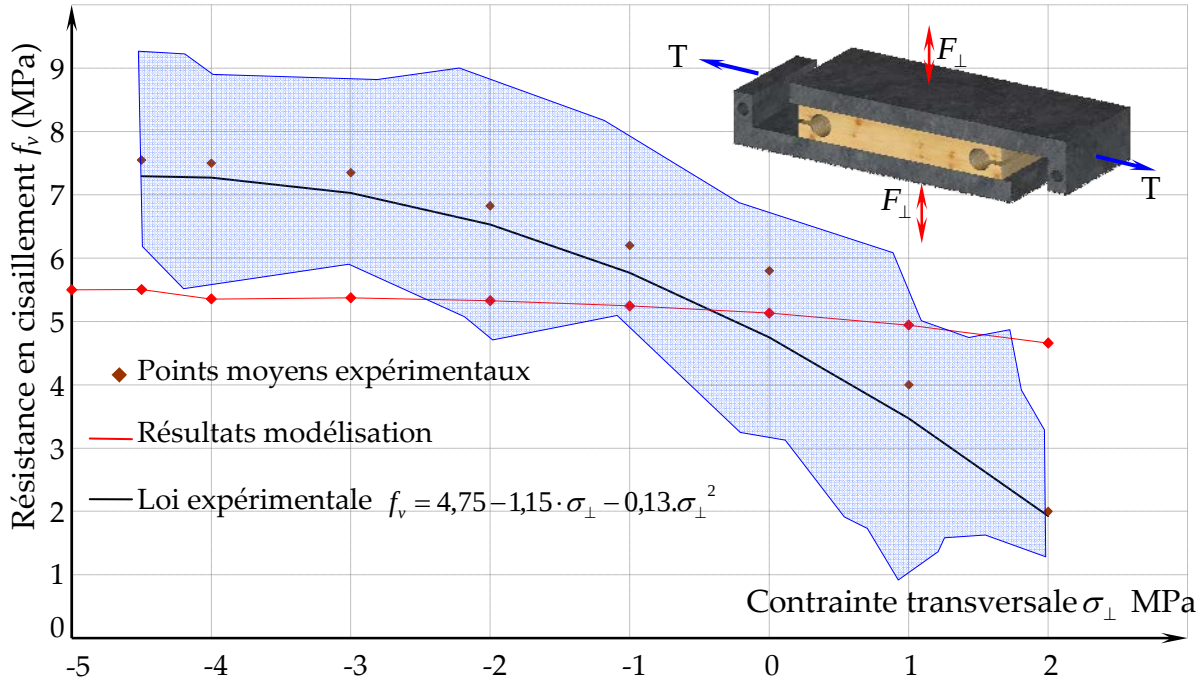


Figure 94 : Courbe d'interaction de la résistance en cisaillement sous l'effet de la contrainte transversale (épicéa $\rho \approx 430\ kg/m^3$). Krüger [54] .

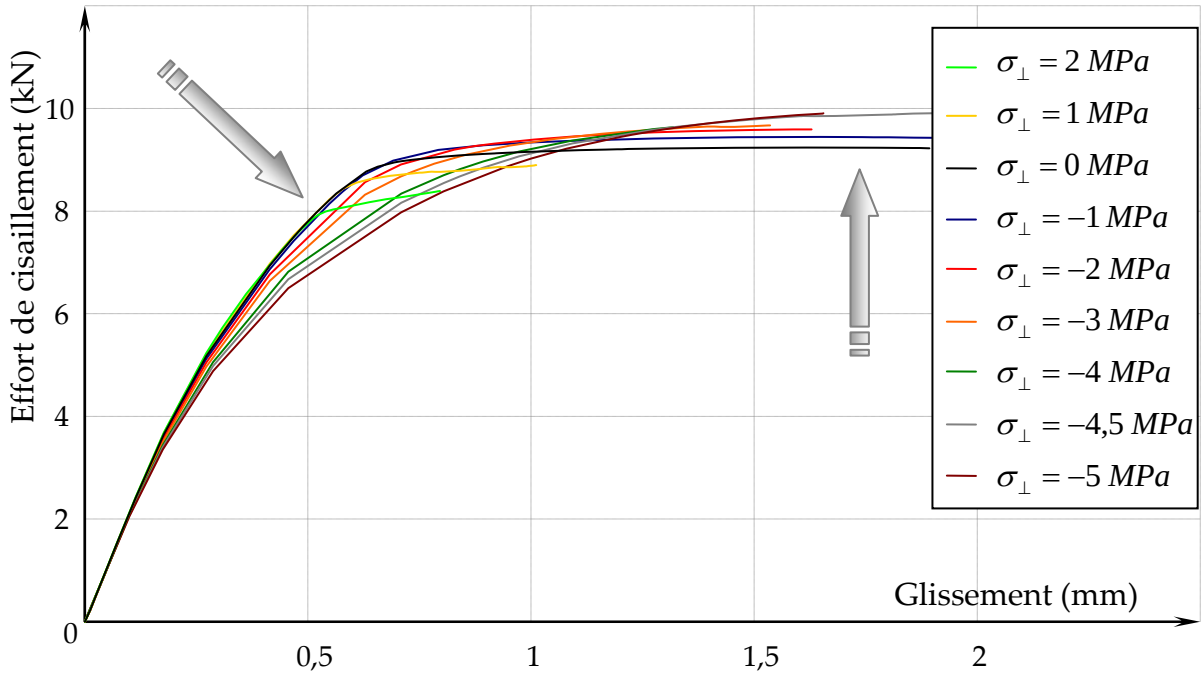


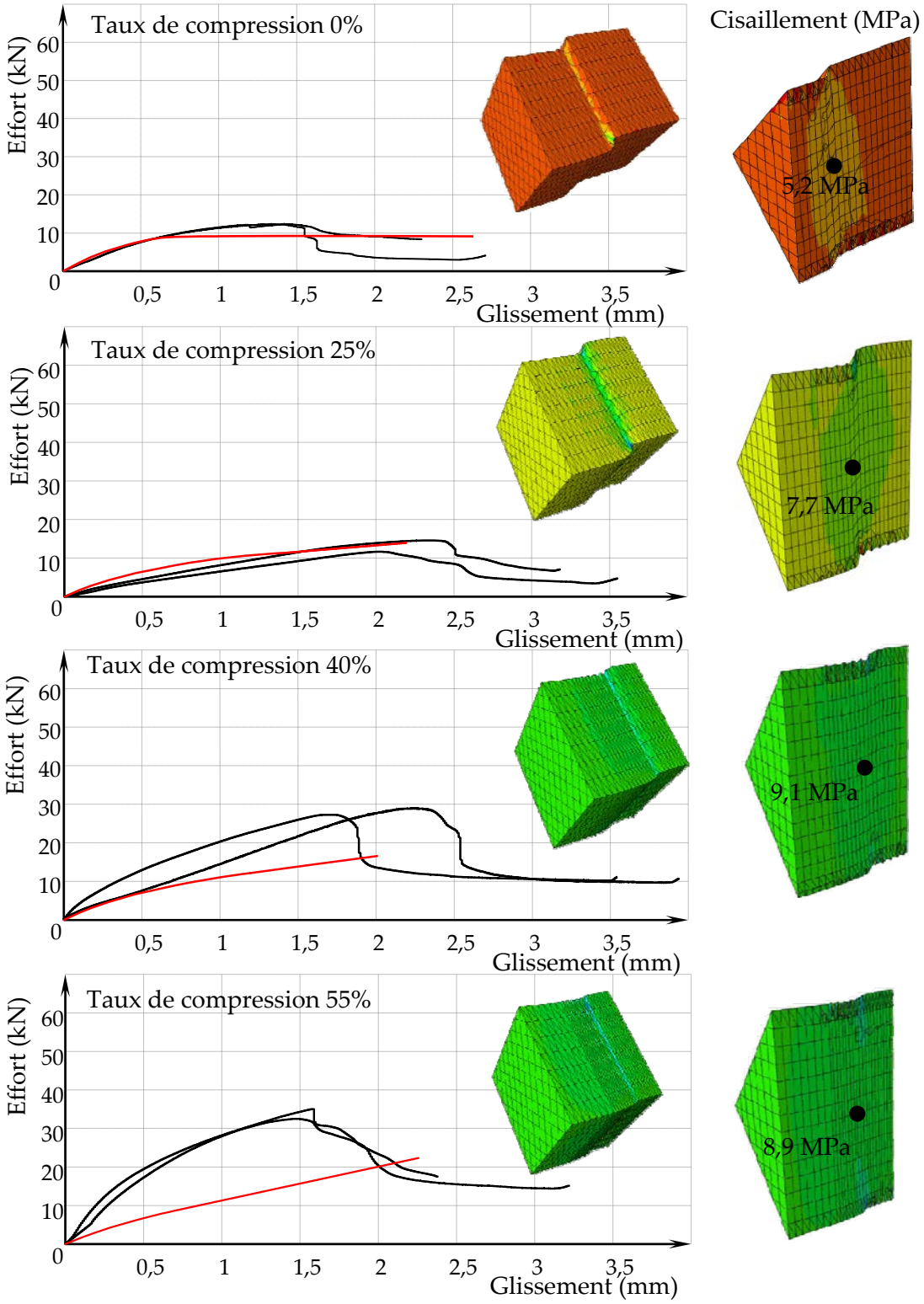
Figure 95 : Évolutions de l'effort de cisaillement en fonction du glissement obtenues par modélisation pour différents états de contraintes transversales.

Tableau 20 : Écarts d'estimation de la contrainte de cisaillement en fonction de la pression par le MEF avec l'expérimentation et la prévision par la loi d'interaction analytique

Contrainte radiale	τ_{loi}	$\tau_{moyen\,exp}$	τ_{MEF}	$\frac{\tau_{loi}-\tau_{MEF}}{\tau_{loi}}$	$\frac{\tau_{moyen\,exp}-\tau_{MEF}}{\tau_{moyenexp}}$
MPa	MPa	MPa	MPa	%	%
-5	7,25	-	5,5	24,1	-
-4,5	7,29	7,55	5,5	24,5	27
-4	7,27	7,5	5,35	26,3	29
-3	7,03	7,35	5,37	23,6	27
-2	6,53	6,82	5,33	18,4	22
-1	5,77	6,2	5,25	9,1	15
0	4,75	5,75	5,13	-8,1	11
1	3,47	4	4,94	-42,4	-24
2	1,93	2	4,66	-141,5	-133

7.4. Comportement en cisaillement avec densification

Les essais de densification- cisaillement conduits avec le dispositif expérimental sont présentés sur la figure 96. Les résultats expérimentaux sont issus du mémoire de Master de Recherche de Cyril Beaulieu [55] Co-encadré en 2008. Sept taux de densification, allant de 0% à 70 %, ont été testés, les taux élevés sont sans doute bien au delà des besoins pour la modélisation des ancrages visés. Uniquement deux essais par taux de compression sont présentés pour un taux de compression allant jusqu'à 60 % et trois pour les taux supérieurs. Chaque essai a été qualifié de satisfaisant lorsque le protocole de densification et de chargement s'est déroulé correctement. En effet, à différentes reprises, l'orientation des cernes a perturbé la densification ce qui a rendu délicat le chargement en cisaillement. L'augmentation du taux de compression s'est traduite par une augmentation de l'effort de cisaillement. Le seuil d'effort maximum s'est toujours situé entre 1,2 et 2,2 mm de glissement (tableau 21). Ce seuil de déformation maximum n'est, à priori, pas dépendant du taux de densification. Après avoir atteint le seuil d'effort maximum en cisaillement, le comportement s'adoucit. Cette évolution traduit la perte de résistance en cisaillement et l'enchevêtrement de la matière. Plus le taux de compression est important plus ce comportement devient régulier ce qui donne au comportement non linéaire du cisaillement un caractère ductile en apparence.


Taux de compression 0%
Effort (kN)
Glissement (mm)
Cisaillement (MPa)
5,2 MPa
Taux de compression 25%
7,7 MPa
Taux de compression 40%
9,1 MPa
Taux de compression 55%
8,9 MPa

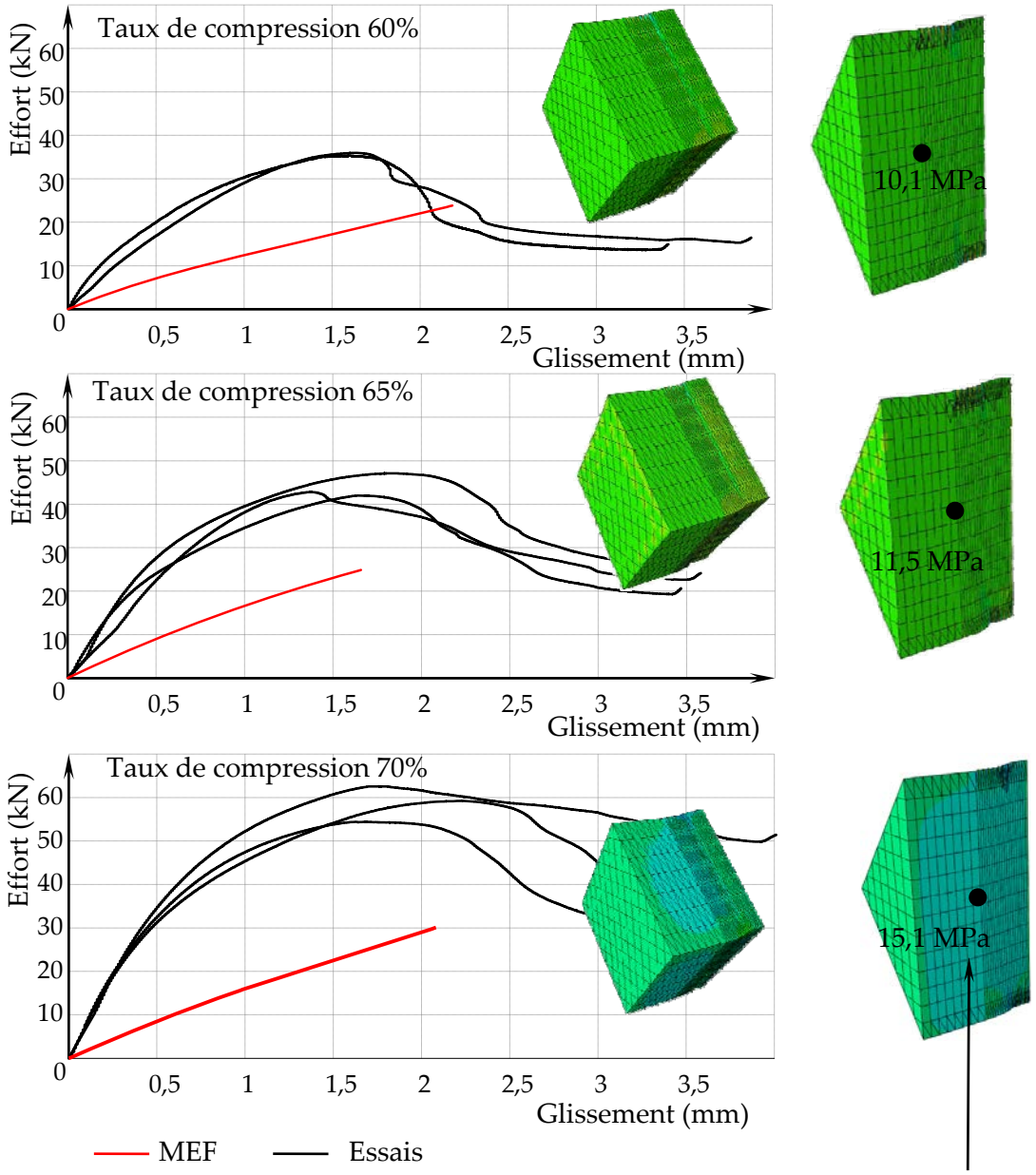


Figure 96 : Comportement expérimental du bois d'épicéa dans le montage de compression cisaillement et réponse du modèle.

Il peut être observé sur la figure 97 que la résistance au cisaillement croît de manière quasi exponentielle avec le taux de densification. Cette évolution apparaît plus rapide que celle de la résistance en compression transversale. La résistance moyenne en cisaillement obtenue sans densification s'élève à 6,8 MPa ce qui est supérieur à la valeur moyenne expérimentale de 5,8 MPa obtenue par Krüger [54] . Cet écart peut s'expliquer par le faible nombre d'essais réalisés. Néanmoins ce résultat permet de dire que le montage expérimental permet d'approcher la résistance en cisaillement du bois.

Chacun des essais compression / cisaillement a ensuite fait l'objet d'une modélisation. L'évolution de l'effort de cisaillement en fonction du glissement a été tracée avec les données expérimentales (figure 96). Le tableau 21 indique les valeurs remarquables des essais, ainsi que la contrainte de cisaillement calculée à partir des résultats du modèle. La résistance en cisaillement des essais est le rapport de l'effort maximum sur la surface cisaillée. Afin de comparer cette résistance à celle du modèle, il est nécessaire de relever le glissement lorsque l'effort maximum est atteint (noté $\delta_{F\max}$). La contrainte de cisaillement issue du modèle est donc calculée pour cette valeur de glissement de façon identique à celle expérimentale. La contrainte moyenne de cisaillement prise au centre du plan de cisaillement est également indiquée pour comparaison. Jusqu'à un taux de densification de 25%, le comportement décrit par la modélisation s'approche de façon correcte du comportement expérimental en conférant un comportement ductile au cisaillement. Au-delà de ce taux de densification, la résolution est interrompue par des concentrations de contraintes trop importantes au niveau des surfaces de contact. Ceci indique que proche d'un taux de densification de 40 %, il est nécessaire de modifier le maillage de la partie structurale de l'éprouvette.

Tableau 21 : Masse volumique des éprouvettes de cisaillement et valeurs remarquables des essais.

Taux de compression	F_{max}	$\delta_{F\max}$	$\frac{F_{\max}}{S}$	$\frac{F_{MEF,\delta_{F\max}}}{S}$	τ_{MEF}	$\rho_{12\%}$
%	kN	mm	MPa	MPa	MPa	kg/ m³
0	12,3	1,26	6,8	5,12	5,2	433
25	13,1	2,17	7,3	7,7	7,7	428
40	28,2	1,99	15,6	9,2	9,1	434
55	33,8	1,53	18,8	8,8	8,9	383
60	35,7	1,64	19,8	10,32	10,1	390
65	44,0	1,57	24,4	13,27	11,5	420
70	58,8	1,89	32,6	15,36	15,1	421

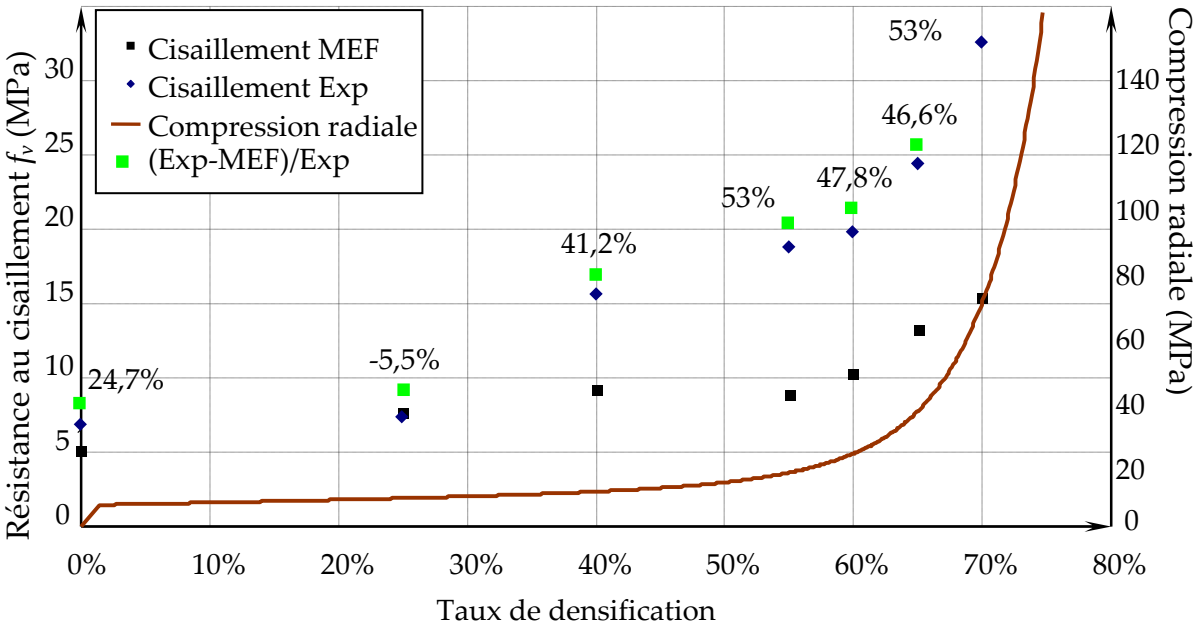


Figure 97 : Évolution de la résistance en cisaillement et de la résistance en compression transversale en fonction du taux de densification.

8. CONCLUSION

Dans cette partie, un choix a été effectué pour pouvoir modéliser le bois dans les assemblages par ancrages. Lorsque le bois est supposé conserver des propriétés élastiques, un modèle considérant celui isotrope transverse homogène peut être utilisé. Lorsque le bois doit subir des déformations irréversibles entrainant de la densification, une modélisation par approche structurale est retenue par rapport aux approches classiques par critère de rupture.

L'identification des paramètres élastiques des parties modélisées par un milieu homogène peut se baser assez facilement sur la bibliographie. Dans les applications développées ci après, ces paramètres seront adaptés par rapport à la masse volumique du bois.

L'identification des paramètres du modèle structural est basée en grande partie sur les résultats de Toussaint [30] et la bibliographie générale. Les protocoles d'essais mis en place ont permis de confirmer les grandes tendances du modèle mais pas d'identifier précisément les valeurs introduites par rapport à une essence de bois précise en fonction de sa densité. Ce travail pourra être repris ultérieurement suivant l'importance que ces propriétés pourront avoir sur le résultat final de la modélisation des ancrages.

Il est à noter que la résistance en traction longitudinale du bois n'est pas indépendante de la résistance de celui-ci en compression. Ceci provient du critère de rupture retenu pour les barres. Dans la modélisation des ancrages, ce problème

n'aura pas de conséquence car le bois ne se rompt pas en traction. Si le modèle structural devait être appelé à modéliser des problèmes avec de la traction un critère adéquat devrait être implémenté.

La résistance en traction transversale montre un comportement élasto-plastique parfait ce qui ne représente absolument pas la réalité du phénomène. Ceci est du à la formulation du modèle Crushable Foam. Dans la modélisation des ancrages ce phénomène intervient en phase ultime du comportement lorsqu'un assemblage est proche d'un design optimum : c'est ce qui rend ce fonctionnement acceptable en première approche. Dans la modélisation d'essai d'enfoncement développée ci après, les conséquences de ce comportement pourront être mises en évidence.

Enfin, l'étude du comportement du bois en cisaillement dans sa phase de densification a permis de montrer la limite du modèle structural pour des taux de densification très important. Le principe de l'essai s'est avéré après sa mise au point satisfaisant, une évolution instrumentée pourrait permettre d'affiner les résultats et ainsi de revenir sur la formulation de la loi de comportement Crushable Foam.

- PARTIE 5 - VALIDATION DU MODELE STRUCTURAL DU BOIS

1. INTRODUCTION

Le but ultime de ce travail est de proposer une modélisation des ancrages en intégrant l'élément en tôle élast-plastique, des organes de liaisons élasto-plastique et du bois avec un comportement densifiable. Ce modèle va donc associer plusieurs comportements qui vont tous apporter du non linéarité à la réponse du système. Lorsque tout sera assemblé, il sera alors très difficile d'identifier des comportements ou plutôt des dysfonctionnements singuliers. Afin d'éviter cet écueil, il est proposé de valider au préalable la réponse de l'approche bois non linéaire dite structurale pour en connaître ses limites sur différents problèmes bois au caractère bien particulier.

En premier, il est choisi de tester le modèle bois sur une application où le modèle est mis en œuvre seul dans une situation extrême de sollicitation en cisaillement. Dans ce problème de cisaillement de « chevilles », les résultats expérimentaux issus du mémoire de Master de Recherche de Cyril Beaulieu [55] Co-encadré en 2008 servent de comparaison au modèle 3D. Les résultats essentiels en sont tout d'abord rappelés.

En second, un problème de compression localisée sur appui, très fréquemment rencontré en termes de dimensionnement de structure est abordé. Ce problème permet d'associer le modèle bois structural 3D à un modèle standard de bois orthotrope afin de diminuer la taille du problème. Des résultats d'essais autres que ceux du laboratoire issus de la bibliographie sur le sujet sont utilisés (Blass [56]) .

En troisième, un assemblage par embrèvement avant de charpente traditionnelle est modélisé en 2D. Dans ce modèle, la cinématique de la ferme est simulée autour de la zone d'assemblage en modélisant arbalétrier et entrait par des poutres. Cet exemple permet de montrer l'importance du frottement et de la cinématique de la structure dans la recherche de la ruine de l'assemblage. Un résultat d'essai de ferme en grandeur réelle testée sur la dalle d'essais du laboratoire permet d'apprécier le caractère prédictif du modèle.

Enfin, la portance locale du bois sous un organe rigide circulaire, sujet complexe très fréquemment traité en bibliographie, est approchée. Avec cet exemple, l'échelle de la modélisation des déformations locales du bois est abordée. Il permet de situer les limites actuelles de la modélisation vis-à-vis de la modélisation des organes de liaison. Afin de produire des essais à différents angles par rapport au fil, le montage d'essais présenté par Bléron & Bocquet [57] est utilisé.

2. ETUDE DU COMPORTEMENT DE BARREAUX EN BOIS EN CISAILLEMENT

2.1. Objectif de l'étude

Dans le chapitre précédent, l'influence de la compression sur le cisaillement à des seuils élevés de densification a été étudiée expérimentalement sur des volumes de bois où la compression pouvait être qualifiée d'uniforme. Ce mode de sollicitation idéal ne se produit au niveau du bois dans les ancrages que sur des volumes réduits car les champs de compression et de cisaillement varient parfois de manière importante au droit des zones les plus sollicités. Dans un test de cisaillement sous compression uniforme, l'effet de la continuité des fibres du bois et leur résistance en traction n'est pas sollicité, alors que, lorsque les champs de contraintes varient ceci est à priori le cas. Pour apprécier l'influence de ces phénomènes et la réponse du modèle structural dans ce genre de sollicitation, il a été choisi de tester et de modéliser des barreaux en cisaillement. L'observation de la rupture en cisaillement d'assemblages bois chevillés montre qu'au droit des plans de cisaillement, la cheville est fortement densifiée transversalement et que des fissures, synonyme de cisaillement parallèles aux fibres, apparaissent (figure 98).

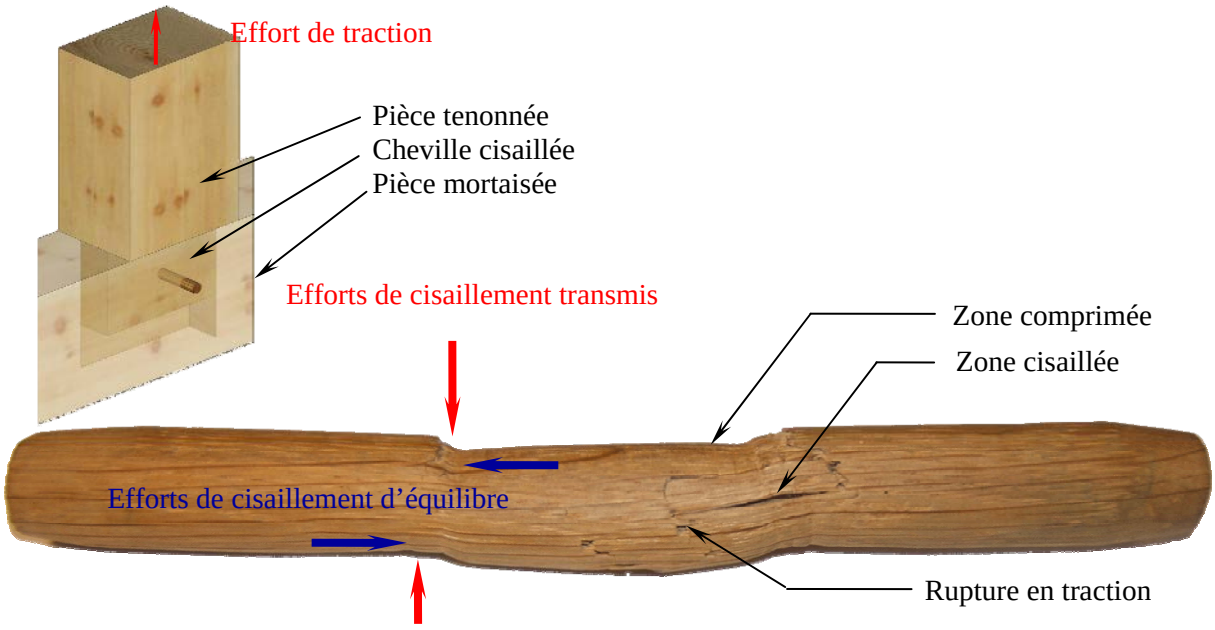


Figure 98 : Faciès de rupture de chevilles en chêne après cisaillement dans un assemblage tenon mortaise.

Des ruptures de fibres en traction sont également visibles. Ce mode de sollicitation permet donc de contraindre le bois en cisaillement et en compression de manière variable en sollicitant les fibres en traction à priori.

Pour des questions pratiques de modélisation et de maîtrise des jeux dans les montages, une forme de section carrée a été retenue pour les barreaux. En premier

lieu, une forme rectangulaire est plus aisée à mailler par approche structurale qu'une section circulaire bien qu'il soit possible de le faire. En second lieu, l'ajustage de barres circulaires en bois dans un alésage a semblé plus délicat à maitriser que l'ajustage d'une barre rectangulaire dans un montage spécifique.

2.2. Le protocole expérimental

2.2.1. Description du montage

Afin de cisailler les barreaux, un montage expérimental a été conçu spécialement (figure 99). Ce montage se compose de trois parties : un mors mobile central et de deux mors latéraux fixes. Chacun des mors est composé de deux parties dans lesquelles sont usinés des vés. L'ajustement du plan de joint des deux demi-mors permet, par des vis, de contrôler la pression de serrage sur les barreaux. En appuyant sur le mors central, le barreau se trouve doublement cisaillé. Pour faire varier l'intensité de l'interaction compression transversale - cisaillement dans les plans de cisaillement du barreau, il a été prévu de pouvoir maîtriser la présence d'un jeu entre les mors. Ce jeu est réglé par l'insertion entre les mors de plaques de MDF très peu frottantes de différentes épaisseurs.

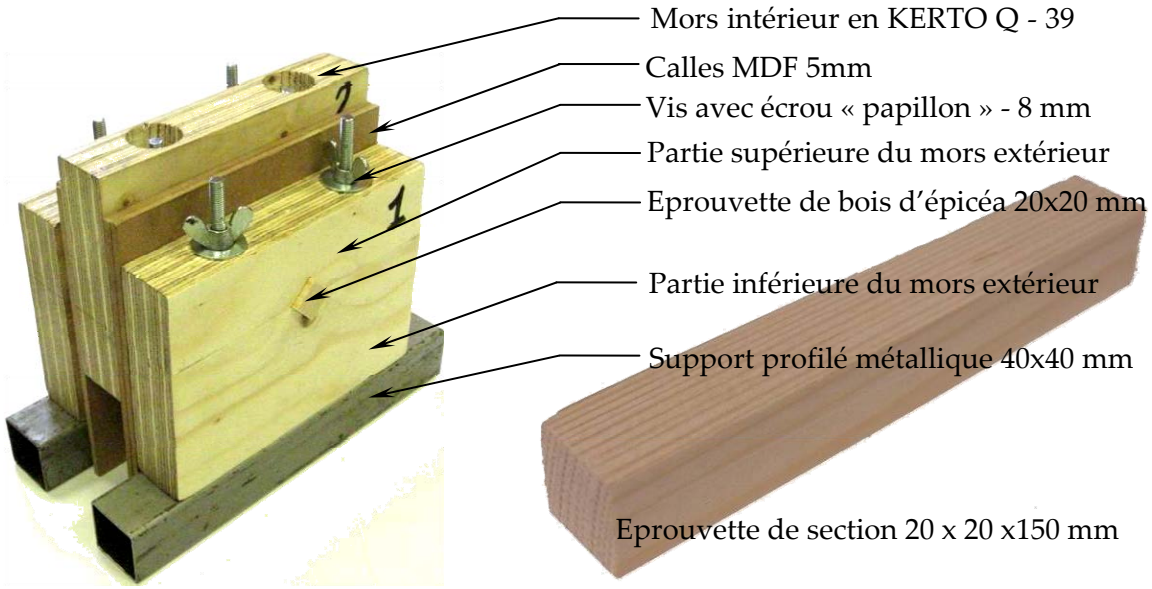


Figure 99 : Montage permettant de cisailler un barreau de bois 20 x 20 en introduisant de la compression transversale.

Ces entretoises sont percées de trous oblongs afin de laisser passer le barreau. Le montage a été conçu pour cisailler des barreaux d'une section de 20 x 20 mm. Les efforts étant peu importants, il a été choisi de mettre au point le montage en utilisant du bois type KERTO Q. Pendant les essais, des dégradations sur les vés sont intervenues à plusieurs reprises par excès de déformation : les mors ont été alors simplement ré-usinés.

2.2.2. Instrumentation

Pour mesurer le déplacement du mors central lors du chargement, des capteurs LVDT ont été utilisés. Ils ont été disposés sur les mors extérieurs, la moyenne des deux déplacements a été retenue comme le déplacement effectif du mors central. Deux petits perçages ont été réalisés à l'aide d'un poinçon pour pouvoir accueillir les noyaux plongeurs et garantir le bon positionnement de l'embout du capteur tout au long de l'essai. Pour des raisons d'encombrement, deux tubes en métal de section carrée ont été ajoutés sur le mors central pour fixer les capteurs (figure 100).

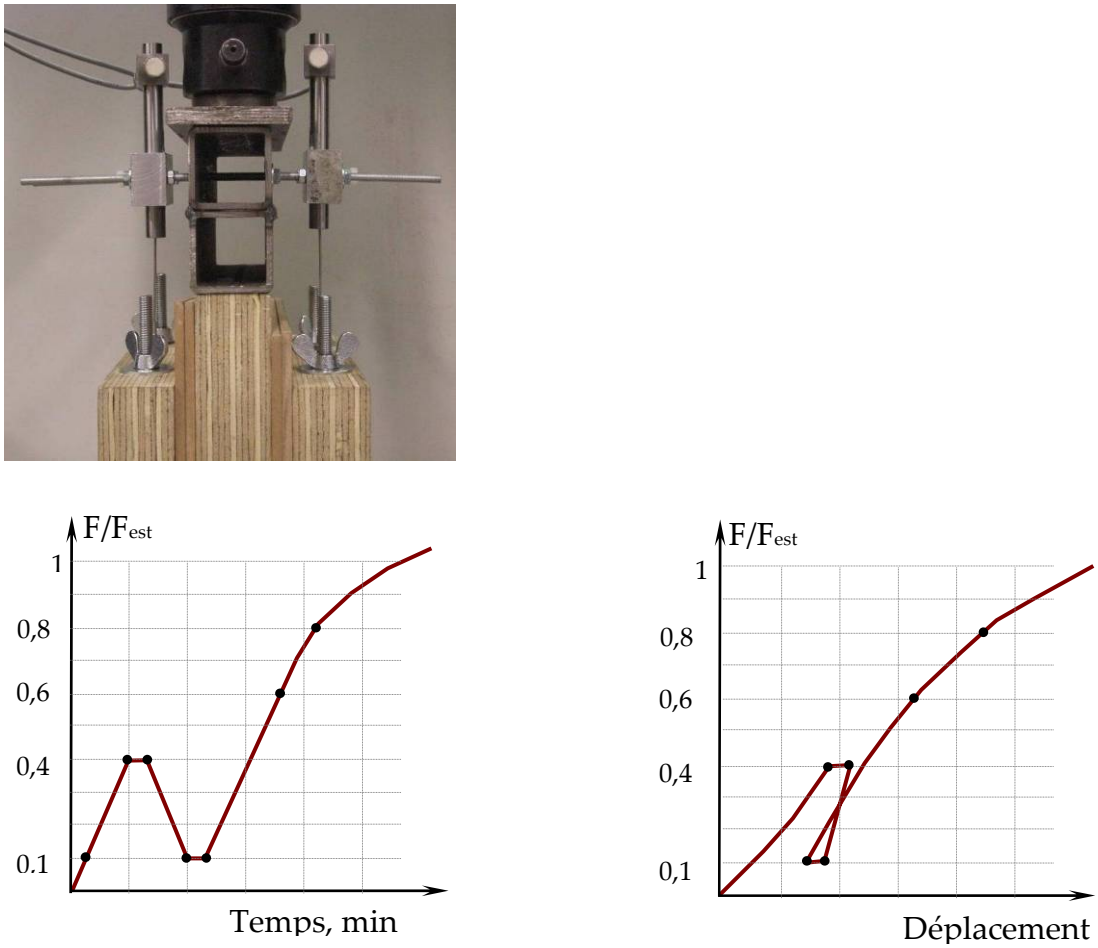


Figure 100 : Système de mesures des déplacements utilisant deux capteurs LVDT et cycle de chargement.

Les essais ont été réalisés sur une machine d'essais de marque INSTRON® équipée d'une cellule de charge 30kN pilotée en déplacement. Un protocole conforme à la norme EN 26891 [7] a été suivi. Les forces de cisaillement estimées pour les trois séries d'essais, 0mm, 5mm et 10mm, ont été définies respectivement à 7kN, 6kN et 5,5kN en effectuant des tests de mise au point.

2.2.3. Échantillonnage des éprouvettes

L'essence retenue pour faire les essais est du bois d'épicéa. Conscient de la variabilité du bois en termes de masse volumique, il est apparu impératif de prendre en compte ce facteur déterminant. Un lot de 160 éprouvettes a été usiné en 20x20x150 mm. Ces éprouvettes ont ensuite été stockées en salle climatisée (20°C-60% d'humidité dans l'air) afin d'attendre leur stabilisation. L'amplitude de la masse volumique relevée sur les éprouvettes s'est étendue de 340 à 580 kg/m^3. Parmi ces éprouvettes, quatre groupes tenant compte des masses volumiques ont été constitués. Par masse volumique, trois types d'essais ont été conduits. La première série d'essais a été réalisée avec un jeu nul entre les trois mors. Pour la deuxième série, un écart de 5 mm a été mis en place et pour la dernière série un jeu de 10 mm (figure 101). Pour chaque série, les éprouvettes ont alors été mises à longueur :

Série 1 (espacement 0 mm) : éprouvette de longueur 117mm

Série 2 (espacement 5 mm) : éprouvette de longueur 127mm

Série 3 (espacement 10 mm) : éprouvette de longueur 137mm

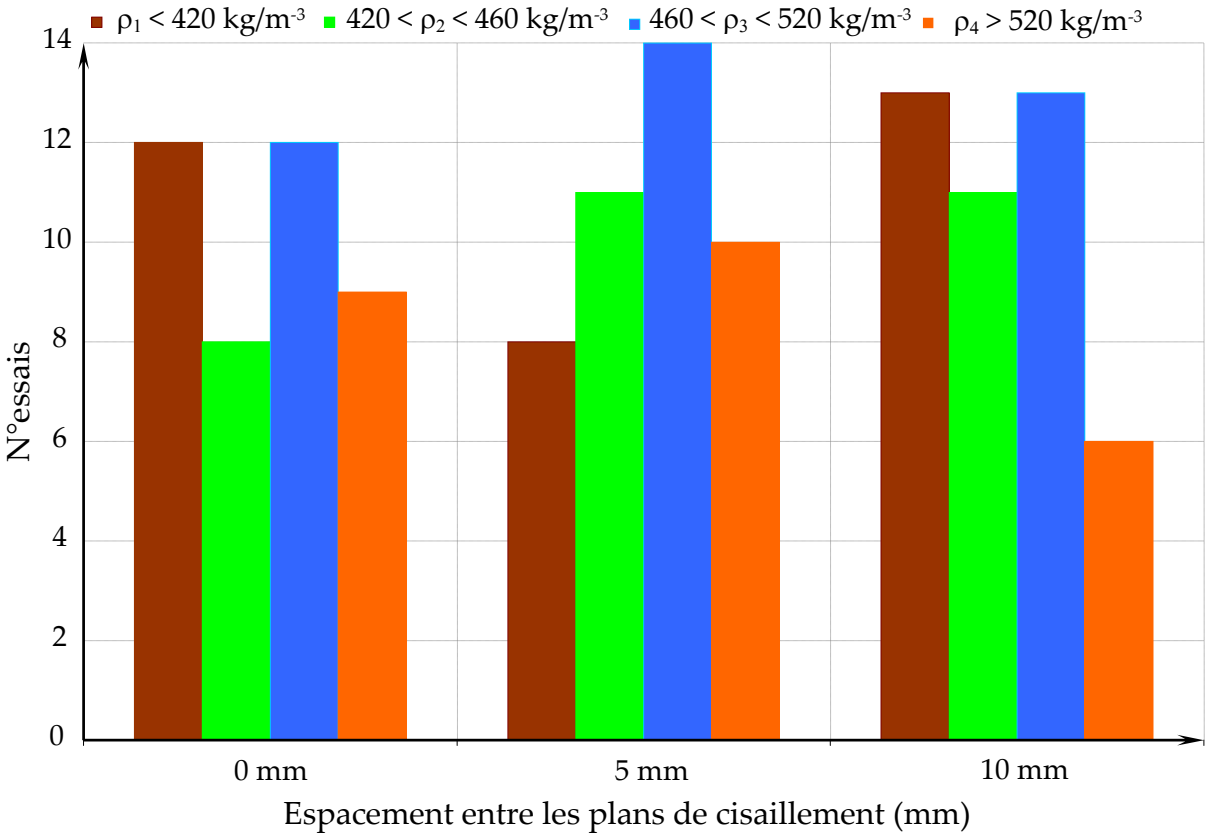


Figure 101 : Nombre d'éprouvettes par gamme de masse volumique pour chaque espacement de mors.

2.3. Résultats et interprétations

Le comportement des éprouvettes se traduit tout d'abord par une phase d'évolution où la raideur croit légèrement. Malgré les précautions prises pour réaliser les essais une petite phase de mise en place est apparue sur les évolutions effort déplacement relevées. Cette phase de mise en place provient des défauts d'alignements du dispositif ainsi qu'à la prise des mesures. Ces défauts sont difficiles à éviter sauf à mettre en place de manière systématique des mesures sans contact, ce qui a été réalisé par la suite dans la plupart des nombreuses manipulations présentées dans ce document. Afin de pouvoir exploiter ces données ultérieurement et les comparer avec celles issues de la modélisation, il a été décidé de purger tous les résultats de ces phases de mise en place à partir de la détermination du jeu initial comme il est indiqué sur la figure 102.

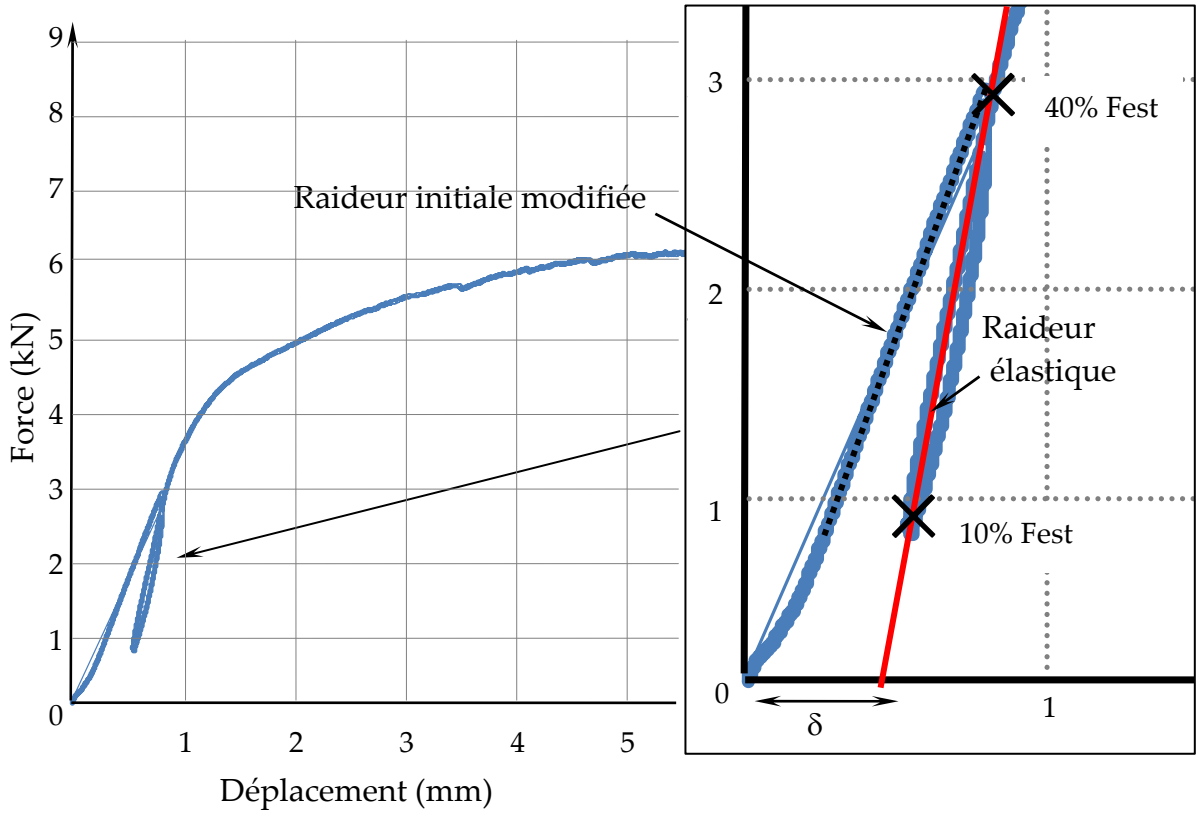


Figure 102 : Évolution force déplacement d'un essai de cisaillement présentant les paliers de charge et décharge et jeu de mise en place initial.

Après une phase « élastique », le barreau entre dans une phase de plasticité apparente où la raideur décroit fortement. De manière plus ou moins marquée suivant les éprouvettes, une succession de petites ruptures apparaissent ensuite tout en gardant un comportement global à caractère légèrement écrouissable. Dans cette phase de fonctionnement, le bois se densifie de manière importante dans les mors (figure 103), les fibres se distordent et se mettent en traction.



Figure 103 : Barreaux de 20 x 20 en épicéa cisaillés.

Suivant les essais, une ductilité plus ou moins importante est observée. Pour chaque série d'éprouvettes, espacement des mors et classe de densité ($\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$), une courbe moyenne a été calculée (figure 104), soit au total 12 courbes. Afin de comparer ces courbes entre elles, chacune d'elle a été modélisée par l'équation à quatre paramètres de Jaspart[12] en utilisant un solveur. L'effort appliqué sur le montage en fonction du glissement prend alors la forme d'équation indiquée dans la figure 104.

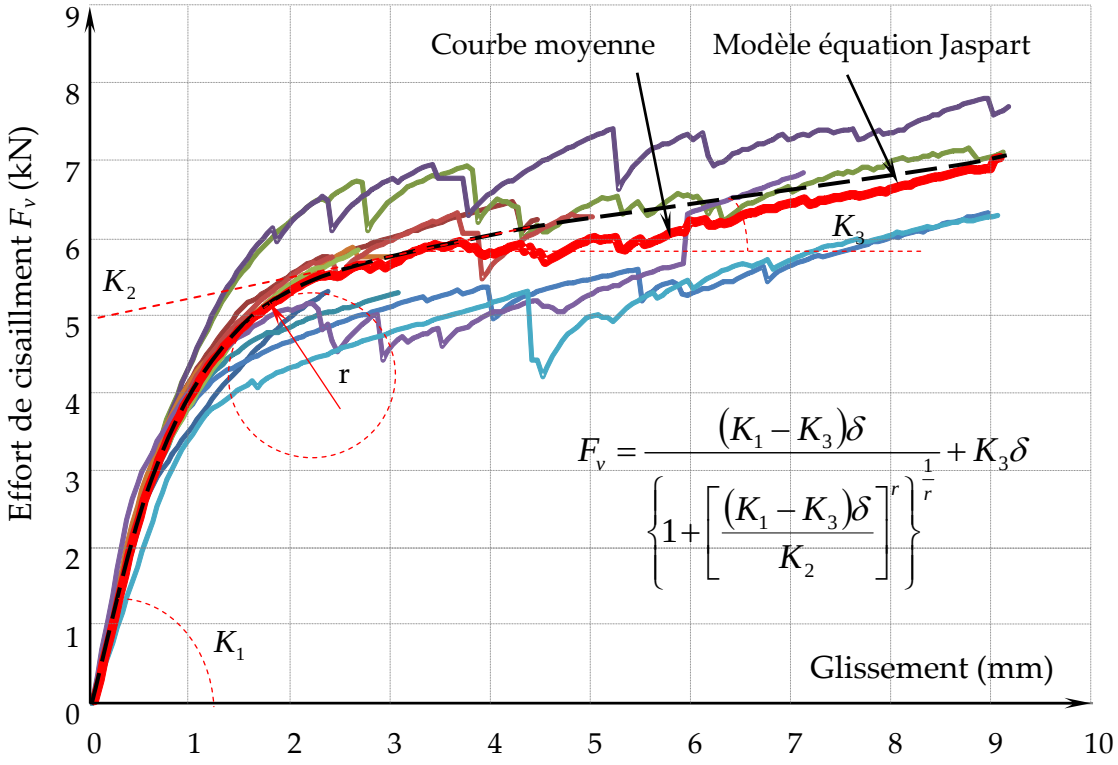


Figure 104 : Courbes issues de la classe «2 » de la série « espacement 5mm », avec sa courbe moyenne de l'effort en fonction du glissement.

Ainsi, à partir des paramètres K_1, K_2, K_3 et r déterminés pour chaque plage de densité et de jeux entre mors, il est possible de comparer tous ces essais. La figure 105 présente sous forme de quatre graphiques l'évolution de ces paramètres.

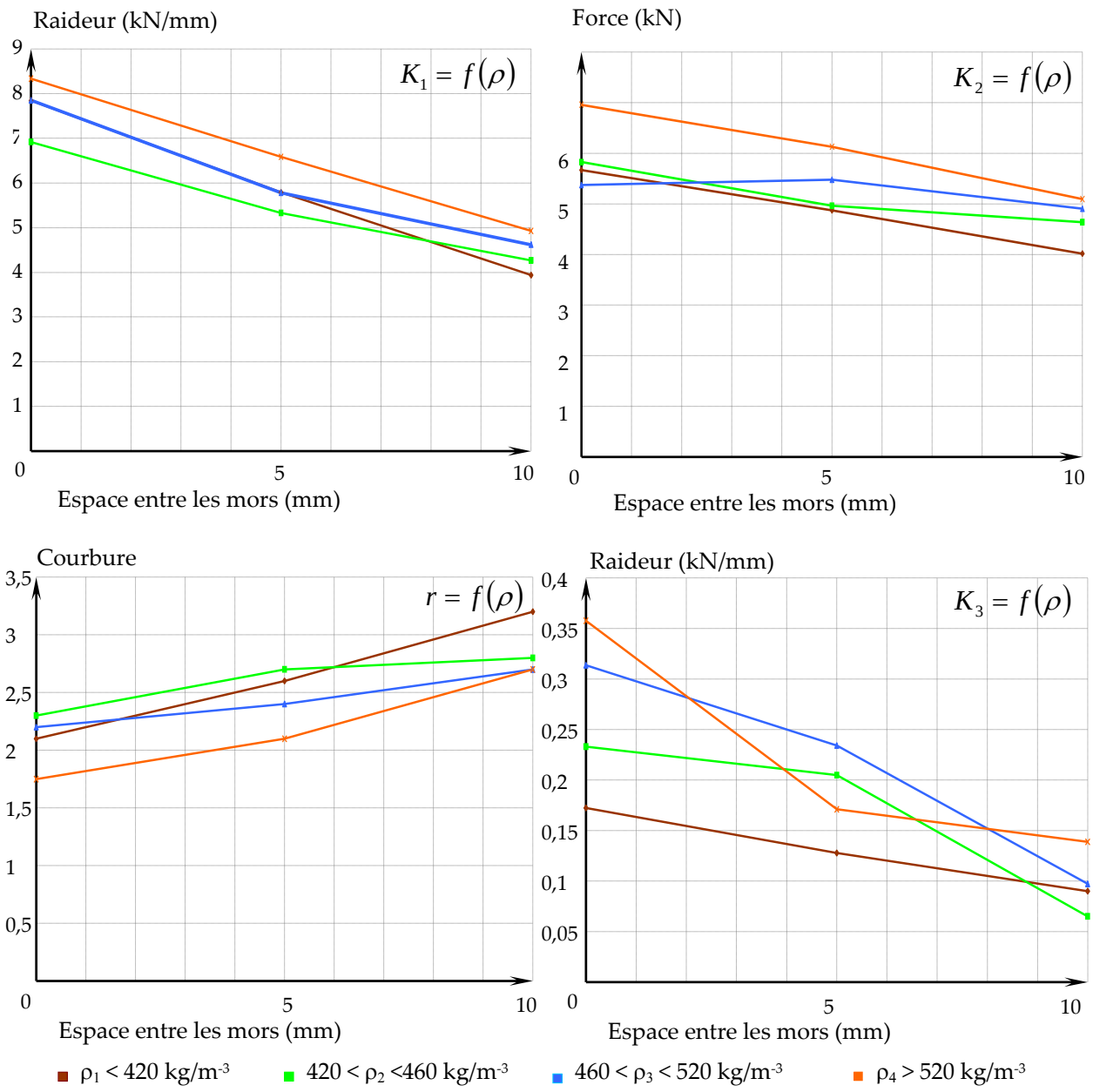


Figure 105 : Comparaison des valeurs caractéristiques K_1, K_2, K_3 et r pour les quatre plages de masse volumique et les trois espacements entre mors.

Les expériences montrent que l'augmentation de la distance entre chaque plan de cisaillement a une influence importante sur la résistance en cisaillement des barreaux. Les graphiques présentent une diminution des raideurs initiales et finales ainsi qu'une diminution de la « limite élastique » K_2. Le rayon de courbure augmente en revanche quand les mors s'écartent. Ceci signifie qu'il faut évidemment plus de déplacement pour cisailler le bois dans la zone de l'entre-mors. L'augmentation de la masse volumique a également tendance à augmenter les caractéristiques mécaniques des barreaux mais de manière beaucoup moins marquée. Bien que la tendance faible mais nette soit observable, certains points ne sont pas cohérents avec la tendance générale. Ceci s'explique par le fait que des

disparités anatomiques fortes ont été constatés dans certains lots. La taille des cernes n'a pas été retenue comme paramètre d'entrée, une plage de largeur de cernes dans chaque lot ou une homogénéisation générale de largeur de cerne aurait été judicieuse. Un tri entraînant un volume encore plus important de bois au départ de l'expérimentation en aurait été la conséquence. Il peut cependant être affirmé que dans la plage complète de densité testée, les résistances en cisaillement et en compression transversale du bois d'épicéa affectent peu la résistance en cisaillement du barreau.

Cette partie expérimentale permet donc d'établir la loi d'évolution force glissement d'un barreau de 20 x 20 soumis à un effort de cisaillement en fonction du jeu entre les mors et de sa densité. En modélisant ces essais à l'aide du modèle structural, les mêmes paramètres peuvent être déterminés à partir des résultats numériques. L'influence de la densité n'étant pas très significative, la comparaison s'effectuera principalement sur la prévision de l'effet du jeu entre mors par le modèle qui fait l'objet du point suivant.

2.4. Modèle éléments finis du cisaillement des barreaux

Bien que le dispositif d'essais soit symétrique, ceci n'a pas été pris en compte pour établir la modélisation de l'essai de cisaillement. En effet, les conditions aux limites à introduire sur le barreau sont délicates à définir en concomitance avec les contacts des mors. Ainsi tout le dispositif d'essais est modélisé dans Abaqus Standard en non-linéaire ce qui ne constitue pas un modèle de taille trop importante.

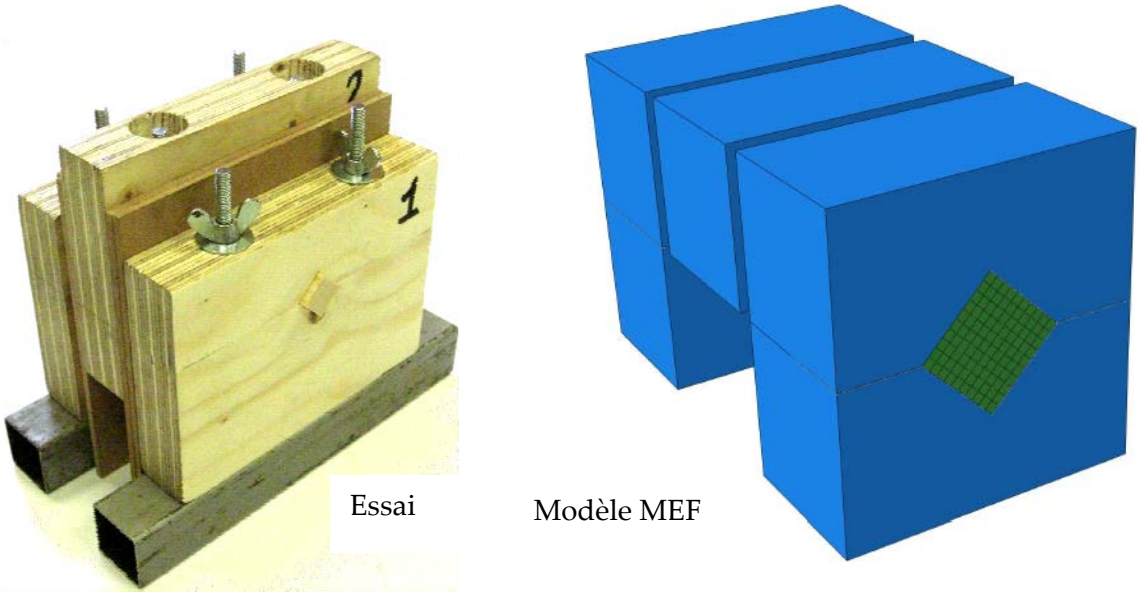


Figure 106 : Modélisation de l'essai de cisaillement des barreaux d'épicéa 20 x 20mm.

Le barreau est modélisé à l'aide du modèle structural (poutre B32 et élément volumique Cube C3D20R) : la discrétisation est indiquée sur la figure 106. Le reste du montage est modélisé par un matériau orthotrope élastique à l'aide d'éléments

Cubique C3D20R. L'effet de la masse volumique n'étant pas suffisamment significatif, il a été choisi de modéliser les essais de la gamme 420 /460 kg/m^3. Le tableau 22 indique les valeurs mécaniques retenues pour le modèle structural du bois.

Tableau 22 : Valeurs caractéristiques retenues pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 420 kg/m^3.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
420	41	6,48	40	10459	349	10110	-349	-10

Le bois des mors est modélisé comme un matériau orthotrope dont le tableau 23 indique les valeurs retenues pour le KERTO Q.

Tableau 23 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le comportement élastique orthotrope du Kerto Q.

E_L	E_R	E_T	G_{LR}	G_{TL}	G_{RT}	ν_{LR}	ν_{LT}	ν_{RT}
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa			
11000	370	370	754	754	520	0,02	0,02	0,3

Après calcul, il n'est pas apparu nécessaire de conserver dans le modèle, le mors inférieur de la partie centrale. Celui-ci n'apportait pas de conditions aux limites significatives sur le barreau au regard de la réponse effort glissement obtenu à l'aide du modèle.

Pour permettre la résolution du modèle, un certains nombre de conditions aux limites ont été introduites. Les faces supérieures et inférieures des mors fixes ont été bloqués dans les directions x, y et z afin d'immobiliser ceux-ci. La face supérieure du bloc central a été bloquée suivant les deux directions du plan x et z. Enfin, un déplacement suivant la direction y a été imposé à la face supérieure pour introduire le chargement.

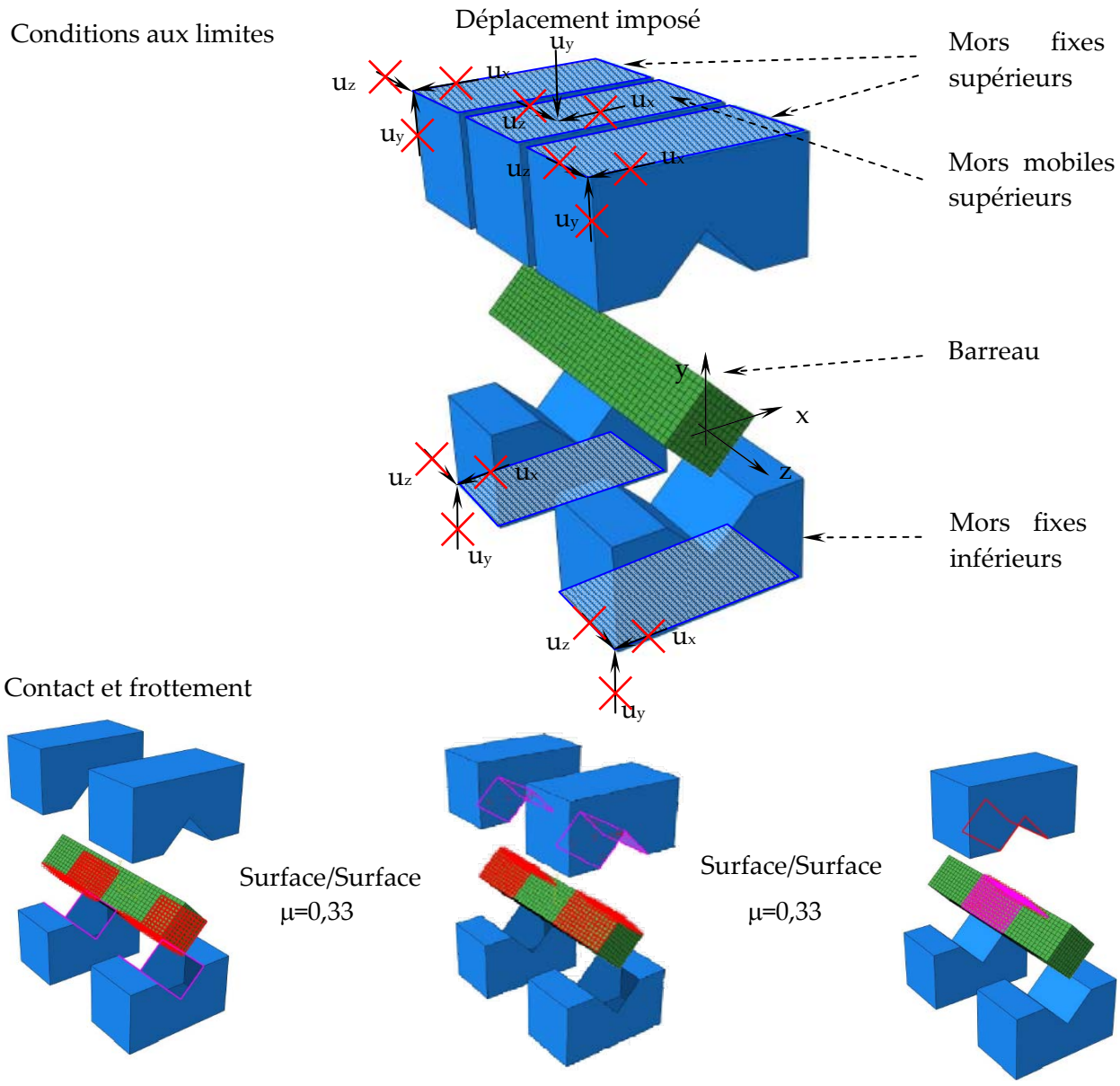


Figure 107 : Modélisation de l'essai de cisaillement de barreaux en épicéa 20x20 à l'aide du modèle structural.

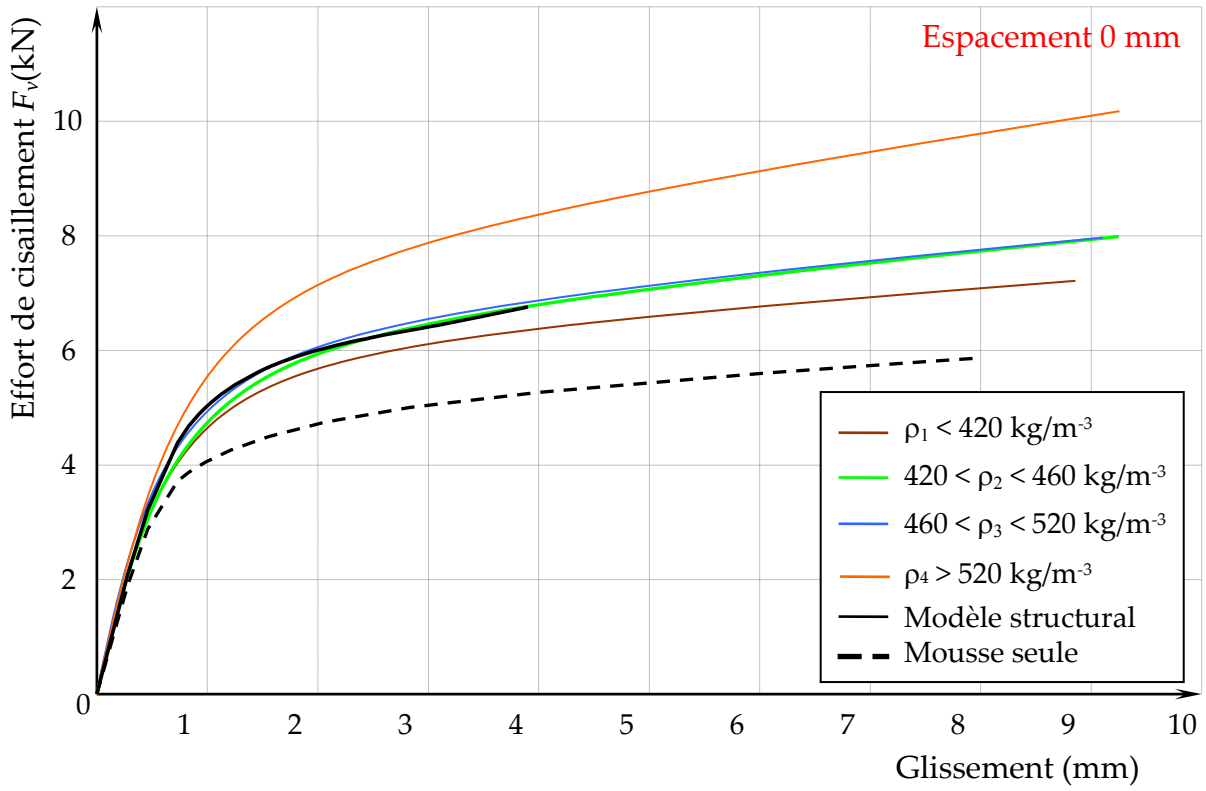
Des conditions de contact ont ensuite été introduites entre les surfaces des faces du barreau et les surfaces en vis-à-vis des mors comme le montre la figure 107. Un coefficient de frottement entre le barreau et les mors a été fixé à 0,33 (P.Rodd [58] [59]). L'effet du frottement n'a pas été étudié en détails sur le modèle. Le coefficient retenu est issu des investigations plus poussées conduites dans les applications suivantes du modèle structural. Le type de contact surface/surface a été utilisé entre les différentes pièces afin de limiter les problèmes de convergence dans la résolution numérique.

2.5. Confrontation expérimentation modélisation

En première observation, il peut être remarqué que les résultats numériques suivent de manière assez fidèle l'allure du comportement en cisaillement des barreaux. Quel que soit l'écartement entre les mors, le modèle indique une rigidité comparable (terme K_1) à la moyenne des résultats expérimentaux. En admettant que le terme K_2 définisse le seuil de changement de comportement du barreau en cisaillement celui-ci est très bien estimé. Le terme r qui caractérise la phase de « plastification » en cisaillement du barreau est elle également bien décrite par le modèle.

Tableau 24 : Comparaison des paramètres de la loi mathématique de Jaspart issus des essais (420 kg/m³ < ρ < 460 kg/m³) et du modèle pour une masse volumique de 420 kg/m³

Jeu en mm		0 mm			5 mm			10 mm	
Paramètres	Essais	MEF	Écart %	Essais	MEF	Écart %	Essais	MEF	Écart %
K1	6,92	7,52	-8,7%	5,33	5,64	-5,81%	4,27	4,29	-0,46%
K2	5,83	5,17	11,3%	4,96	4,86	2%	4,64	4,39	5,4%
K3	0,23	0,43	-87%	0,21	0,23	-9,5%	0,07	0,15	-114%
r	2,30	3	-30%	2,7	3	-11%	2,8	3,3	-17,85%



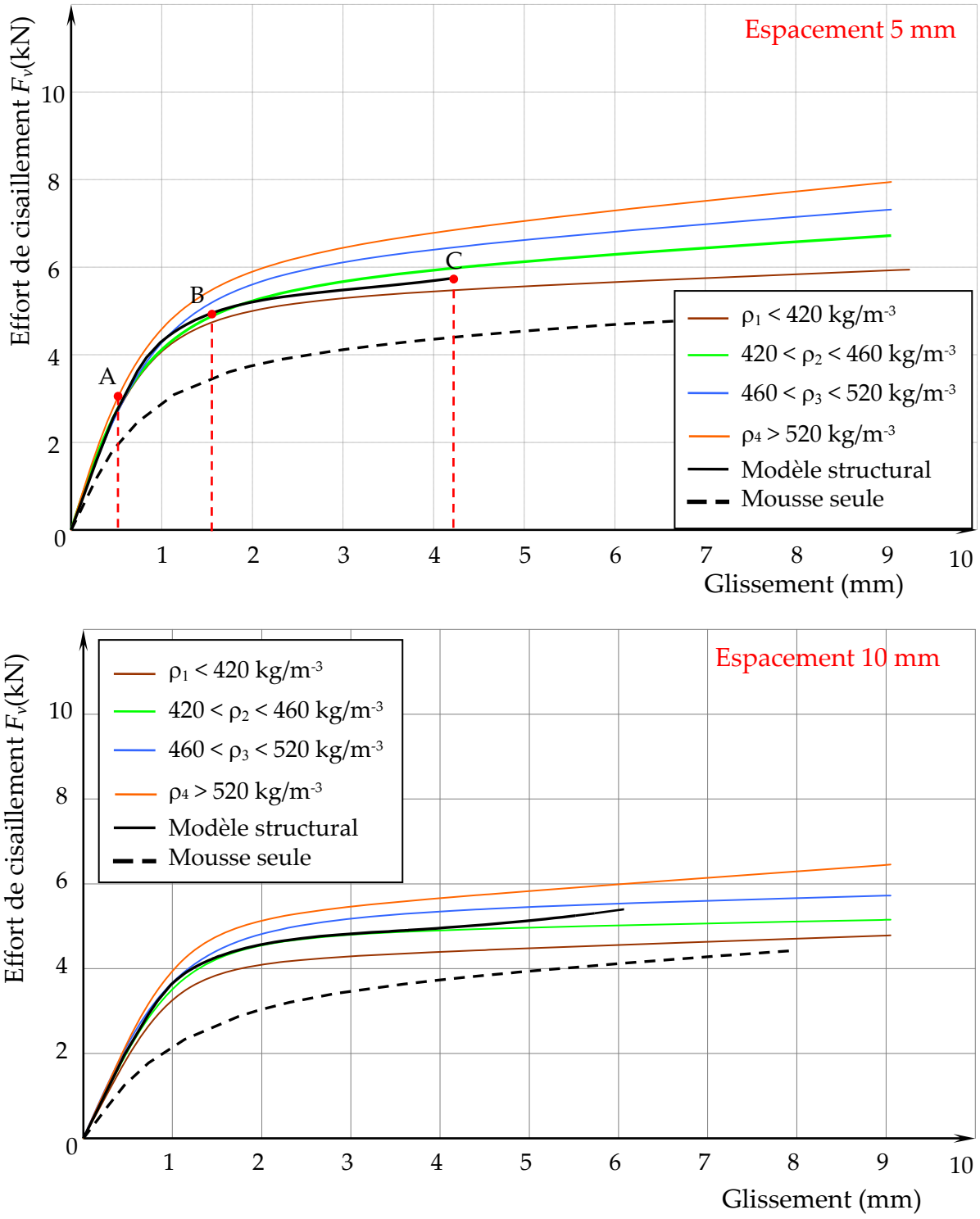


Figure 108 : Comparaison des évolutions moyennes force déplacement obtenues de manière expérimentale et par modélisation avec une masse volumique de 420 kg/m³ pour les trois écartements entre mors.

La phase décrite par le terme K_3 est la phase la moins bien approchée par le modèle. Il faut rappeler avant toute analyse que cette phase d'évolution de l'effort en fonction du glissement est une moyenne des résultats d'essais lissée par un modèle mathématique. Le modèle a d'ailleurs du mal à converger sur les essais avec un jeu

de 0 et 5 mm entre les mors. Cette phase est en réalité ponctuée de nombreuses ruptures successives. L'observation des résultats d'essais (annexe 2) montre d'ailleurs que bon nombre de barreaux se trouvent complètement rompus bien avant d'avoir atteint des glissements de l'ordre de 10 mm. Ceci explique les fluctuations entre le modèle et les essais.

Le modèle structural permet donc de décrire la phase élastique et la phase où le bois se cisaille « plastiquement ». En effet, le modèle structural dans cette configuration représente le barreau en bois d'épicéa comme un élément composé d'un ensemble de poutres à connexions imparfaites. Sur les trois graphiques de la figure 108, les évolutions du comportement du barreau modélisé uniquement comme de la mousse (courbes en trait-pointillé noir) atteignent des seuils d'effort bien inférieurs aux valeurs expérimentales. Ce calcul sans couplage avec les poutres montre bien l'effet de rigidité de Steiner que celui-ci apporte au comportement du barreau.

Dans une poutre à connexions imparfaites, il suffit de peu de glissement aux niveaux des interfaces pour faire apparaître beaucoup de flèche verticale. Bien que le cisaillement du bois présente un comportement très peu ductile, il permet au regard des comportements observés ci-dessus, de faire naître une phase plastique progressive dans la hauteur de la section du barreau. Après atteinte de la limite de résistance en cisaillement, les poutres se trouvent alors déconnectées les unes des autres ce qui explique une phase au caractère écrouissable qui n'est en fait que la rigidité en flexion de l'ensemble des poutres (ou fibres) déconnectées. Après une densification importante, la loi de comportement densifiable introduite en compression transversale rejaillit sur le comportement en cisaillement. Ceci explique la reprise de raideur sur le modèle lorsque les mors sont écartés de 5 et 10 mm. En réalité ceci n'est pas possible car le bois qui a été trop densifié se rompt en traction par microfissurations. Cette modélisation du comportement de l'interface du bois en cisaillement par un modèle de type Crushable foam montre ici ses limites. Il faut donc admettre que lorsque l'effet de la densification vient augmenter la résistance au cisaillement, comme cela a été montré au chapitre précédent, la modélisation ne correspond plus à la réalité.

La figure 109 montre l'allure de la déformée ainsi que l'état de contrainte en compression transversale et en cisaillement dans le plan moyen du barreau à différents seuils de chargement. Ces seuils de chargement sont repérés sur le graphe de la figure 108 pour un écartement de mors de 5 mm. L'interaction compression cisaillement est bien visible en zone centrale du barreau autour des plans de cisaillement.

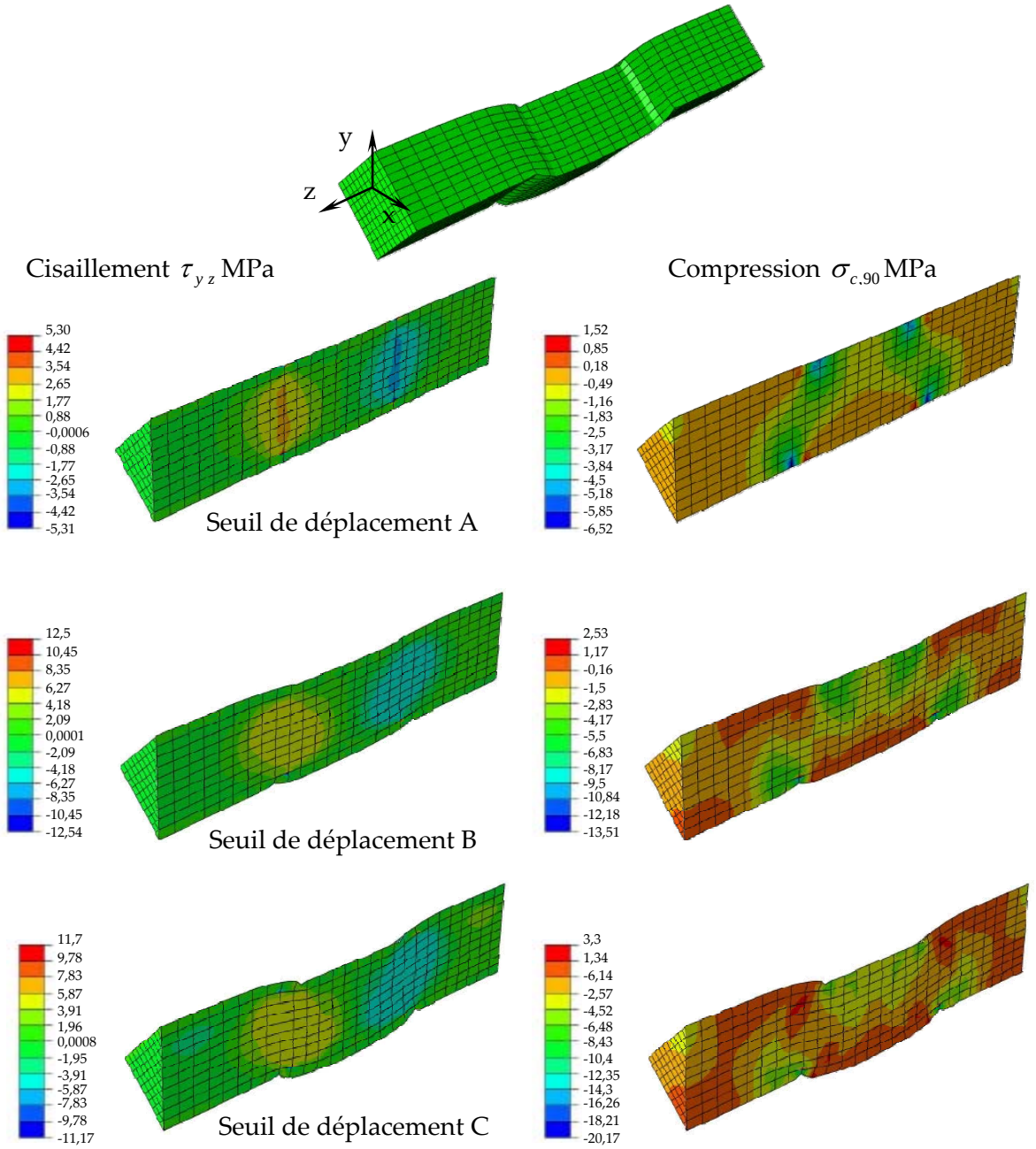


Figure 109 : Déformée et états de contraintes de cisaillement et compression transversale à différents seuils de chargement pour un écartement de mors de 5 mm.

3. COMPRESSION TRANSVERSALE LOCALISEE

En structure, il existe un problème récurrent de dimensionnement concernant la compression transversale sous charge localisée. Lorsque, le bois n'est pas sollicité de manière uniforme en compression transversale, une diffusion de la charge par cisaillement peut s'effectuer et augmenter la résistance à rupture. Lorsque la charge limite, déterminée à un certain seuil de déformation, est ramenée à la surface effective de contact avec la force, cet effet de cisaillement tend à augmenter la contrainte de rupture du bois en compression transversale. H.J Blass [56] a répertorié quatre modes de sollicitations des éléments en bois en compression perpendiculaire au fil du bois (figure 110).

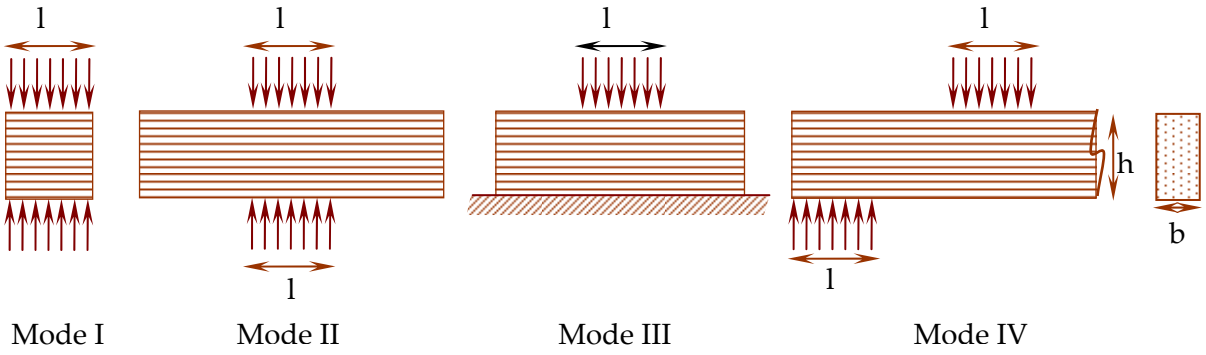


Figure 110 : Différents modes de sollicitation d'éléments bois en compression transversale Blass [56] .

Dans les assemblages par ancrage étudiés, la solive portée se trouve dans une situation similaire au mode IV décrit ci-dessus. La solive est effectivement fléchie et se trouve fortement comprimée sur sa surface d'appui dans le boîtier. Des résultats expérimentaux étant disponibles dans les travaux précédemment cités pour ce type de situation, il a semblé intéressant de valider le modèle sur cet exemple. Les résultats disponibles sont présentés sous la forme d'un faisceau de courbes $\sigma_{c,90} - \varepsilon$ dont la méthode de calcul est rappelée sur la figure 111.

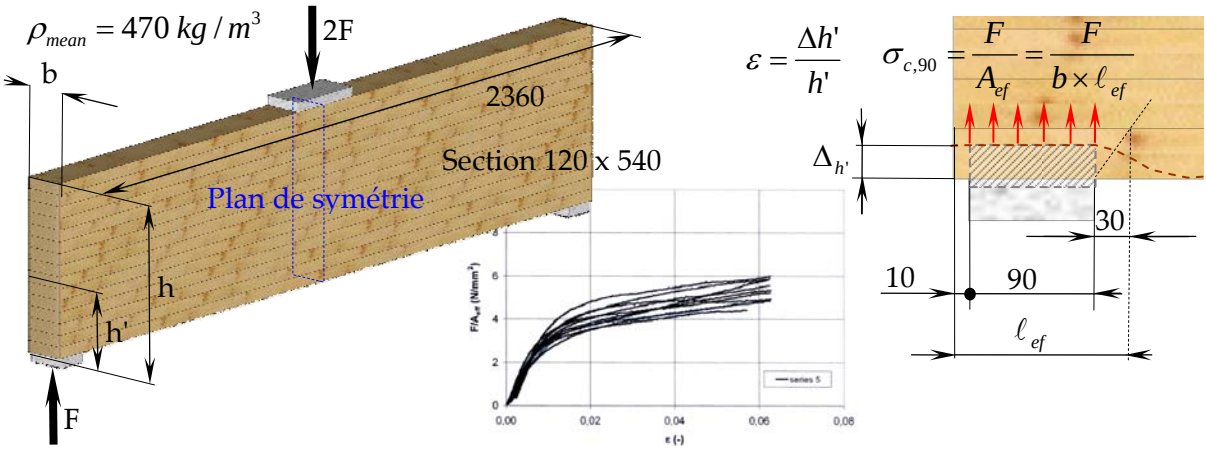


Figure 111 : Poutres sollicitées en flexion 3 points Blass [56] (case 4 série 5).

En conservant la section des poutres utilisées dans les essais, la géométrie ci-dessus a été définie pour être modélisée. La masse volumique n'étant pas indiquée de manière explicite dans les travaux, il a été supposé à la lecture du document que celle-ci devait s'approcher de 420 kg/m^3.

3.1. Modélisation des essais de compression transversale

La géométrie de l'élément ainsi que la position de ses appuis étant symétrique par rapport au plan défini par la section située à l'axe de chargement, seule la moitié de la poutre peut être modélisée en introduisant les conditions aux limites adéquates. La demi-poutre en bois a été modélisée en deux parties. Le modèle structural demandant beaucoup de ressources mémoire, seule la partie située au dessus de l'appui est maillée par des éléments C3D20R et des poutres B32. La zone maillée s'étend verticalement jusqu'à la mi-hauteur de la poutre et horizontalement sur une longueur égale à deux fois la longueur de l'appui. Le reste de la poutre est maillé par des éléments C3D20R au comportement élastique orthotrope. Les valeurs des propriétés mécaniques attribuées au bois structural sont indiquées dans le tableau 25. Les propriétés du matériau élastique orthotrope sont indiquées dans le tableau 26.

Tableau 25 : Valeurs mécaniques retenues pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 420 kg/m^3.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
420	41	6,48	40	10459	349	10110	-349	-10

Tableau 26 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le comportement élastique orthotrope du bois pour une masse volumique de 420 kg/m^3.

E_L	E_R	E_T	G_{LR}	G_{TL}	G_{RT}	ν_{LR}	ν_{LT}	ν_{RT}
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa			
10459	349	349	754	754	520	0,02	0,02	0,3

L'appui et le point d'application de la charge ont été modélisés à l'aide d'éléments volumiques isotropes élastiques C3D20R auxquels les propriétés d'un acier ont été données (figure 112). Au niveau de l'appui, un contact frottant uniforme a été établi entre le métal et le bois. Un coefficient de frottement $\mu = 0{,}33$ a été retenu pour les mêmes raisons évoquées sur le modèle de cisaillement des barreaux. Les nœuds de la face inférieure de l'appui ont été bloqués suivant les directions x, y et z. Afin de rétablir la symétrie, les nœuds de la poutre situés dans le plan de symétrie ont été bloqués dans la direction z. Pour empêcher la poutre de bouger transversalement, la ligne de nœuds située sur l'axe vertical du plan de symétrie a été bloquée dans la direction de x.

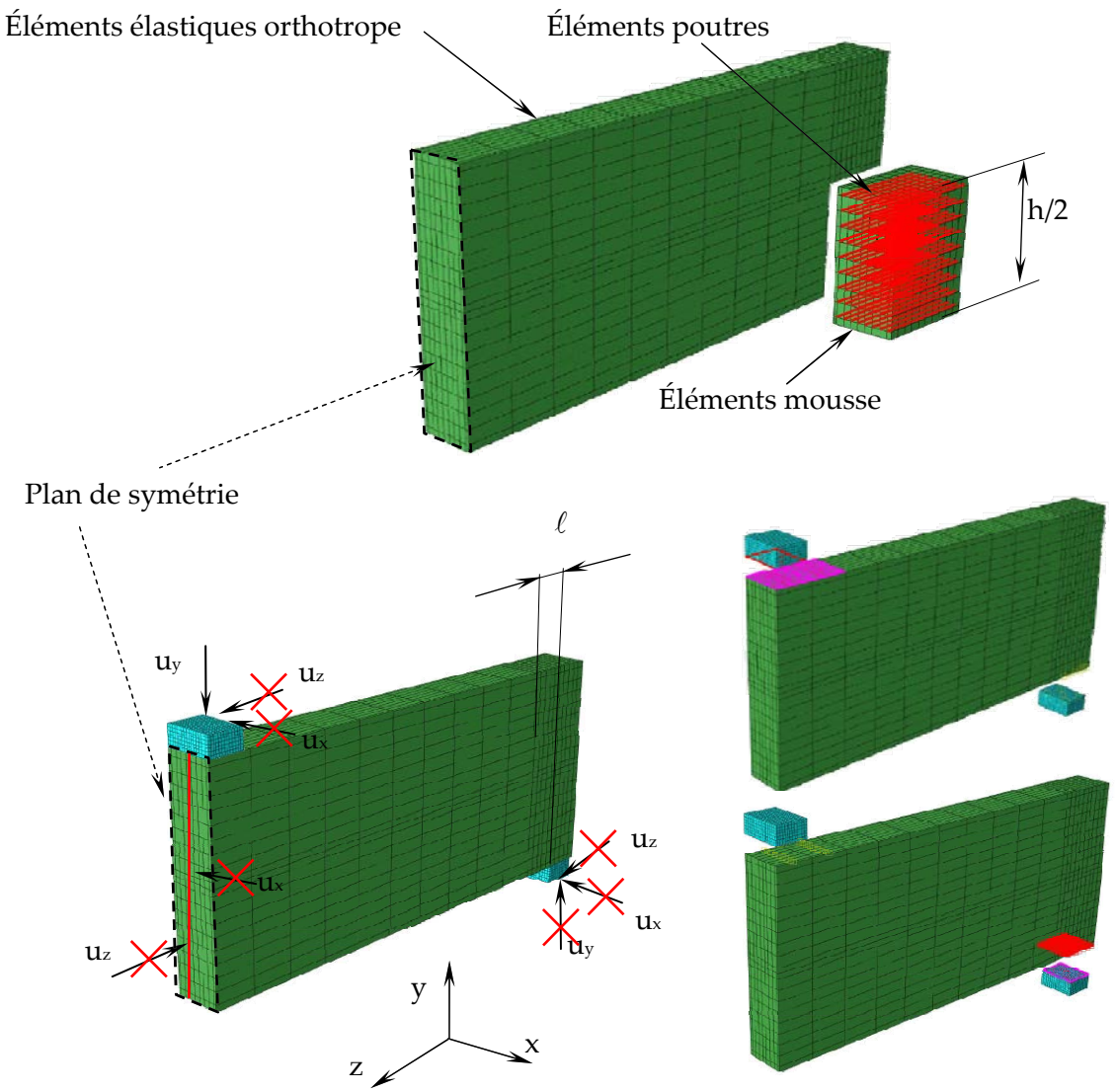


Figure 112 : Maillage, éléments du modèle de la poutre sur appui et conditions aux limites.

Les nœuds situés sur la face supérieure du bloc métallique placé sur la poutre en partie centrale ont été bloqués suivant les directions *ux* et *uz*. Un déplacement *uy* a été imposé afin de charger la poutre. Entre la face inférieure de ce bloc et la poutre un simple contact a été introduit. Cette partie de la poutre servant uniquement à introduire le chargement et ne pouvant se densifier d'autre part, il n'a pas été nécessaire de prendre plus de soin sur cette partie du modèle.

3.2. Comparaison du modèle avec les données expérimentales

A partir des résultats numériques, la contrainte et la déformation ont été calculées suivant les formules présentées sur la figure 111. L'évolution contrainte déformation a alors été tracée sur le faisceau des courbes d'essais expérimentales prises en référence. Ce faisceau coloré en bleu est délimité par une courbe verte (maxima) et marron (minima) sur la figure 113.

L'évolution de la réponse du modèle suit de façon très cohérente le faisceau expérimental comme le prouve le tableau 27 et la courbe bleu sur la figure 113. Au démarrage de l'évolution, le modèle indique une rigidité qui se place exactement dans le faisceau expérimental des essais. Une fois entrée dans la phase de plastification, la modélisation indique pour la masse volumique de 420 kg/m³ une contrainte 30 % au dessus de la valeur moyenne des essais.

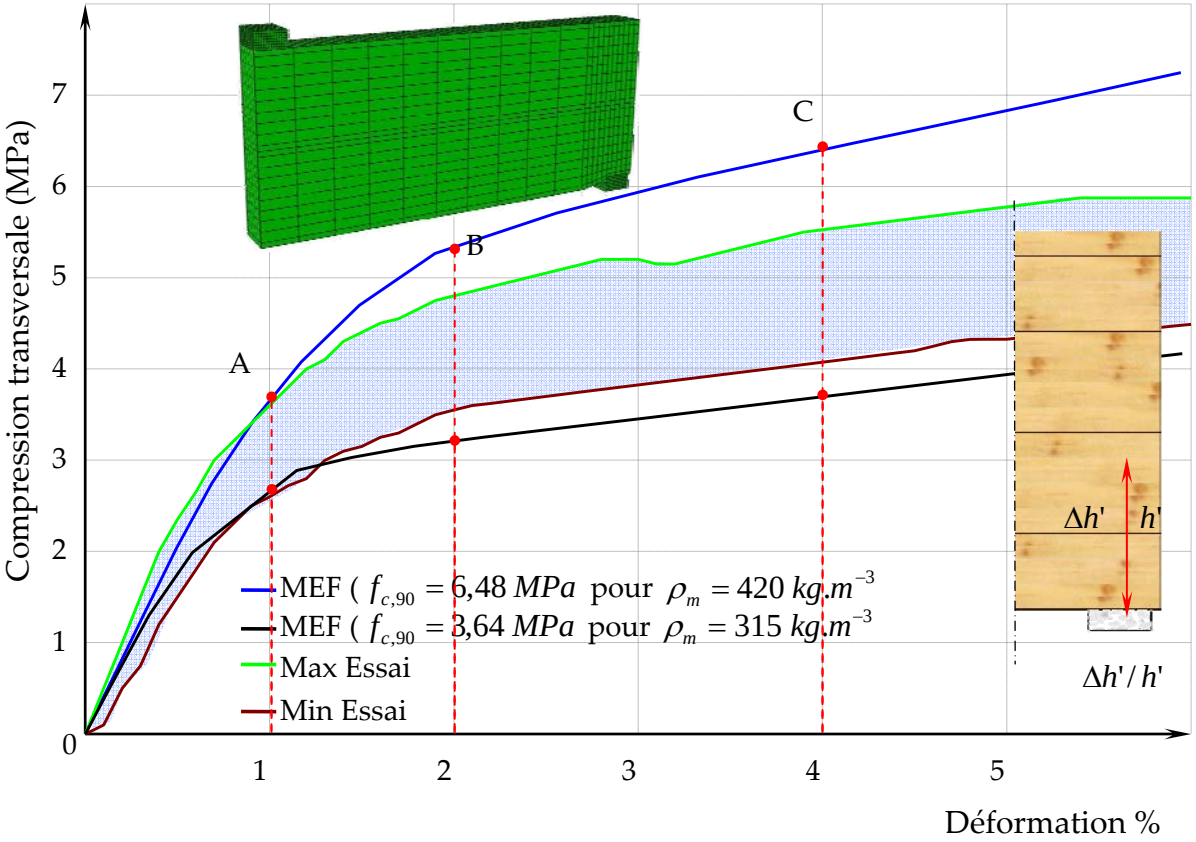


Figure 113 : Évolutions contrainte-déformation issues du modèle éléments finis de la poutre sur appuis et des résultats expérimentaux [56] .

La contrainte plastique introduite dans le modèle a été déterminée sur la base de la loi établie par Toussaint [30] . La résistance au seuil plastique s'élève à 6,48 MPa. Parallèlement aux essais sur les poutres, Blass [56] a réalisé des essais de compression uniforme sur des volumes de bois de taille plus importante non confinée, au seuil plastique la valeur moyenne déterminée est de 3,64 MPa. Pour retrouver une résistance de ce niveau avec la loi de Toussaint [30] cela consisterait à retenir une masse volumique de 315 kg/m³. La réponse du modèle considérant cette masse volumique est présentée sur la figure 113. La réponse expérimentale se trouve alors parfaitement encadrée par les deux résultats de modélisation.

La loi produite par Toussaint [30] étant établie sur du bois parfait et confiné, elle n'intègre pas de fissuration de retrait ni le schéma d'effondrement caractéristique du bois lamellé-collé produisant l'augmentation de la courbure des cernes dans les

planches. Elle conduit alors naturellement à une contrainte plus élevée. La contrainte au seuil plastique sur des blocs de bois non confiné produit une résistance plus faible.

Ces deux constatations semblent alors indiquer qu'au dessus de l'appui, un confinement de la matière se crée dans la partie centrale de la poutre alors que sur les bords de la poutre le bois ne l'est pas. Le résultat final est alors un résultat moyen qui ne peut être intégré dans la modélisation puisque dans la mousse il n'y a pas d'effet de Poisson. Pour trancher ce problème, il serait nécessaire de conduire une campagne d'essai de compression avec des éprouvettes confinées et des éprouvettes non confinées.

Tableau 27 : Écart de contraintes entre MEF et essais à différents seuils de déformation

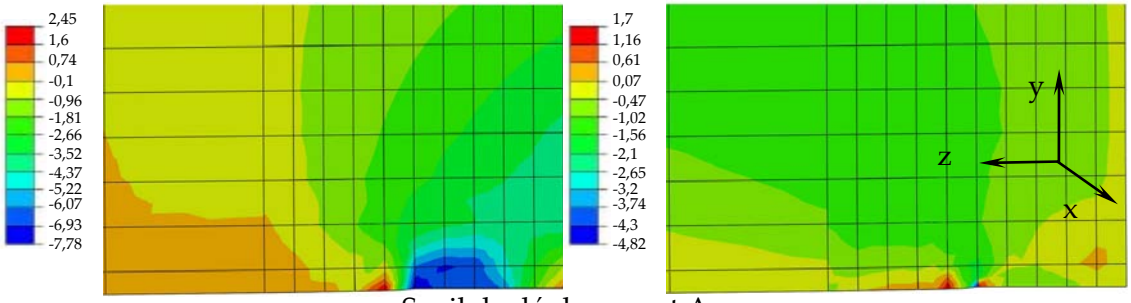
	Contrainte $\sigma_{c,90}$				
Seuil de déformation	Essai moyen MPa	MEF 6,48 MPa	Écart % / essai	MEF 3,64 MPa	Écart % / essai
0,5 %	1,9	2,7	-5,3%	1,75	7,9%
1%	3,1	3,65	-17,7%	2,65	14,5%
2%	4,2	5,33	-26,9%	3,2	23,8%
3%	4,5	5,93	-31,8%	3,52	21,8%
4%	4,8	6,4	-33,3%	3,7	22,9%
5%	5,05	6,8	-35,2%	3,9	22,2%

La figure 114 montre la distribution du cisaillement dans le plan LT (longitudinal et transversale) et de la compression transversale du bois par le modèle éléments finis à différents seuils de chargement défini sur la figure 113. Un travail du bois dans la zone autour de l'appui avec une interaction compression/cisaillement y apparaît clairement. Éloigné de l'appui, le champ de contraintes de cisaillement connu apparaît.

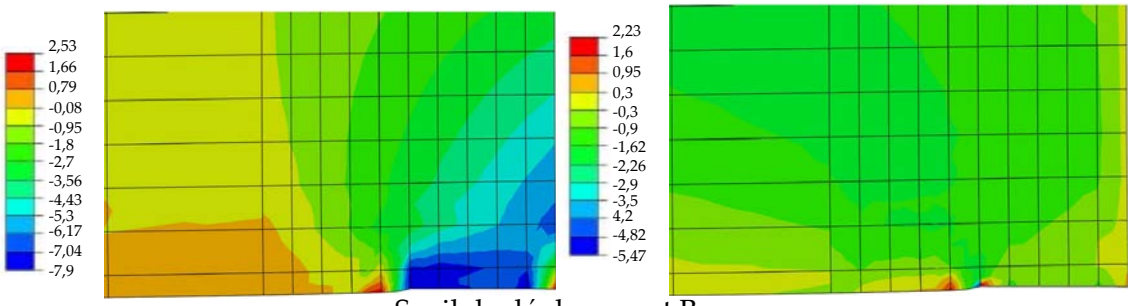
$\rho_{12\%} = 420\ kg.m^{-3}$

Compression $\sigma_{c,90}$ MPa

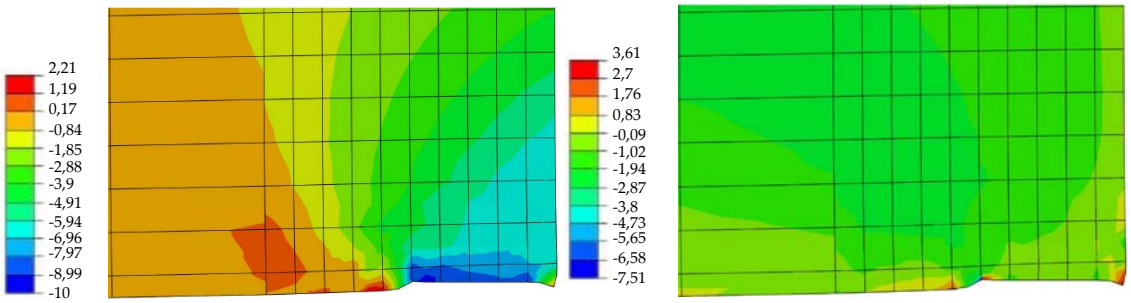
Cisaillement τ_{xz} MPa



Seuil de déplacement A



Seuil de déplacement B



Seuil de déplacement C

$\rho_{12\%} = 315\ kg.m^{-3}$

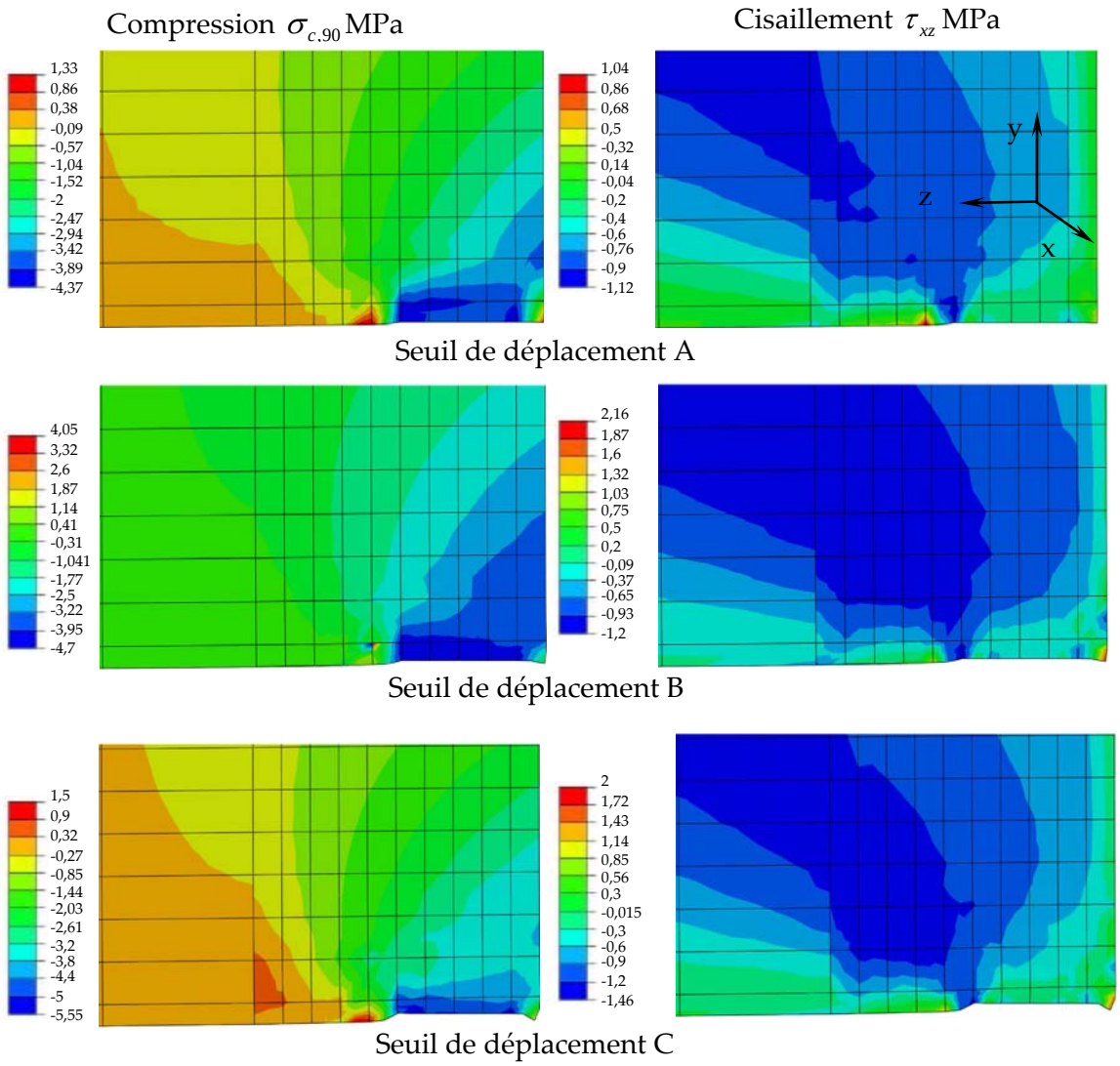


Figure 114 : Distribution du cisaillement et de la compression transversale dans la poutre à différents seuils de chargement pour les deux masses volumiques traitées.

4. ASSEMBLAGE PAR EMBREVEMENT

Les assemblages par embrèvement sont des assemblages traditionnels courants dans les constructions de maisons et de bâtiments en bois. Ces assemblages transmettent les efforts au niveau de multiples surfaces de contact par pression. Les règles de dimensionnement de ces assemblages sont en général très limitées car lorsque la mise en œuvre s'écarte du savoir faire traditionnel le comportement devient alors très complexe. Parmi ces assemblages par entaillage, l'embrèvement avant développe, en situation standard, un mode de rupture fragile et un mode de rupture plutôt ductile. Le mode de rupture fragile conduit au cisaillement du talon de l'assemblage, le mode plutôt ductile conduit à la rupture en compression de la zone de contact entre l'arbalétrier et l'entrait (figure 115).

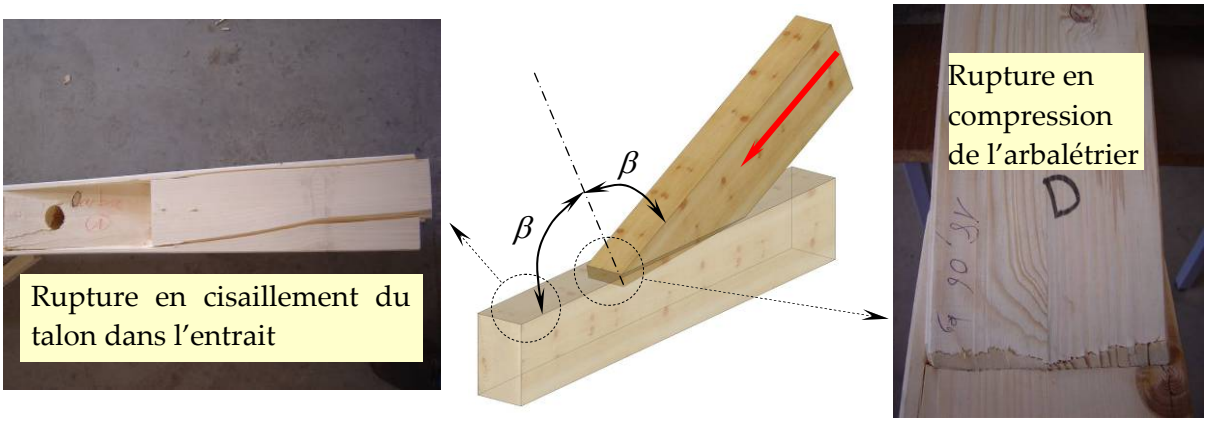


Figure 115 : Modes de rupture standard d'un assemblage par embrèvement avant.

Parmi ces deux modes de rupture, le deuxième est très intéressant car il fait intervenir de la compression à un angle par rapport au fil du bois. Lorsque le bois est comprimé à un angle par rapport au fil, le bois se retrouve dans une situation où il est comprimé et cisaillé. Dans la norme DIN 1052 [60] , la résistance du bois comprimée obliquement par rapport au fil $f_{c,\alpha}$ intègre la résistance au cisaillement ce qui n'est pas le cas dans le règlement Eurocode 5. La formule ci-dessous montre comment la résistance en compression dans le sens du fil $f_{c,0}$, le sens transversal $f_{c,90}$ et le cisaillement f_v entrent en compte avec l'angle de chargement par rapport au fil α.

$$f_{c,\alpha,d} = \frac{f_{c,0,d}}{\sqrt{\left(\frac{f_{c,0,d}}{f_{c,90,d}}\sin^2\alpha\right)^2 + \left(\frac{f_{c,0,d}}{1{,}5\times f_{v,d}}\sin\alpha\cos\alpha\right)^2 + \cos^4\alpha}}$$

La compression sur l'about d'un embrèvement place le bois dans un mode de sollicitation où la compression axiale du bois est très sollicitée mais également la compression transversale et le cisaillement. Il a semblé judicieux de voir la réponse du modèle structural dans cette situation, c'est-à-dire voir comment la mousse maintient l'équilibre des poutres en compression par cisaillement.

Peu de résultats détaillés de tests d'assemblages traditionnels sont disponibles en bibliographie [61] [62] [63] [64] [65] . La mise au point d'un test d'embrèvement étant relativement compliqué, il a été possible de disposer d'un résultat de travaux pratiques conduit à l'ENSTIB [66] sur une ferme latine simple. Ce test réalisé sur la dalle d'essais a permis d'obtenir la rupture de l'assemblage par embrèvement avant, en situation réelle.

4.1. Description du test expérimental d'un embrèvement avant

Les structures bois traditionnelles basées sur des fonctionnements de types treillis sont en générales des structures rigides. Les déplacements sont principalement dus aux jeux d'assemblages ainsi qu'aux déformations des pièces comprimées transversalement. Lorsque des déplacements au niveau des assemblages se produisent des rotations apparaissent et modifient la nature des contacts entre pièces. Il est peu représentatif de tester de manière isolée les assemblages traditionnels car il est difficile de reproduire pendant le chargement ces conditions aux limites réelles.

La figure 116 présente un essai de ferme latine composée d'un poinçon en chêne, de deux arbalétriers et d'un entrait tous trois en bois d'épicéa reconstitué (BMR C24). Avec un angle entre l'arbalétrier et l'entrait faible, 25° en l'occurrence, le risque est important de voir se rompre, s'il est en épicéa, le poinçon en compression transversale avant les embrèvements. Pour cette raison celui-ci est fabriqué avec du chêne. La ferme repose sur des appuis à rotule dont le point de rotation est positionné à l'aplomb de l'intersection des axes neutres entrait arbalétrier. La ferme est maintenue en aplomb transversalement pendant l'essai par deux systèmes d'anti-déversement. Le chargement est appliqué en tête du poinçon par un vérin. Un assemblage tenon mortaise réalisé en extrémité de poinçon permet de guider celui-ci pendant le chargement dans l'entrait. Un jeu de 50 mm entre l'épaulement du poinçon et l'entrait permet à celui-ci de descendre librement sans entrer en contact. L'effort dans l'arbalétrier est alors estimé à partir de l'effort en tête de poinçon. Afin de rendre maximum la résistance de l'embrèvement, le plan de contact à l'about arbalétrier est taillé suivant la bissectrice de l'angle ouvert de l'embrèvement. Pour mesurer la résistance pure de l'embrèvement, celui-ci n'a pas été muni d'un tenon.

Pour mesurer le raccourcissement de la zone d'about, un capteur de type LVDT a été placé sur le dessus de l'arbalétrier. La mesure de ce raccourcissement, qui permet d'estimer la raideur d'assemblage, est problématique car en même temps que le capteur enregistre un déplacement dans l'axe de l'arbalétrier, il subit un allongement dû à la rotation de l'arbalétrier lorsque les jeux initiaux sont comblés. La figure 120 montre l'évolution effort déplacement enregistrée. Les éléments de la ferme ayant été taillés avec soin, la mise en contact est très rapide, entre 0,1 et 0,2 mm, ensuite la compensation des déplacements précités indique faussement une rigidité quasi infinie. Pendant le cycle charge décharge, le glissement tend à revenir à 0. Le rechargement de la structure conduit à une rupture par compression excessive

de l'about de l'arbalétrier. Le bois est cisaillé sur les cernes d'été. En perdant cette cohésion, il se délamine et ne peut plus résister à l'effort de compression. Le déplacement qui se produit entraîne une rotation de l'arbalétrier. L'arbalétrier entre alors en contact avec son arase inférieure et oblige l'about à ressortir de son entaille : c'est le déchaussement. L'instabilité du volume de bois comprimé et cisaillé induit un déplacement dans la structure très rapide qui peut être considérée comme une rupture fragile alors que la compression du bois est en général plutôt associée à un comportement ductile.

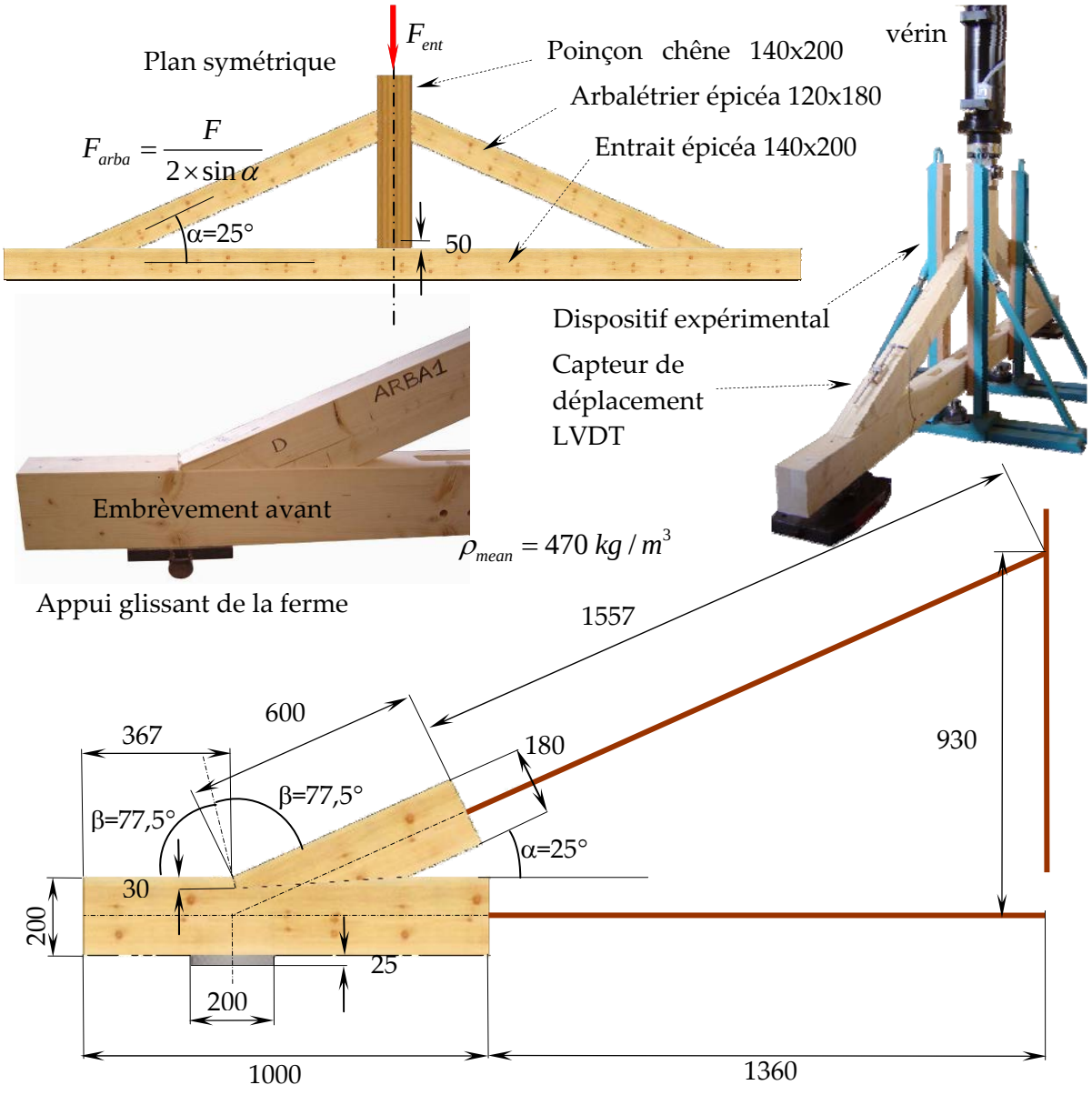


Figure 116 : Dimensions de la ferme et de l'embrèvement avant testé au LERMAB.

4.2. Approche de modélisation, conditions aux limites et contact entre les éléments

En remarquant, comme dans les problèmes précédents, que la structure à modéliser présentait un plan de symétrie passant par l'axe du poinçon, seule la moitié de la structure avec des conditions aux limites soignées peut être modélisée. La largeur de l'entrait et celle de l'arbalétrier étant proche, il a été choisi de négliger les 10 mm de recouvrement situé de part et d'autre de l'arbalétrier empêchant celui-ci de sortir latéralement de son logement. La modélisation a alors été ramenée à un problème plan 2D ce qui permet de réduire notablement la taille du modèle à résoudre.

Le but de la modélisation étant de voir la description de la rupture par compression excessive dans la zone d'assemblage, seule cette zone a été discrétisée à l'aide du modèle structural (figure 117). Pour modéliser l'entrait, des éléments coques rectangulaires à 8 nœuds CPE8R (crushable foam) ont été utilisés couplés avec des poutres B22 à 3 nœuds. Pour modéliser l'arbalétrier, en plus des éléments CPE8R précédents, il a été nécessaire d'utiliser des éléments triangulaires à 6 nœuds CPE6M afin de régler la géométrie du maillage le long de la plus grande surface de contact de l'assemblage. Le tableau 28 présente les valeurs retenues dans le modèle structural.

Tableau 28 : Valeurs mécaniques retenues pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 470 kg/m³.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
470	46,23	8,68	44,69	12645	421	12224	-421	-12,42

En partant d'une géométrie parfaite, c'est un contact frottant sans jeu qui a été introduit entre les deux surfaces qui délimitent l'embrèvement. Cette partie du modèle repose par un contact frottant sur une plaque élastique maillée à l'aide d'éléments CPE8R. Pour reproduire en termes de conditions aux limites l'articulation, le nœud central de la ligne de nœuds située en partie inférieure de la plaque métallique a été bloqué en u_x et u_y.

Pour reproduire la cinématique de la structure, le reste de la ferme a été avantageusement maillée par des poutres B22 à 3 nœuds auxquelles des sections de dimensions adaptées de bois élastique ont été attribuées ($E_L = 12645\ Mpa\ et\ G\ 690\ Mpa$). Le couplage de ces poutres avec les maillages précédents s'est effectué par l'intermédiaire d'une poutre très rigide encastrée à l'extrémité. Sur ces poutres très rigides ont également été encastrées toutes les poutres participant au maillage des modèles structuraux. Cette poutre, par sa rigidité

reproduit l'effet d'une section droite qui reste droite après déformation en bout de l'entrait ou de l'arbalétrier modélisés comme des poutres.

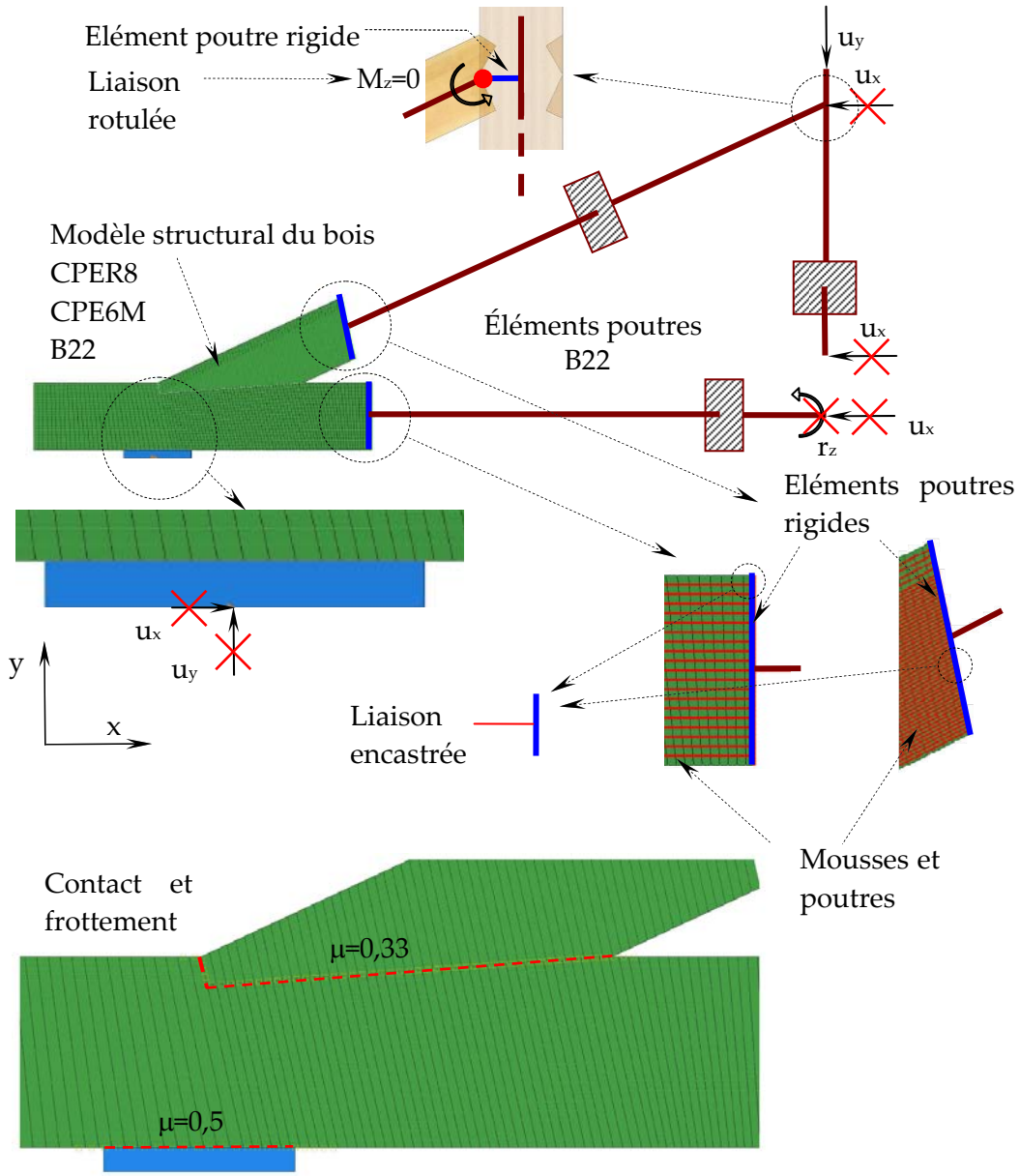


Figure 117 : Modélisation et conditions aux limites du modèle éléments finis de la demi-ferme et de son assemblage.

Pour rétablir la continuité de l'entrait, le nœud à l'extrémité de la poutre a été bloqué en déplacement suivant la direction u_x et en rotation autour de r_z. Afin de permettre au poinçon uniquement un mouvement de translation vertical, celui-ci est bloqué en déplacement suivant u_x à son extrémité basse ainsi qu'au niveau de sa liaison avec l'arbalétrier. Un déplacement suivant la direction u_y à l'extrémité supérieure du poinçon permet d'introduire le chargement. Afin de respecter au mieux la cinématique, une barre rigide fictive a été introduite pour déporter le point

de rotation de l'arbalétrier au niveau de la face extérieure du poinçon. Cette poutre fictive est ensuite reliée par une rotule à l'extrémité de l'arbalétrier.

4.3. Comparaison du modèle de l'embrèvement et des mesures expérimentales

La figure 118 présente le maillage déformé de la ferme et les modes de ruine observés pendant l'essai. Le modèle reproduit tout d'abord parfaitement au niveau de la cinématique l'effet du déchaussement. Ce déchaussement intervient suite à l'effondrement de l'about de l'arbalétrier. Le cisaillement de la mousse entre les poutres fait perdre toute sa rigidité au bois, ceci traduit parfaitement l'observation expérimentale (figure 120). Cet effondrement de la « structure du bois » se traduit comme une instabilité que le modèle peut reproduire, l'évolution charge glissement chute rapidement après avoir atteint un maximum. Le cisaillement de la mousse dans le modèle est élasto-plastique alors que l'expérience montre que les cernes constitués d'un bois d'été et d'un bois de printemps se séparent régulièrement presque complètement. Lorsque le bois est encore comprimé transversalement le frottement entre cernes doit permettre de transmettre encore des efforts ce qui produit en quelque sorte le même effet. Il est rare d'obtenir en même temps l'effondrement de l'entrait et de l'arbalétrier. Bien que les pressions appliquées soient les mêmes sur chacune de ces pièces, la statistique fait que l'un se rompt toujours avant l'autre. L'image de l'effondrement du bois de l'entrait a été prise sur un autre essai ou après s'être écrasé au niveau de la zone de contact, le talon de l'assemblage s'est déchiré en cisaillement. Plusieurs coefficients de frottement ont été considérés entre la pièce d'appui de l'entrait et l'entrait ainsi que entre l'entrait et l'arbalétrier. Le frottement entre l'appui est l'entrait n'ayant pas d'influence celui-ci a été fixé à une valeur $\mu = 0{,}5$. En revanche la figure 120 montre que sur l'about de l'embrèvement, entre l'entrait et l'arbalétrier, le frottement fait évoluer la charge maximum atteinte en compression oblique. Pour les valeurs de résistance en compression du bois estimées à partir de la masse volumique des éléments de la ferme testée, il apparait qu'un frottement $\mu = 0{,}33$ soit celui qui fasse le mieux correspondre le comportement du modèle à l'essai. Ce coefficient est relativement faible et correspondrait au frottement moyen d'une broche avec une rugosité standard dans un trou.

Le tracé des isovaleurs de cisaillement (figure 119), montre clairement une concentration de contraintes autour d'un plan passant juste au niveau du fond de l'entaille dans l'entrait. Cette concentration de contraintes s'étend sur une longueur définie qui ne va pas jusqu'au bout du talon. Ce phénomène décrit par plusieurs auteurs [61] [67] [68] conduit en général à limiter en termes de dimensionnement la longueur réelle cisaillée.

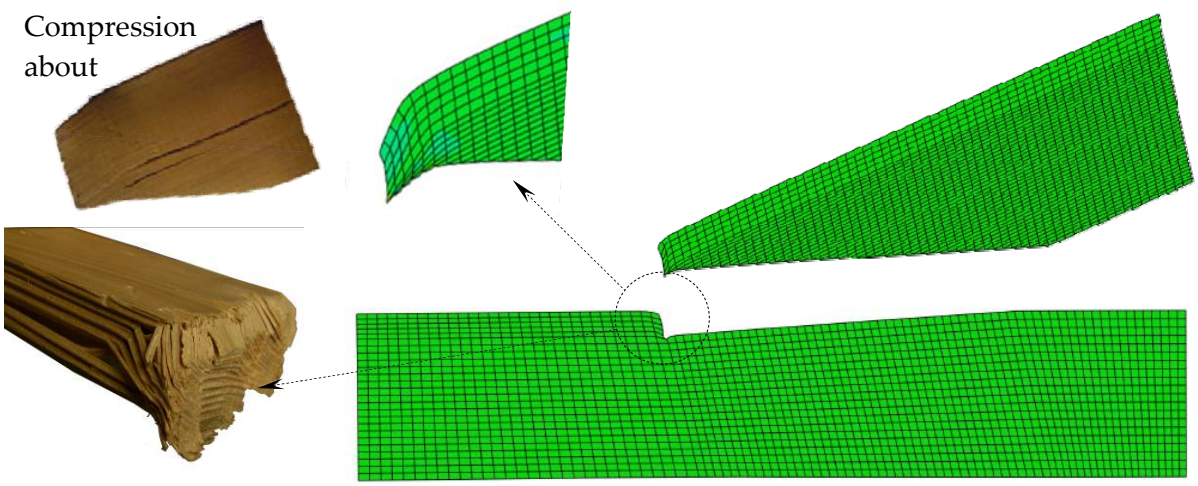


Figure 118 : Comparaison des modes de rupture d'un assemblage de fermes obtenus par MEF et par essais expérimentaux.

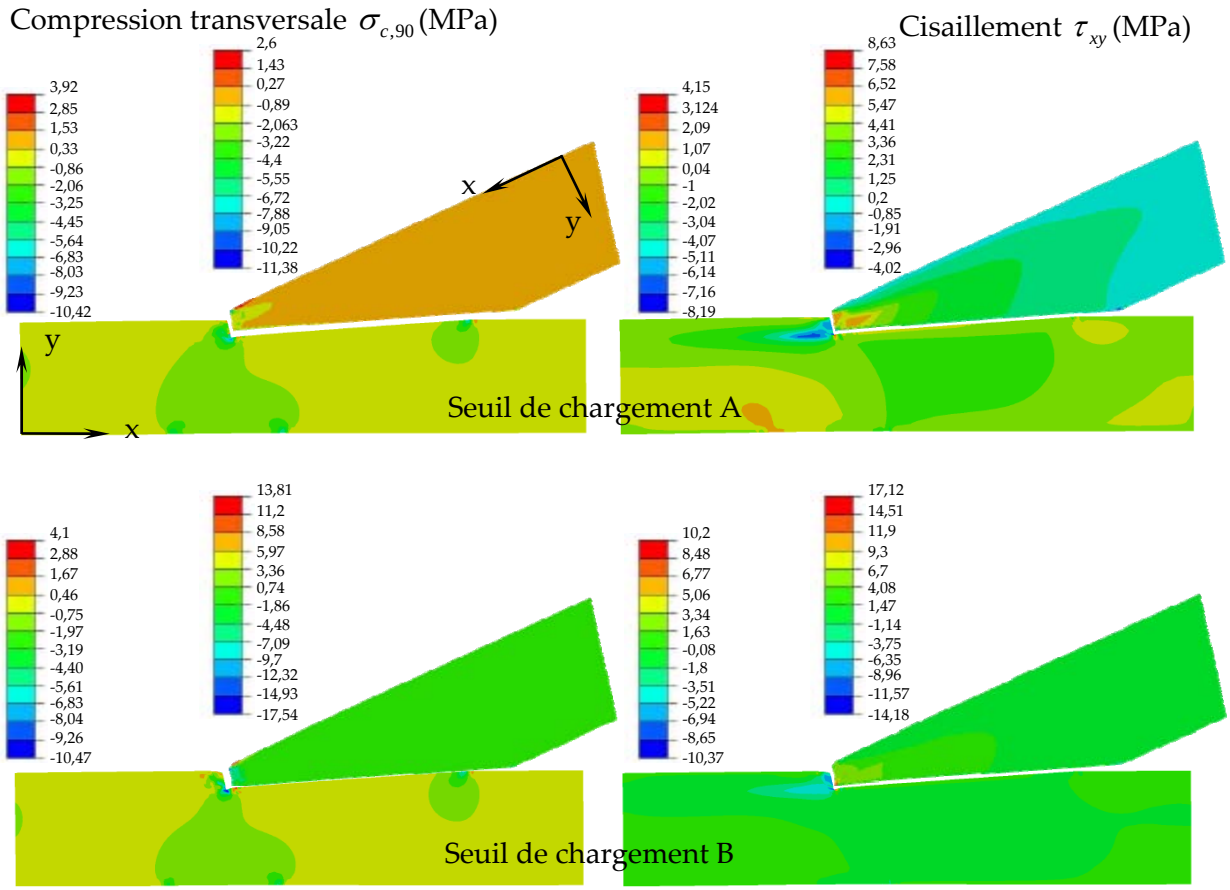


Figure 119 : Contrainte de compression transversale et de cisaillement dans l'arbalétrier et l'entrait à différents seuils de chargement.

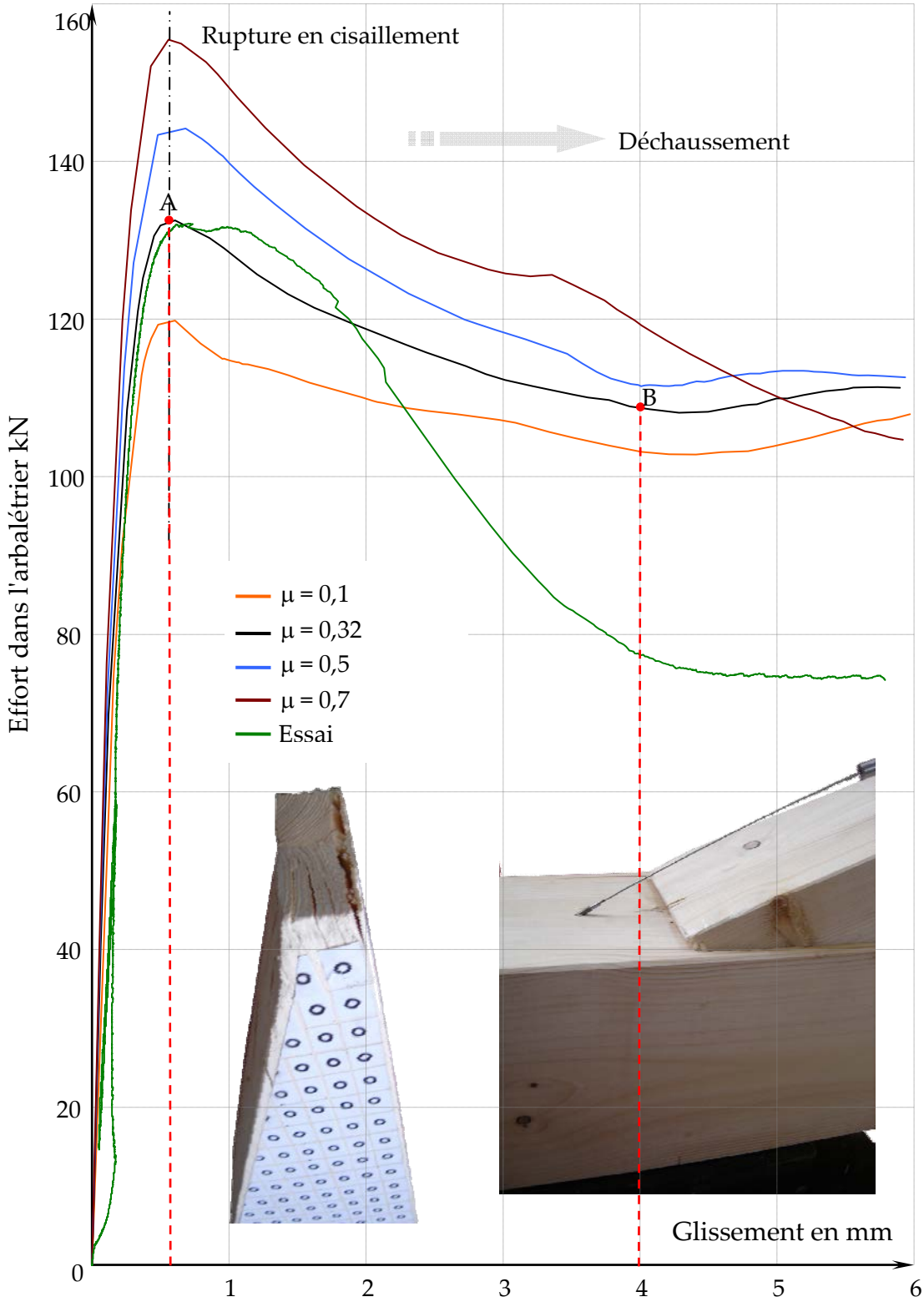


Figure 120 : Influence du frottement entre l'arbalétrier et l'entrait sur l'effort dans l'arbalétrier en fonction du glissement de l'assemblage.

5. ETUDE DE LA PORTANCE LOCALE SOUS UN ORGANE CIRCULAIRE

En dernière validation du modèle structural proposé, il est choisi d'étudier le phénomène de portance locale du bois sous un organe circulaire. Dans cette application l'organe peut-être considéré comme indéformable. Une description correcte du comportement mécanique du bois autour de l'organe circulaire est de première importance dans l'étude des assemblages, il a fait l'objet de nombreuses tentatives de modélisation avec différentes approches éléments finis et formulations de loi de comportement [18] [24] [58] [59] [69] [70] [71] [72] [73] [74] [75] [76] [77] [78] . L'étude de la réponse mécanique d'un modèle à ce comportement mécanique est très riche en informations car une cinématique d'effondrement particulière se développe autour de l'organe lorsque la pression appliquée atteint les limites de résistance du bois. En effet, à l'atteinte de la contrainte limite de résistance à l'enfoncement (f_h) dans le sens du fil par exemple, une partie du bois autour de l'organe reste en adhérence avec la tige suivant le coefficient de frottement qui existe entre le bois et la broche. Cette partie se densifie ensuite alors que le bois qui n'est pas en adhérence glisse en contournant l'organe. Cette partie de bois se retrouve alors fortement distordue donc cisaillée [70] . Cette mécanique d'effondrement particulière se développe nettement lorsque les organes ont un diamètre au moins supérieure à 8 mm [79] . Les nombreuses modélisations qui ont été réalisées sur le sujet et confrontées à des résultats expérimentaux ont principalement été conduites dans la direction du fil, très rarement dans le sens perpendiculaire. Il est donc choisi de reprendre l'approche expérimentale développée par L.Bléron [57] afin de confronter la réponse du modèle structural à des résultats de résistance à l'enfoncement à différents angles par rapport au fil. Le problème est en réalité relativement complexe d'un point de vu expérimental car lorsque l'enfoncement se produit à un angle par rapport au fil, le déplacement de la tige n'est pas colinéaire à la direction de la charge appliquée.

Pour conclure sur la performance du modèle, une étude expérimentale est tout d'abord conduite. Chaque type d'essais est ensuite modélisé et les résultats comparés aux résultats expérimentaux. Enfin, le modèle est utilisé pour retrouver certains résultats empiriques.

5.1. Protocole expérimental des essais d'enfoncement

Afin que la phénoménologie d'enfoncement se développe correctement, c'est-à-dire que la variation de la résistance par rapport à l'angle du fil soit correctement observée, un diamètre d'organe de 16 mm est retenu. Les éprouvettes d'enfoncement sont usinées, en s'inspirant des dimensions spécifiées dans l'EN383 [21] dans du bois lamellé-collé d'épicéa. Le perçage final du trou dans l'éprouvette de bois à un diamètre de 16,2 mm, soit un jeu de 0,1 mm au rayon. Cinq orientations de fil par rapport à la direction de l'effort ont été retenues : 0°, 20°, 30°, 45° et 90° (figure 121).

Pour chaque direction, 10 éprouvettes ont été réalisées. Afin de réduire la variation des résultats d'essais, leur masse volumique a fait l'objet d'un tri préalable.

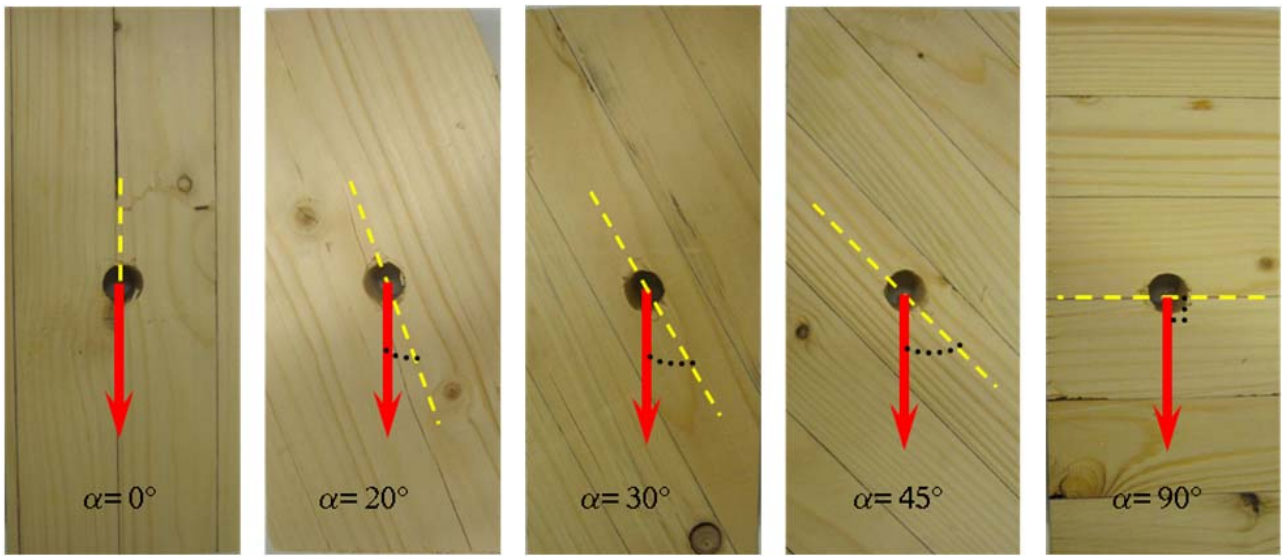


Figure 121: Orientations des 5 chargements soumis aux éprouvettes d'enfoncement.

Avant d'être testé jusqu'à atteindre un enfoncement de 5 mm, l'ensemble des éprouvettes a été stabilisé à une humidité de 12,5% (65% humidité extérieure avec une température de 20°C).

Le montage utilisé pour les essais d'enfoncement est décrit sur la figure 122. La broche est bloquée sur un support de part et d'autre de l'éprouvette. La charge est appliquée par une machine universelle INSTRON® équipée d'une cellule de charge d'une capacité de 100 kN et d'une précision de 0,5 %. Pour que la charge appliquée soit uniquement dirigée dans l'axe de la cellule, c'est-à-dire colinéaire au déplacement de la traverse de la machine, un ensemble de plaques rectifiées combinées à des plaques de roulements à rouleaux est intercalé entre la cellule de charge et l'éprouvette. Lorsque le test est effectué sur des éprouvettes à 0° ou 90° par rapport au sens du fil aucun déplacement transversal n'apparaît pendant l'essai. En revanche, lorsque les essais sont effectués en dehors du sens du fil, l'éprouvette se déplace transversalement. Ce déplacement transversal est en général faible, voir nul tant que le seuil de résistance élastique n'est pas atteint. Ensuite, les éléments se déplacent et le mouvement de l'éprouvette s'inverse au bout d'un certain déplacement lorsque le bois se densifie au cours de l'enfoncement.

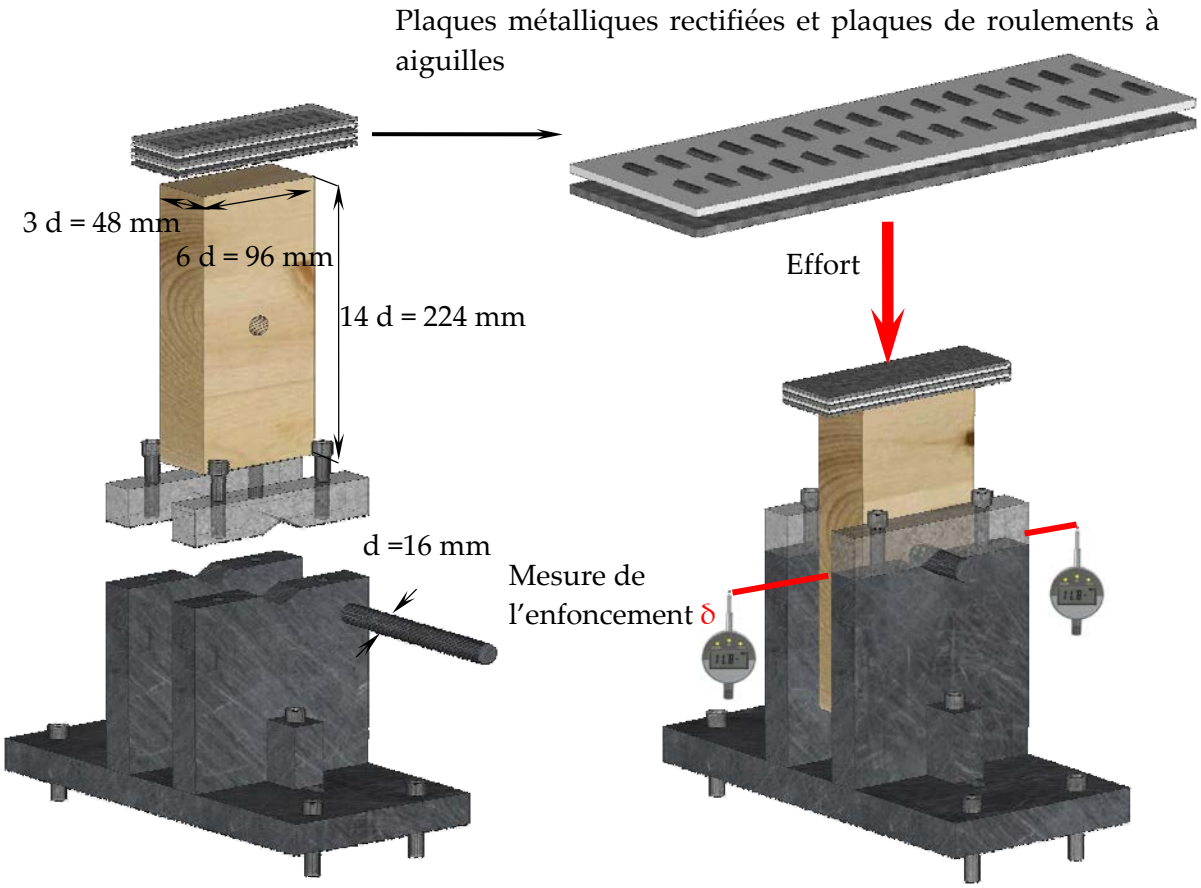


Figure 122: Montage d'essais et dimensions des éprouvettes d'enfoncement avec des tiges d = 16 mm [57] .

5.2. Dispositif pour la mesure des déplacements

La mesure de l'enfoncement au sens de la norme EN 338 est le déplacement relatif de la tige par rapport aux faces latérales de l'éprouvette au niveau de la tige. Lorsque l'enfoncement est réalisé à un angle par rapport au fil, il est difficile de mesurer ce déplacement par un système de capteurs classiques du fait des mouvements latéraux. Il est donc choisi d'utiliser un système de mesures sans contact ce qui simplifie la prise de mesures des déplacements (figure 123). Le système de mesures mis en œuvre est un système par analyse d'images de marque Vidéométrique® [80] qui permet le suivi de cibles. Après avoir obtenu le déplacement de chaque cible après essai, des objets constitués d'un ensemble de cibles sont désignés. Les cibles étant placées dans un même plan, le mouvement relatif des objets en X,Y et θ est obtenu. Sur le montage deux objets sont définis. Un premier objet constitué de 8 cibles est fixé sur le support, un second objet constitué également de 2 x 4 cibles est placé sur l'éprouvette. Ce système permet d'atteindre, si des précautions suffisantes sont prises au niveau de l'éclairage de la zone à mesurer, une précision sur les déplacements de l'ordre de 0,015 à 0,02 mm.

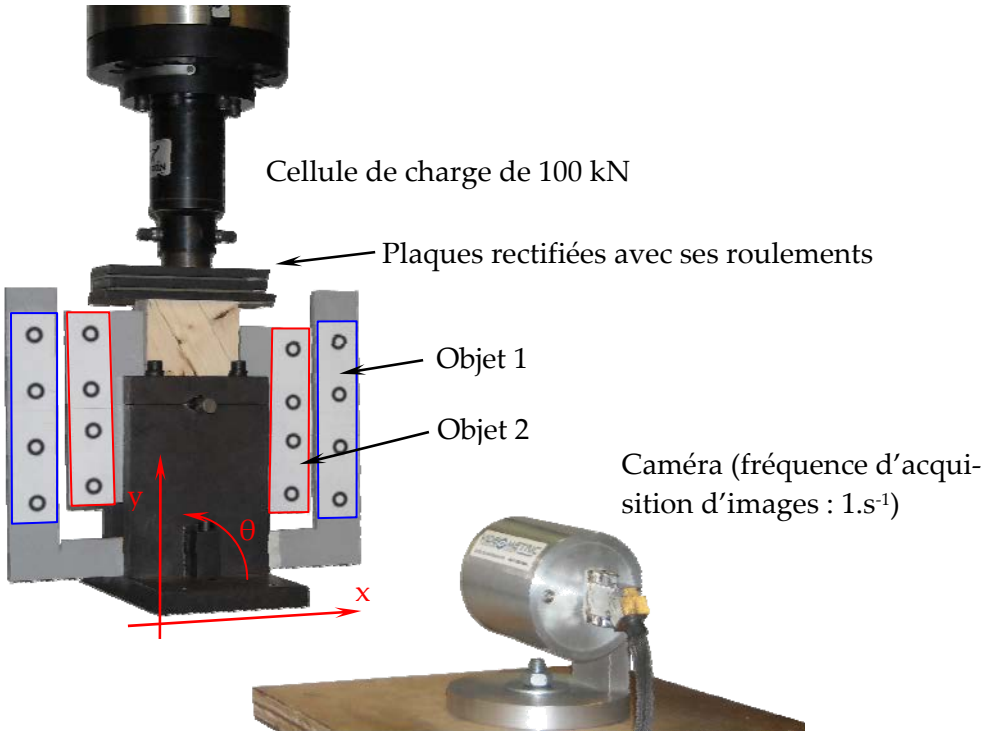


Figure 123: Dispositif expérimental permettant de mesurer avec grande précision l'enfoncement de la tige dans le bois horizontalement et verticalement.

5.3. Observations expérimentales du comportement et analyse

L'observation de l'évolution de l'effort en fonction de l'enfoncement de la tige à l'intérieur du bois montre différentes étapes bien disctinctes quelque soit l'angle par rapport au fil étudié. En premier lieu, la rigidité croît, c'est l'évolution du contact entre une surface circulaire rigide (la broche) et le percement circulaire usiné dans le bois (figure 124). Ensuite, une phase élastique apparente apparaît, c'est ce qui caractérise la raideur de fondation lorsque dans un assemblage la tige est vue comme une poutre sur appuis élastiques. Après cette phase, l'effondrement de la structure bois sous la pression de la tige se développe. Une partie du bois autour de la tige se sépare en restant adhérente à la tige et laisse se propager des fissures (figure 125). Au moment où cette partie de bois s'effondre en compression, les parties de bois situées de part et d'autres se cisaillent en contournant l'organe. Il peut être dit que la limite de résistance à l'enfoncement de manière phénoménologique est atteinte lorsque la résistance en compression du bois adhérent à la tige et le volume de bois en cisaillement atteignent leur limite de résistance de manière quasi simultanée. D'un point de vu normatif, c'est le maximum entre la valeur atteinte à ce seuil et la valeur de la contrainte lorsque l'enfoncement avoisine 5 mm qui est retenu. En effet après ce changement de comportement radical, une phase de densification démarre. Plus le volume de bois cisaillé est important et plus le caractère écrouissable de l'évolution est marqué. Ceci est le cas lorsque l'angle de l'effort augmente par rapport au sens du fil.

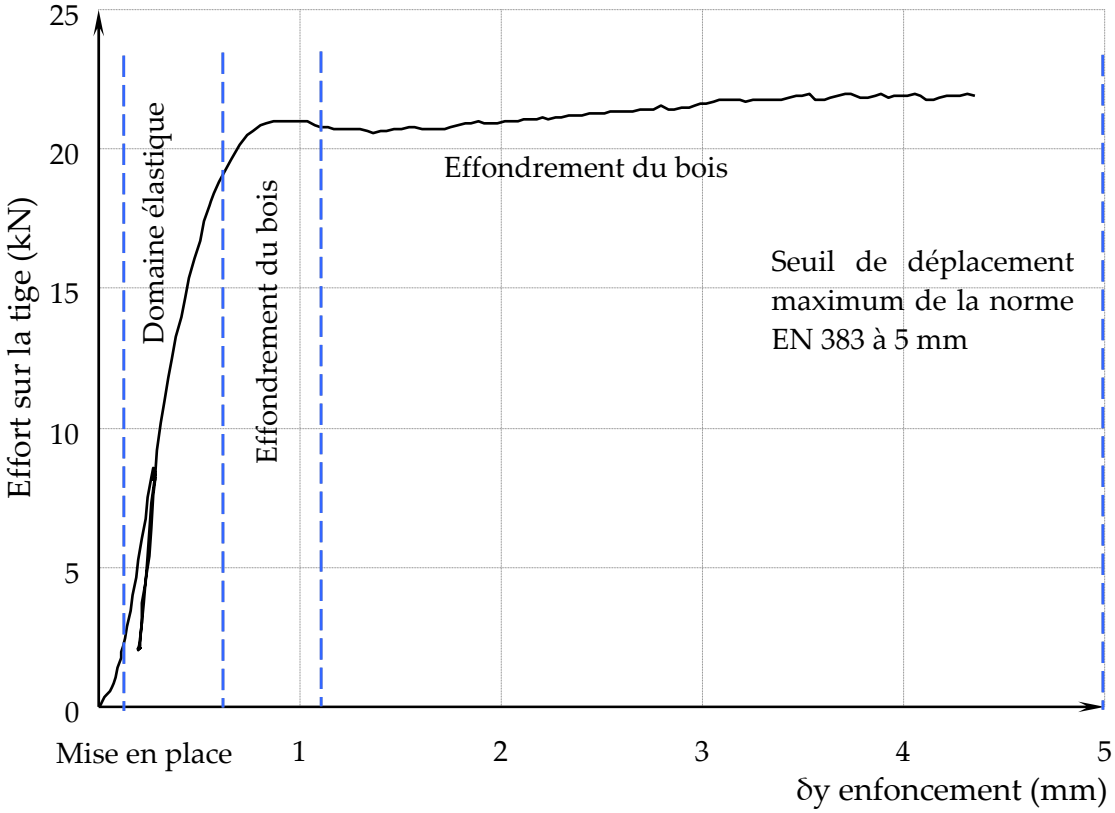


Figure 124: Domaines remarquables de fonctionnement pendant l'enfoncement.

Dans le tableau 29 sont indiquées, les valeurs de la résistance à l'enfoncement moyen par angle à trois seuils d'enfoncement différents. Cette valeur de résistance est obtenue en utilisant la formule suivante (effort sur la surface projetée de la tige) :

$$f_{h,\alpha} = \frac{F(\delta_y)}{d \times 3d} \text{ avec } \delta_y = 0{,}5\,,1 \text{ et } 5\ mm$$

Tableau 29 : Valeurs de contrainte $f_{h,\alpha}$ en MPa au seuil de 0.5 mm, 1 mm et 5 mm d'enfoncement à différents angles par rapport au fil.

$\alpha(°)$	$\rho_{mean}(kg/m^{-3})$	$f_{h,\alpha}(\delta_y = 0{,}5\ mm)$	$f_{h,\alpha}(\delta_y = 1\ mm)$	$f_{h,\alpha}(\delta_y = 5\ mm)$	$f_{h,\alpha,\delta_y=1mm} / f_{h,\alpha,\delta_y=5mm}$
0	424	31,30	32,32	32,26	99,8%
20	438	24,16	27,5	28,74	104,5%
30	403	18,54	21,4	25,52	119%
45	443	16,39	18,23	22,10	121%
90	458	14,07	16,10	18,52	115%

A partir d'un angle de 30°, le volume de bois cisaillé devient plus important car la tige perd en quelque sorte son équilibre sur le bois en adhérence dans le sens du fil : elle est alors retenue transversalement par la compression perpendiculaire et le cisaillement. Une augmentation de la contrainte entre le seuil élastique et la valeur atteinte à 5 mm d'enfoncement de l'ordre de 20 % peut-être observée entre 30° et 90°.

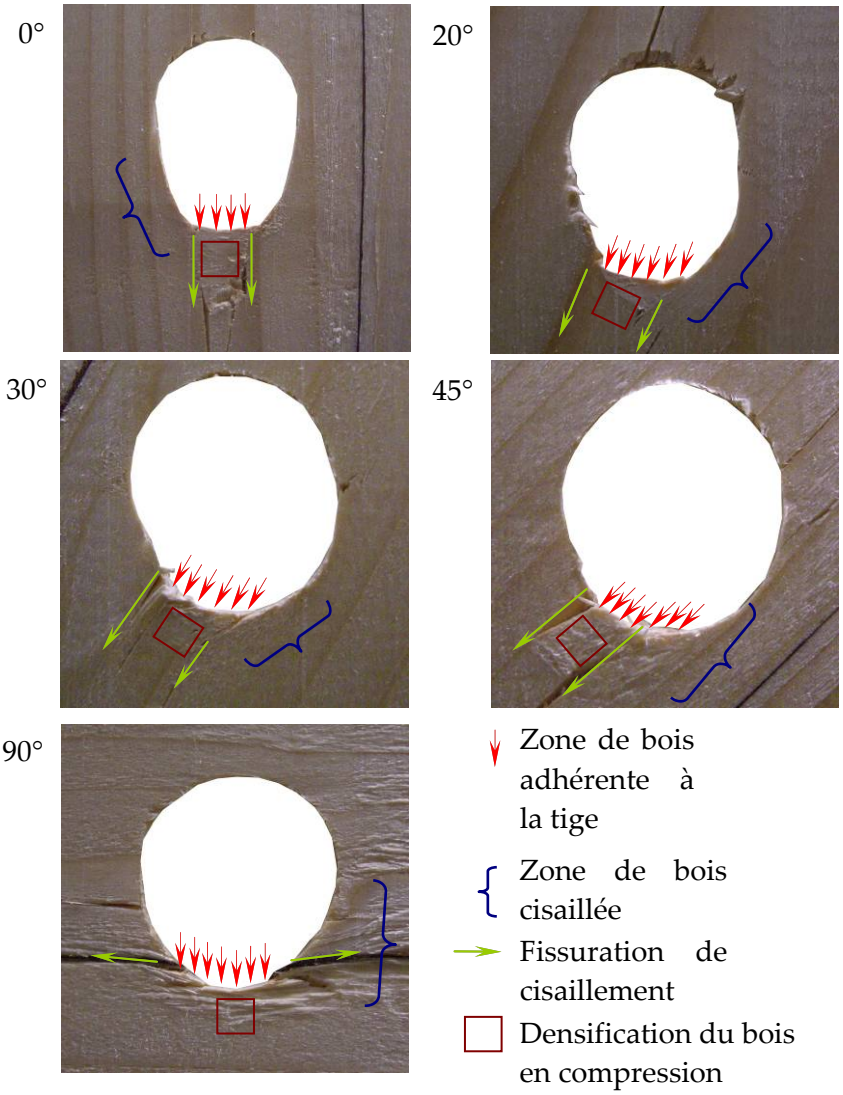


Figure 125: Effondrement de la structure du bois selon les différents angles de la direction d'enfoncement.

La résistance à l'enfoncement des organes circulaires tels que des broches ou les boulons suivant différents angles par rapport au fil est défini dans l'Eurocode 5 [10] pour des bois résineux et peut s'obtenir par les équations ci dessous. Dans ce travail, pour une comparaison rapide, les formulations définies pour des masses volumiques caractéristiques sont également utilisées avec des masses volumiques moyennes.

$$f_{h,\alpha,k} = \frac{f_{h,0,k}}{k_{90}\sin^2\alpha + \cos^2\alpha} \text{ en valeur moyenne } f_{h,\alpha,mean} = \frac{f_{h,0,mean}}{k_{90}\sin^2\alpha + \cos^2\alpha}$$

Avec :

$$f_{h,0,k} = 0{,}082\times(1-0{,}01d)\rho_k \text{ en valeur moyenne } f_{h,0,mean} = 0{,}082\times(1-0{,}01d)\rho_{mean}$$

Et $k_{90} = 1{,}35 + 0{,}015d$

$f_{h,0,mean}$, $f_{h,0,k}$ *= résistance moyenne et caractéristique à l'enfoncement des broches parallèlement au fil du bois,*

ρ_{mean}, ρ_k *= masse volumique moyenne et caractéristique,*

k_{90} *= rapport entre la résistance à l'enfoncement dans le sens du fil et la résistance perpendiculaire*

d *= diamètre de la broche,*

Pour une broche de diamètre 16 mm, il vient :

$$k_{90} = 1{,}35 + 0{,}015d = 1{,}59$$

En effectuant le rapport de la valeur moyenne de résistance à l'enfoncement dans le sens du fil et la résistance perpendiculaire au fil, il vient :

$$k_{90,exp} = \frac{f_{h,0°,5mm}}{f_{h,90°,5mm}} = \frac{32{,}2}{18{,}5} = 1{,}75$$

Cette valeur de 10 % supérieure à la valeur de l'eurocode montre que les essais réalisés sont tout à fait recevables. Sur la figure 126, les résistances moyennes à l'enfoncement aux différents seuils sont tracées ainsi que les valeurs de résistance calculées avec les formulations de l'Eurocode 5 à partir de la masse volumique moyenne pour chaque angle. Il peut être observé que la résistance à un angle de 0° par rapport au fil expérimentale est légèrement supérieure à la valeur estimée de l'Eurocode 5. Ceci peut provenir de la rugosité de la tige utilisée lors des essais qui peut être un peu plus élevée que celle des études réalisées pour calibrer les formules. Néanmoins, à 5mm d'enfoncement, les essais réalisés s'approchent assez fidèlement des valeurs réglementaires. Il peut être observé que le caractère orthotrope de l'enfoncement est beaucoup plus marqué au seuil de 0,5 mm et de 1 mm. Il est alors conclu que ces résultats sont tous recevables afin de conduire une comparaison avec la modélisation qui suit.

Le détail de l'analyse de ces essais d'enfoncement est présenté en annexe 3 . Le lecteur intéressé pourra se reporter à cette partie afin d'obtenir des données particulières permettant une analyse plus approfondie en particulier le lissage des résultats pour obtenir des données moyennes.

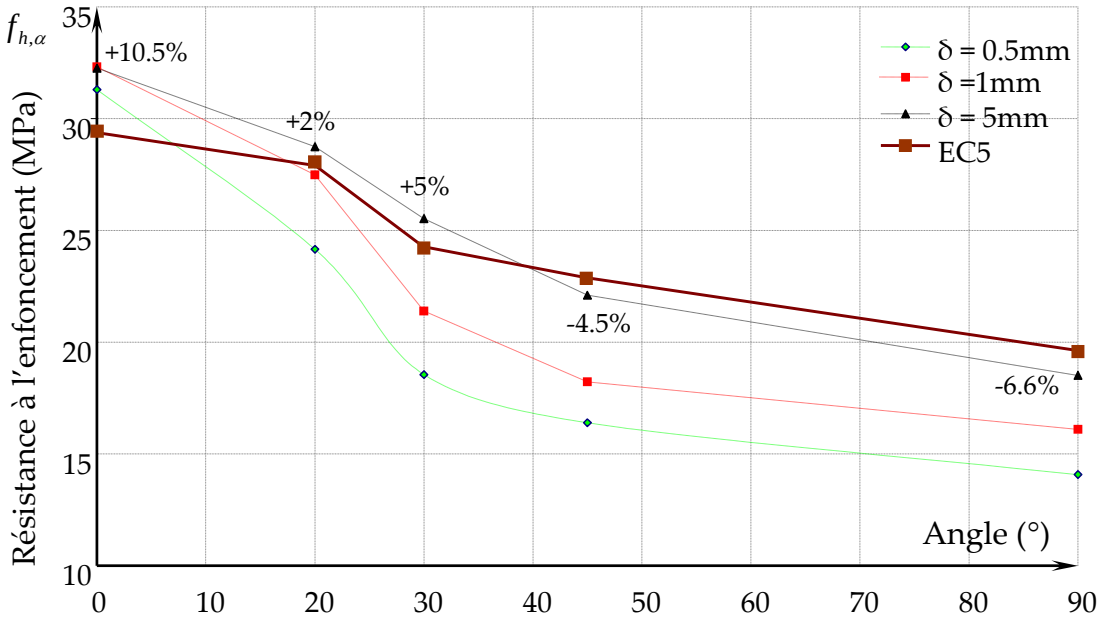


Figure 126: Comparaison des valeurs de résistance à l'enfoncement à 0,5 mm, 1 mm et 5 mm obtenues par essais à différents angles par rapport au fil avec celles de l'EC5.

5.4. Description de l'approche de modélisation MEF des essais d'enfoncement

La contrainte d'enfoncement peut être considérée comme uniforme le long de la tige dans un essai d'enfoncement car la déformation de la tige peut être négligée au regard de l'épaisseur de l'éprouvette. Dans ce cas, la modélisation peut être conduite en 2 D afin de limiter le nombre de degrés de liberté et par là même le temps de calcul. Le modèle structural étant une amélioration du modèle proposé par JF.Bocquet [24] et Racher & all [70] , il est choisi ici de s'inspirer de cette approche de modélisation pour réaliser le maillage de l'éprouvette. Dans l'application précédente sur l'embrèvement, il a été montré que l'ensemble de la pièce pouvait être maillé intégralement par le modèle structural, l'approche proposée par Bocquet n'est donc pas une obligation.

La zone proche de la broche est maillée à l'aide du modèle structural étant donné que les déformations plastiques sont limitées au voisinage de celle-ci. La surface de cette zone a été définie comme égale à 4 fois le diamètre de la broche dans le sens du fil et à 3 fois le diamètre de la broche dans la direction perpendiculaire au sens du fil. Les propriétés du modèle non linéaire sont présentées dans le tableau 30 pour une masse volumique moyenne des éprouvettes de 433 kg/m^3. Ailleurs, le bois est considéré comme un matériau élastique orthotrope, les propriétés prises en compte sont celles du tableau 31.

Tableau 30 : Valeurs utilisées pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 433 kg/m³.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
433	42,47	7,48	41,06	11027	367	10660	-367	-10,69

Tableau 31 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le comportement élastique orthotrope pour une masse volumique de 433kg.m-3

E_L	E_R	E_T	G_{LR}	G_{TL}	G_{RT}	ν_{LR}	ν_{LT}	ν_{RT}
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa			
11027	367	367	754	754	520	0,02	0,02	0,3

Au final, le maillage a une largeur égale à 6 fois le diamètre de la broche et une longueur de 14 fois le diamètre (figure 127) comme pour l'essai d'enfoncement à 0° par rapport au fil.

Afin d'adapter le modèle structural en deux dimensions, la formulation des éléments permettant le maillage de la mousse et des poutres doit être adaptée au calcul en 2 D. La mousse ainsi que la partie élastique du maillage sont supportées par des coques à huit nœuds (CPE8R dans la bibliothèque d'Abaqus). Les poutres élasto-plastiques de la partie non-linéaires sont supportées par des éléments à trois nœuds (B22 dans la bibliothèque d'Abaqus). Pour reproduire les conditions aux limites expérimentales, une plaque de répartition permettant d'imposer un déplacement à l'éprouvette est modélisée par un solide indéformable. La broche est elle aussi considérée comme un solide indéformable. Un jeu entre cette broche solide et le perçage est également considéré.

La construction du maillage est programmée de manière paramétrique, les paramètres principaux sont les suivants :

NEV nombre d'éléments verticaux du maillage (comportement non linéaire),

NEH nombre d'éléments horizontaux (comportement non linéaire),

J jeu entre la broche et le percement dans le bois,

d diamètre de la broche,

R rayon de la broche d/2,

Pour pouvoir analyser les résultats d'essais d'enfoncement précédents, trois modèles éléments finis sont au final nécessaires : modèle (1) pour le sens du fil, (2) pour le sens perpendiculaire et (3) pour les angles intermédiaires. Ces différentes modélisations sont indispensables afin de pouvoir imposer un déplacement ou une charge à différents angles sur le maillage du bois qui soit conforme aux conditions expérimentales. Le maillage étant réalisé de manière paramétrique, la réalisation de ces trois modèles permet de simplifier la génération du maillage du bois autour de

l'organe. Les conditions aux limites imposées à ces modèles sont présentés sur la figure 128 .Comme sur l'essai réel, la broche est bloquée suivant les directions X et Y. De façon paramétrée, l'angle d'enfoncement par rapport au fil peut varier dans le modèle 3 entre 20 et 70° en conservant sa génération automatique et donc son paramétrage.

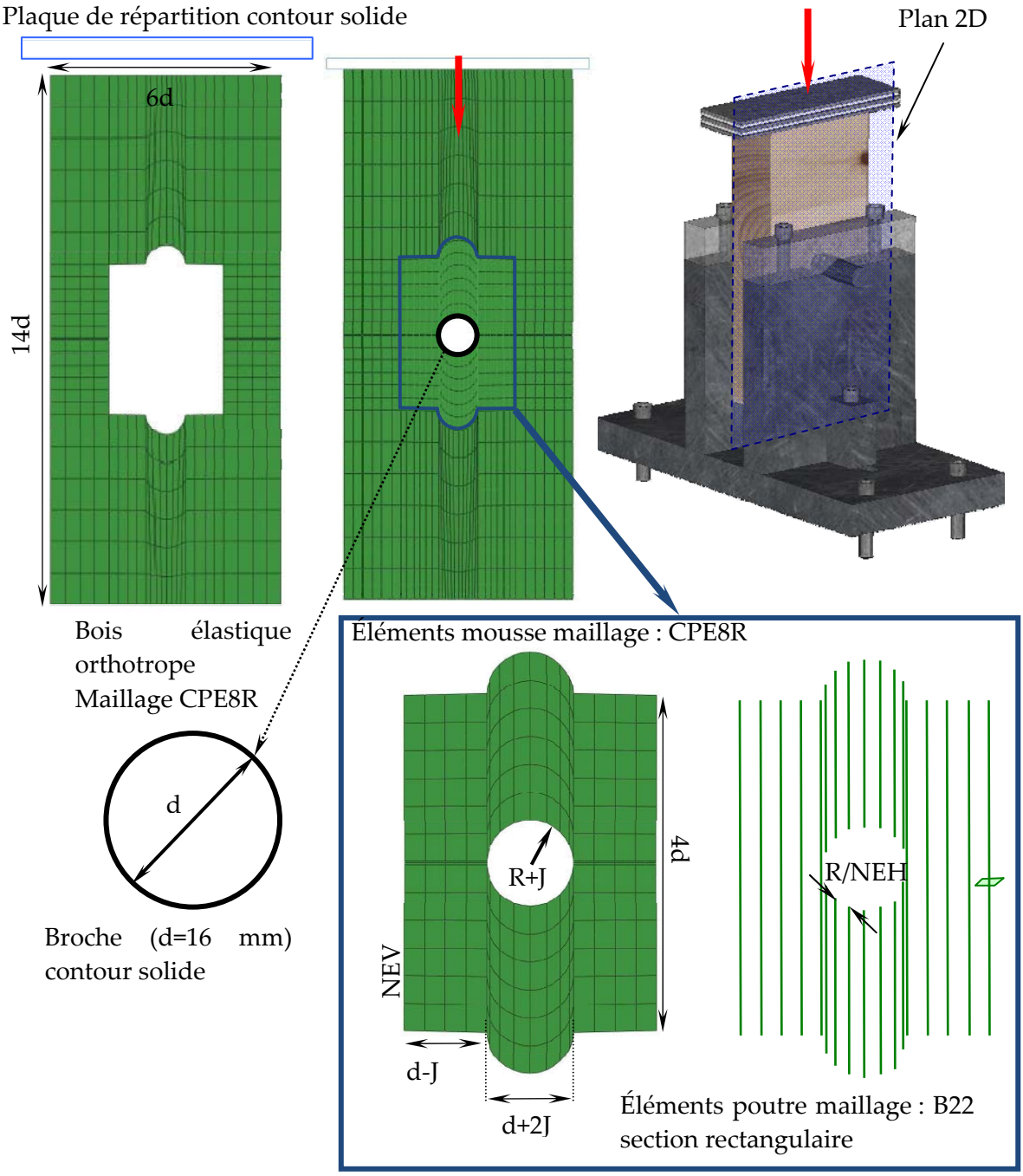


Figure 127 : Composition du maillage éléments finis du modèle de l'essai d'enfoncement dans le sens du fil.

La plaque de répartition est bloquée dans la direction perpendiculaire à la direction de chargement suivant le modèle utilisé. Dans le sens perpendiculaire à la

direction bloquée, un déplacement est imposé afin de produire un chargement sur l'éprouvette.

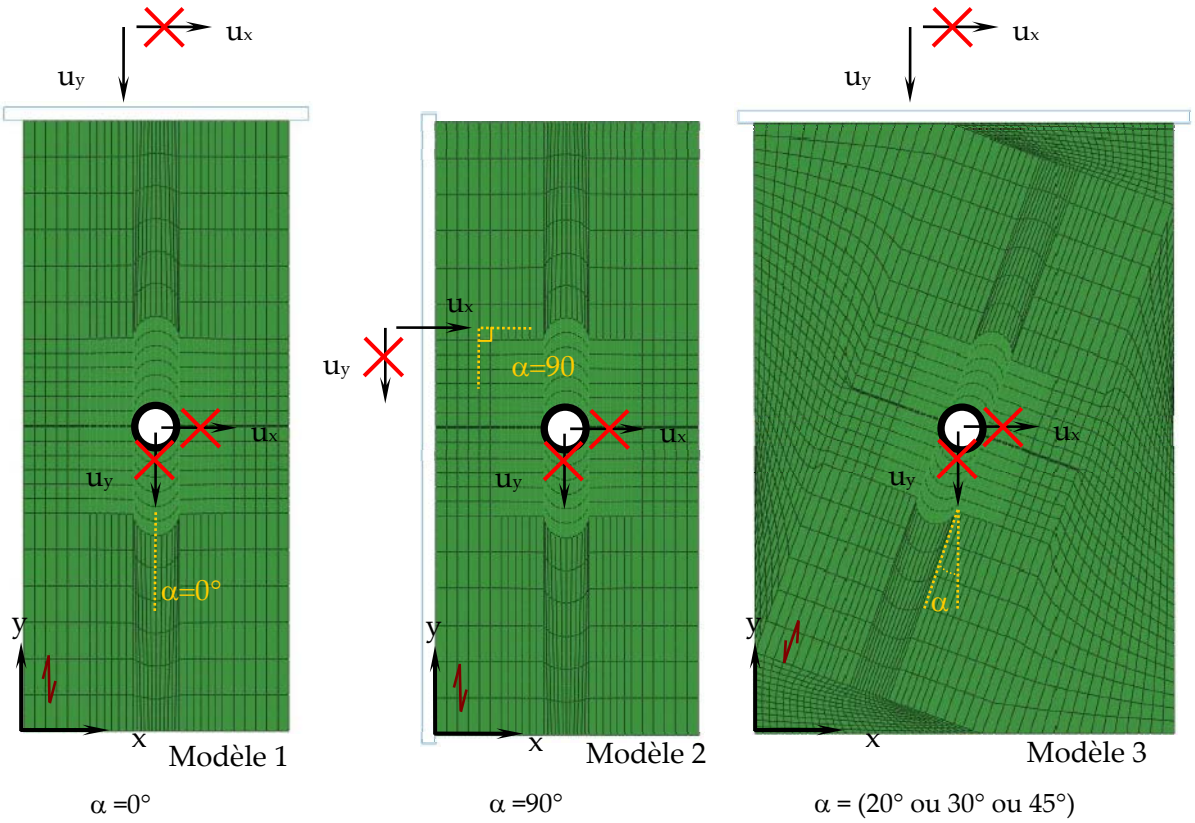


Figure 128 : Conditions aux limites imposées à la plaque de répartition et à la broche suivant le sens de sollicitation par rapport fil.

5.5. Gestion du contact sur le modèle MEF, définition des frottements

Entre la plaque de répartition et le bois ainsi qu'entre le bois et la broche une gestion du contact est nécessaire pour empêcher l'interpénétration des maillages. Cette gestion du contact est réalisée en utilisant une option du logiciel Abaqus qui permet de gérer ce contact non pas entre un nœud du maillage et une surface mais directement entre deux surfaces déclarées. Cette gestion du contact présente l'avantage de limiter les problèmes de convergence au cours de la résolution du problème (figure 129).

En plus des conditions de contact entre le bois et la plaque de répartition, un coefficient de frottement est déclaré. Ce coefficient de frottement μ a été fixé à 0,5. Entre le bois et la broche le même coefficient de frottement est retenu en premier lieu. La définition de ces coefficients de frottement est délicate comme il va être montré dans la suite de l'analyse et conduit à des écarts de valeurs non négligeables. D'autre part, la bibliographie montre qu'il n'y a pas un consensus sur une valeur à retenir. La plupart des modélisations qui ont été réalisées sont confrontées à des résultats

obtenus sur des enfoncements dans le sens du fil, très rarement dans le sens perpendiculaire au fil et jamais à d'autres angles.

Z.W. Guan [81] présente un modèle éléments finis en trois dimensions pour renforcer localement des assemblages de bois avec attaches par chevilles creuses. L'auteur y utilise un coefficient de frottement μ de 0,75 ce qui est très important.

N. Kharouf [69] a travaillé sur un modèle élasto-plastique des assemblages bois boulonnés. Pour le frottement, la référence prise est le travail de I.Smith [82] la valeur retenue de μ est 0,7 dans les contacts broche métallique/bois.

Erik Serrano [83] a travaillé sur un modèle éléments finis des connexions des broches collées dans le bois. L'auteur a retenu une valeur μ de 0,6.

A.M.P.G. Dias&all [18] ont présenté un modèle éléments finis en trois dimensions sur les connexions bois/broche. Le travail de Van de Kuilen [72] , pris en référence, leur fait adopter un coefficient de frottement μ de 0.5.

C.J. Chen&all [73] , B.H. Xu&all [74] , P. Racher&all [75] ont utilisé un coefficient de frottement entre la broche métallique et le bois d'une valeur μ égale à 0,3.

P.D.Rodd [58] [59] a étudié le comportement des assemblages type bois/cheville. Selon l'état de surface de la cheville, l'auteur définit trois valeurs de frottement :

1. pour une connexion bois/cheville avec une surface rugueuse, un coefficient de frottement égal à 0,585 (ou un angle de frottement de 30°),

2. pour une connexion bois/cheville avec une surface lisse, un coefficient de frottement égal à 0,339 (ou un angle de frottement de 19°)

3. pour une connexion bois/cheville avec revêtement en téflon (très peu rugueux), un coefficient de frottement égal à 0,123 (ou un angle de frottement de 7°)

Pour la présente étude, qui s'apparente au cas 1 et au cas 2 selon P.D.Rodd, le coefficient de frottement entre la broche et le bois fixé à 0,5 semble justifié.

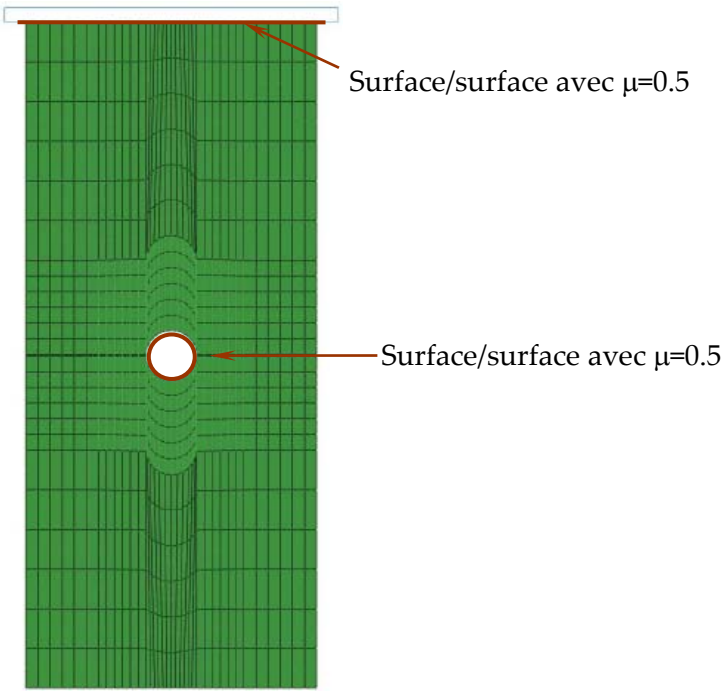


Figure 129 : Coefficients de frottement entre les pièces rigides du modèle éléments finis et le bois.

5.6. Influence du frottement bois/métal autour de l'organe

Avec les hypothèses de frottement retenues ci-dessus et les modèles numériques présentés, l'évolution de la contrainte d'enfoncement a pu être calculée pour les différents angles testés expérimentalement. Sur ces évolutions contrainte enfoncement, les contraintes au seuil de 0,5, 1 et 5 mm ont été déterminées. Sur la figure 130, ces différents résultats au seuil de 1 mm sont confrontés avec les résultats expérimentaux. Il peut être constaté que la modélisation avec un coefficient de frottement tel que défini précédemment surestime assez largement la résistance, en particulier pour les faibles angles. Les modèles éléments finis du bois et les différentes lois de comportement ayant été validées à plusieurs reprises dans les modèles précédents, ceux–ci ne peuvent être incriminés. Seule l'hypothèse d'un coefficient de frottement μ égal à 0,5 et uniforme sur la périphérie de la broche quelque soit l'angle par rapport au fil, peut être remis en cause. La détermination expérimentale du coefficient de frottement est une mesure difficile à réaliser qui plus est si celle-ci doit être réalisée en fonction de l'angle par rapport au fil du bois. Aucun protocole fiable de détermination de ce coefficient de frottement n'a pu être trouvé dans la bibliographie. Le choix de valider ou d'invalider cette hypothèse par voie expérimentale n'a donc pas été retenue pour cette simple application de validation du modèle. En revanche, il a pu être remarqué que le coefficient de frottement affectait assez peu la résistance à l'enfoncement pour des angles importants par rapport au fil. Afin de mieux cerner le comportement du modèle, la contrainte d'enfoncement a été recalculée pour deux coefficients de frottement différents de 0,5 : l'un supérieure (μ égale à 0,7), l'autre inférieure (μ égale à 0,3).

La variation du coefficient de frottement affecte la résistance du bois pour les faibles angles de chargement par rapport au fil, mais peu les résultats au-delà de 40°. Entre 20° et 40 °, il est observé que la valeur de la résistance à l'enfoncement reste supérieure aux valeurs expérimentales quel que soit l'angle de frottement. Ces observations conduisent à dire qu'une mauvaise estimation du coefficient de frottement ne peut expliquer à elle seule les écarts aux valeurs expérimentales. Une hypothèse supplémentaire a donc été ajoutée. Il est supposé que le coefficient de frottement n'est pas uniforme suivant le point de contact entre la broche et le bois. Après différents essais de profil de frottement, le profil basique présenté sur la figure 131 a été retenu. Ce profil admet un frottement constant entre 0 et 30 °, une variation linéaire décroissante entre 30° et 80° et une valeur constante jusqu'à 90°.

En conservant une valeur maximale de μ égale à 0,5 pour les faibles angles de frottement et une valeur minimale de μ égale à 0,08, les résultats expérimentaux sont approchés avec une plus grande finesse comme le montre la figure 130.

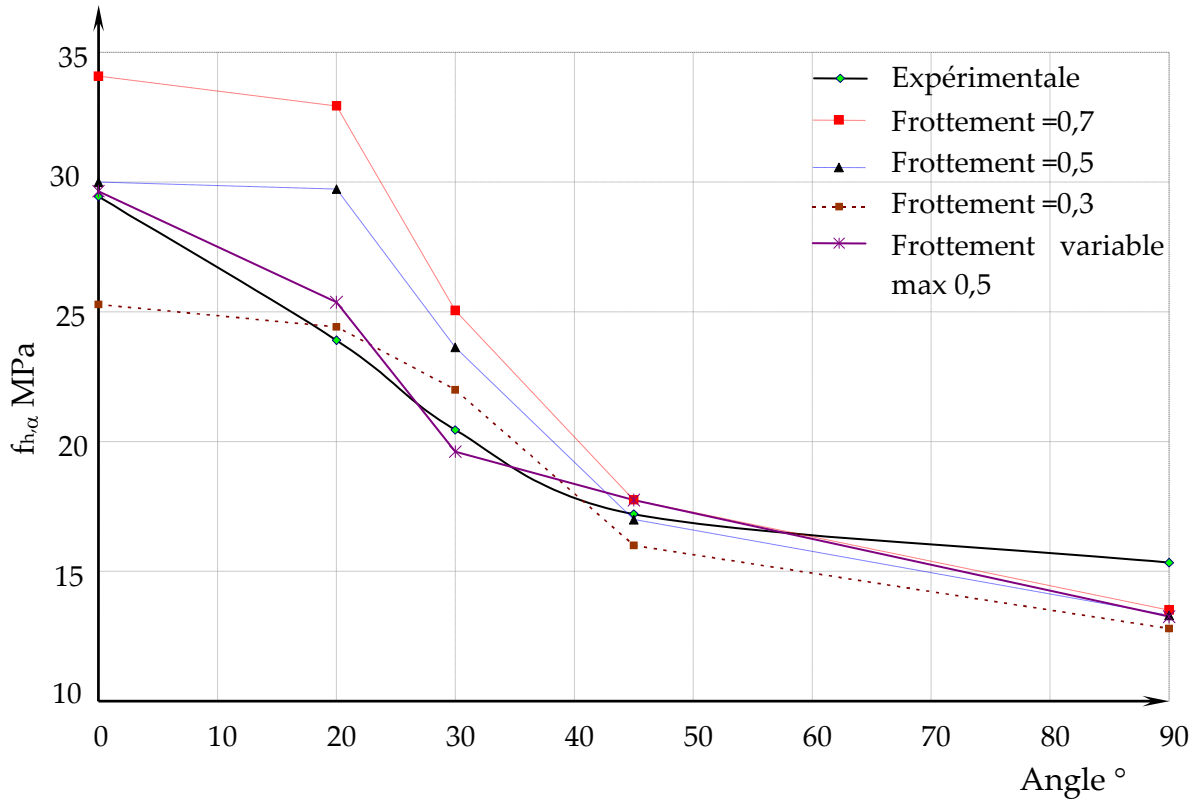


Figure 130 : Comparaison des contraintes d'enfoncement obtenues expérimentalement à 1 mm d'enfoncement et celles calculées par le modèle éléments finis à 1 mm pour différentes hypothèses de frottement.

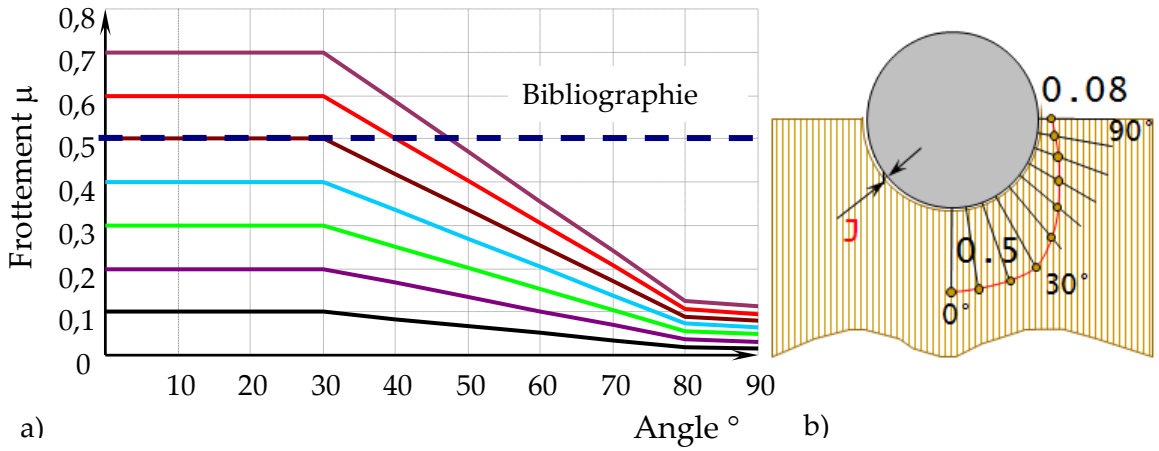


Figure 131 : Profil du coefficient de frottement entre 0°et 90° a) Profil de frottement polaire autour de la broche b).

La comparaison entre les modes de rupture lors d'un travail d'enfoncement des broches, obtenus par le modèle éléments finis, d'une part, et essais expérimentaux, d'autre part, montre une même phénoménologie de rupture dans les deux cas. La tendance de la broche à s'enfoncer vers les zones à coefficient de frottement plus élevé, l'apparition d'une zone d'interaction compression/cisaillement et l'effondrement des fibres du bois en « flambement » sont trois phénomènes restitués correctement par le modèle éléments finis (figure 132).

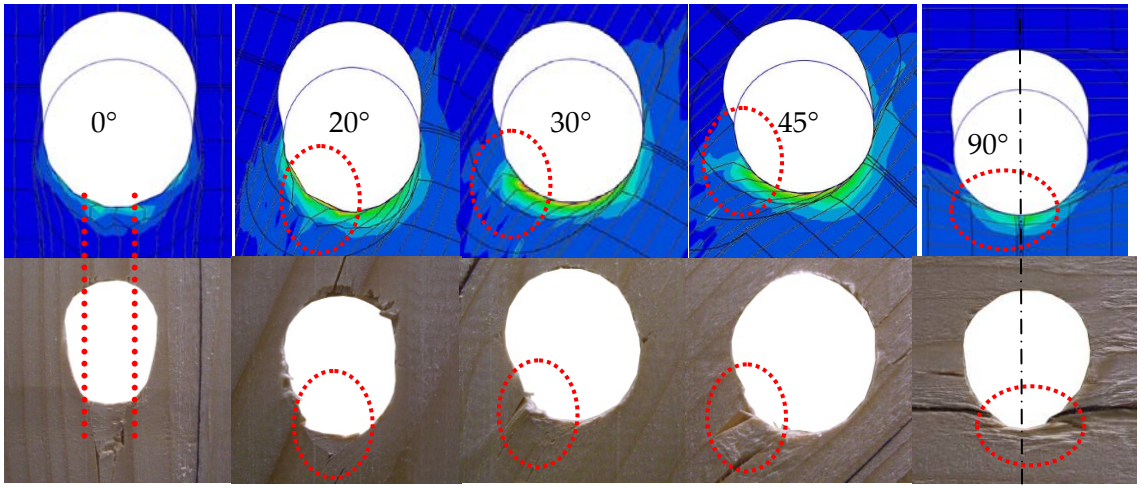


Figure 132 : Comparaison des schémas d'effondrement du bois réel et numérique.

Le phénomène de portance locale du bois autour d'un organe circulaire frottant est donc bien complexe. La forte anisotropie du bois ainsi que les phénomènes d'adhérence affectent le seuil d'effondrement de manière conséquente : c'est pour cette raison qu'il a été choisi d'étudier judicieusement la contrainte d'enfoncement au seuil de 1 mm. A ce seuil, la structure fibreuse du bois est en équilibre avec la broche. La perte de cet équilibre par le dépassement des résistances en compression dans le sens du fil, le sens perpendiculaire et le cisaillement est correctement approchée par le modèle structural.

Avec l'hypothèse d'un frottement non constant autour de l'organe, la figure 133 présente l'influence du coefficient de frottement sur la résistance à l'enfoncement dans le sens du fil. Plus le frottement est important, plus le volume de bois comprimé dans le sens longitudinal est conséquent, ceci conduit à augmenter la résistance en portance. Inversement lorsque le frottement diminue la zone de bois adhérente se réduit fortement. Il peut être observé que le maillage déformé autour de la broche pour un frottement μ de 0,1 sur la figure 135 est très similaire à celui de la figure 134 pour un angle de chargement de 90°. Dans ces deux cas de figure, la broche pour s'enfoncer force le bois à la contourner en créant de la compression transversale et du cisaillement. Dans ces deux situations, les déformations étant symétriques autour de l'axe de chargement, la charge permettant de produire l'effondrement devrait être très proche.

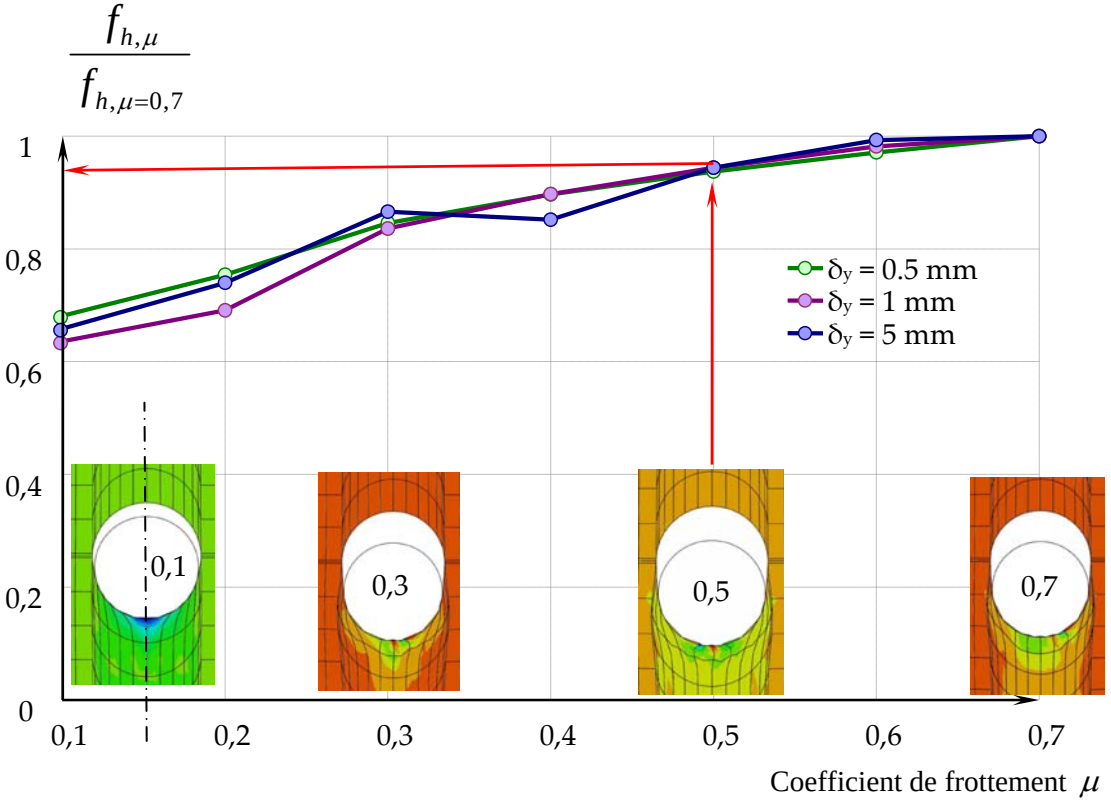


Figure 133 : Influence de l'angle de frottement sur la résistance à l'enfoncement dans le sens du fil.

Il a été montré précédemment que les résultats expérimentaux qui ont été conduit étaient en bonne corrélation avec les formules empiriques de l'Eurocode 5. D'un point de vue expérimental, un coefficient k_{90} de 1,75 a été trouvé contre 1,59 pour l'Eurocode 5. Ce rapport de la résistance dans le sens du fil sur la résistance perpendiculaire doit donc être retrouvé également en effectuant le rapport de la résistance dans le sens du fil pour un coefficient de frottement standard sur la résistance dans le sens du fil pour un frottement faible. Au seuil de 0,5 mm, le

rapport $f_{h,\mu=0,5} / f_{h,\mu=0,1}$ s'élève à 1,37 et à 1,48 au seuil de 1mm ce qui peut être considéré comme très satisfaisant.

5.7. Sensibilité de la réponse du modèle en fonction de la taille du maillage

En parallèle de l'ajustement du coefficient de frottement présenté ci-dessus, la sensibilité du modèle à la taille du maillage autour de l'organe a été conduite dans le sens du fil et le sens perpendiculaire. Le sens perpendiculaire étant très peu sensible, uniquement le sens du fil est présenté ici à titre d'illustration. Le nombre d'éléments verticaux NEV et le nombre d'éléments horizontaux NEH ont été changés . Le nombre d'éléments modifie très peu le seuil de résistance à 0,5, 1 mm et 5 mm comme le montre la figure 134. En revanche, il est observé que pendant l'effondrement du maillage, les cinématiques ne sont pas tout à fait les mêmes et font varier légèrement le niveau d'effort. La taille du maillage peut donc être choisie en s'appuyant sur l'anatomie du bois testé : largeur de cernes et longueur de trachéides. En effet, à cette échelle, il peut aisément être observé sur les images de la figure 132 que la structure mésoscopique du bois guide l'effondrement des fibres : il est judicieux de s'appuyer sur ces observations qui pourraient évoluer sur une autre essence par exemple.

Pour l'épicéa testé, les cernes du bois avaient une taille se situant entre 1 et 2 mm. La longueur des trachéides pour l'épicéa varie généralement entre 3 et 5 mm. Pour conduire l'étude comparative définitive sur ces essais d'enfoncement qui fait l'objet du point suivant, un nombre de 12 éléments horizontaux et 6 éléments verticaux sous la broche de 16 mm a été retenu.

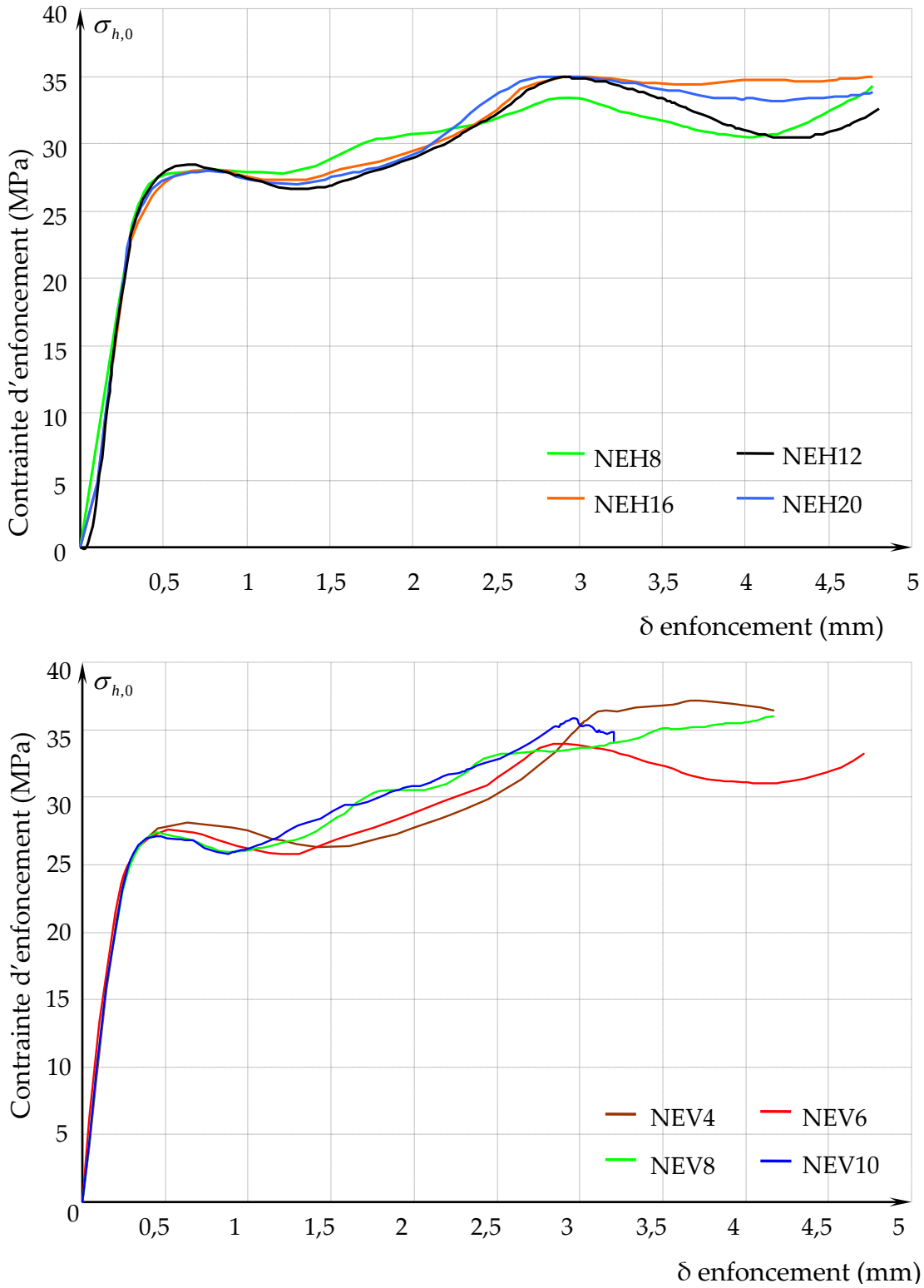


Figure 134 : Influence sur la courbe contrainte-enfoncement du nombre d'éléments horizontaux et verticaux sous la tige.

5.8. Analyse des résultats expérimentaux avec l'hypothèse d'un frottement non uniforme

Afin de comparer simplement les résultats de la modélisation pour chaque angle avec les essais expérimentaux, l'évolution de la contrainte d'enfoncement en fonction de l'enfoncement a été tracée sur un graphique ainsi que les courbes d'essais minimales et maximales obtenues (figure 135). L'évolution du modèle est représentée par la courbe en noire, la zone bleue est délimitée en vert et en rouge par les courbes d'essais précédentes.

Cette figure fait apparaître une conformité assez acceptable entre les résultats du modèle éléments finis et ceux des essais expérimentaux. Il peut en premier lieu être observé que la phase initiale de mise en contact entre la broche et le bois usiné est moins marquée sur la modélisation du fait que le bois est « usiné parfaitement » dans le modèle MEF. La prise en compte de ce phénomène d'usinage conduit à un décalage de l'ordre de 0,1 mm à l'origine. Les courbes issues de la modélisation sont donc décalées de cette valeur pour effectuer la comparaison. Ce phénomène pourrait être intégré dans la modélisation en introduisant une couche de contact aux propriétés particulières mais ceci n'est pas essentiel à la future utilisation du modèle. Après cette mise en place, la modélisation montre qu'elle peut assez fidèlement prévoir le seuil d'effondrement du bois autour de l'organe quel que soit l'angle. Une plus grande dispersion des résultats expérimentaux est observée pour les faibles angles par rapport au fil du fait de l'instabilité de cet effondrement. L'inflexion des évolutions de la modélisation à cet endroit est particulièrement révélatrice du phénomène d'instabilité. Au niveau expérimental, le frottement interne du matériau, après initiation des fissurations, lisse ce comportement. Après le passage de ce seuil, quel que soit l'angle, la modélisation montre un caractère écrouissable plus marqué que les résultats expérimentaux. Ce décalage terminal entre la courbe du modèle éléments finis et les essais expérimentaux montre qu'il serait utile d'affiner le rôle du travail des éléments en mousse dans le modèle structural du bois dans l'interaction compression/cisaillement. Ceci impliquerait de revoir complètement le critère de rupture pour le faire s'approcher d'un modèle de type CamClay modifié avec des « caps » par exemple.

Les valeurs de contraintes en enfoncement de la broche dans le bois pour un déplacement de 0,5, 1 et 5mm, obtenues par le modèle éléments finis ont été superposées à la figure 126 (contraintes obtenues par EC5 et essais expérimentaux), donnant ainsi la figure 136. Pour les déplacements de 0,5mm et 1mm, le modèle éléments finis se conforme aux essais expérimentaux avec une précision correcte puisque le frottement a été ajusté à cet effet. En revanche, les courbes pour un déplacement de 5mm laissent apparaître un décalage plus important comme il est expliqué précédemment.

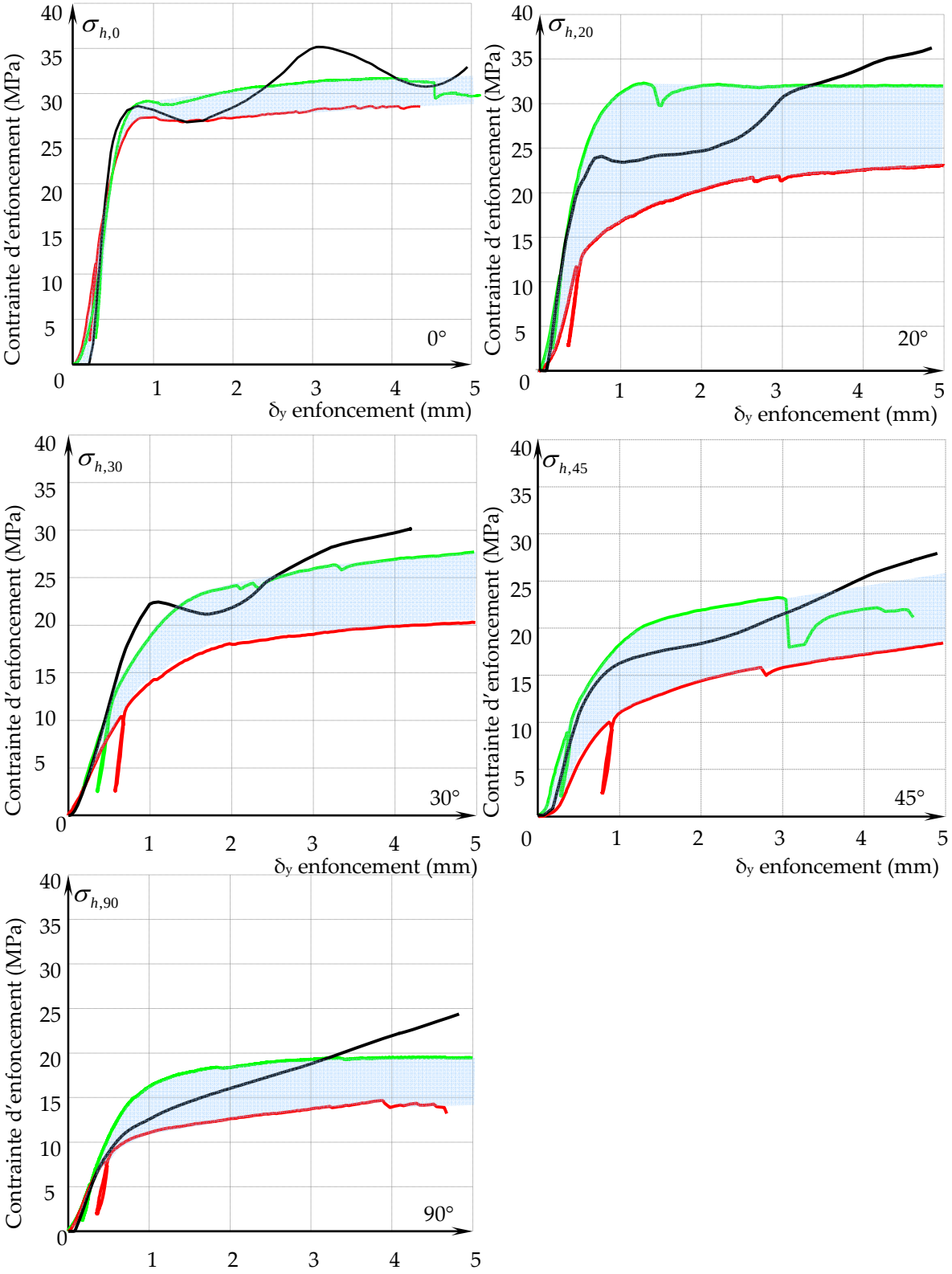


Figure 135 : Courbes force-déplacement de MEF et les essais expérimentaux.

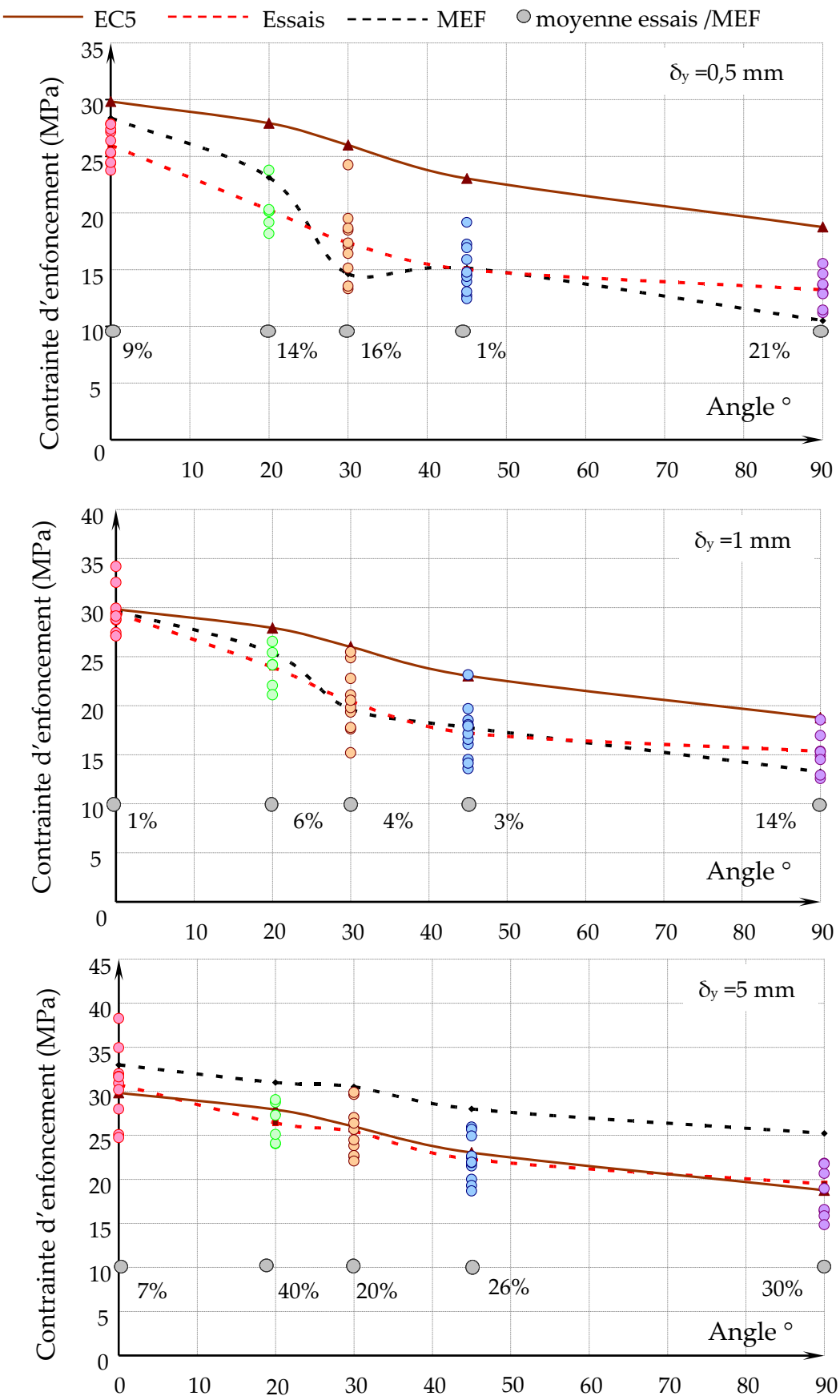


Figure 136 : Contraintes à 0,5 mm, 1 mm et 5 mm de déplacement (MEF, EC5, Essais).

5.9. Influence du diamètre de la tige sur la résistance à l'enfoncement

Les résultats présentés précédemment montrent que la modélisation est capable de rendre compte assez fidèlement au seuil de 1 mm de la résistance à l'enfoncement. Afin d'éprouver la modélisation une dernière fois, il est choisi de regarder avec le modèle, l'effet du diamètre sur la portance dans le sens du fil. Dans la phénoménologie de l'enfoncement parallèle au fil, il est observé que l'augmentation du diamètre de la broche fait diminuer la résistance à l'enfoncement. Dans l'Eurocode 5, ce phénomène est pris en compte selon la formule suivante :

$$f_{h,0,k} = 0{,}082 \times (1 - 0{,}01 \times d)\rho_k$$

Cette équation est la dernière en date, elle provient des travaux de Jorissen [76] . Dans la bibliographie antérieure, Fahlbusch [77] a été le premier à rendre compte du phénomène par une équation non linéaire entre la résistance à l'enfoncement et le diamètre de la broche :

$$f_h = f_{h,10}\left(0{,}9 + \frac{1}{d}\right) \quad \left[N/mm^2\right]$$

avec

$f_{h,10}$: La résistance à l'enfoncement d'une broche de diamètre 10mm

d : Diamètre de la broche

Pour un diamètre de 12 mm ceci donne :

$$f_h = f_{h,12}\left(0{,}916 + \frac{1}{d}\right) \quad \left[N/mm^2\right]$$

avec

$f_{h,12}$: La résistance à l'enfoncement d'une broche de diamètre 12mm

d : Diamètre de la broche

Plus récemment, Vermeyden a repris les travaux de Norén, ce qui l'a conduit à l'équation linéaire suivante :

$$f_h = f_{h,10}\frac{66 - d}{56} \quad \left[N/mm^2\right]$$

Pour un diamètre de 12 mm ceci donne :

$$f_h = f_{h,12}\frac{66 - \frac{d}{1{,}2}}{56} \quad \left[N/mm^2\right]$$

L'équation $f_{h,0} = 0.082 \times (1 - 0.01 \times d)\rho$, utilisée dans l'EC5, une fois que la résistance à l'enfoncement pour une broche de diamètre 12mm a été introduite, a été changée sous la forme de l'équation suivante

$$f_h = f_{h,12} \frac{100 - d}{88} \quad \left[N/mm^2\right]$$

Afin d'observer le comportement du modèle structural face à ce phénomène, des modélisations d'enfoncement de broches dans le sens parallèle au fil ont été mises en œuvre pour les diamètres de broche suivants : 12, 14, 16, 18 et 20 mm. Dans ces modélisations, la taille du maillage n'a pas varié, c'est simplement le nombre d'éléments qui a changé pour s'adapter au diamètre. Les résistances à l'enfoncement obtenues aux seuils de 0,5mm, 1mm et 5mm sont comparées sur la figure 137 aux formulations précédentes. Les résultats présentés sous forme normalisée au diamètre de 12 mm montrent que, le phénomène de la diminution de la résistance à l'enfoncement pour une augmentation du diamètre de la broche est bien restitué par l'approche proposée lorsque le seuil de résistance est pris à 0,5 ou 1 mm. Le caractère écrouissable expliqué précédemment conduit à un plus mauvais résultat au seuil de 5 mm.

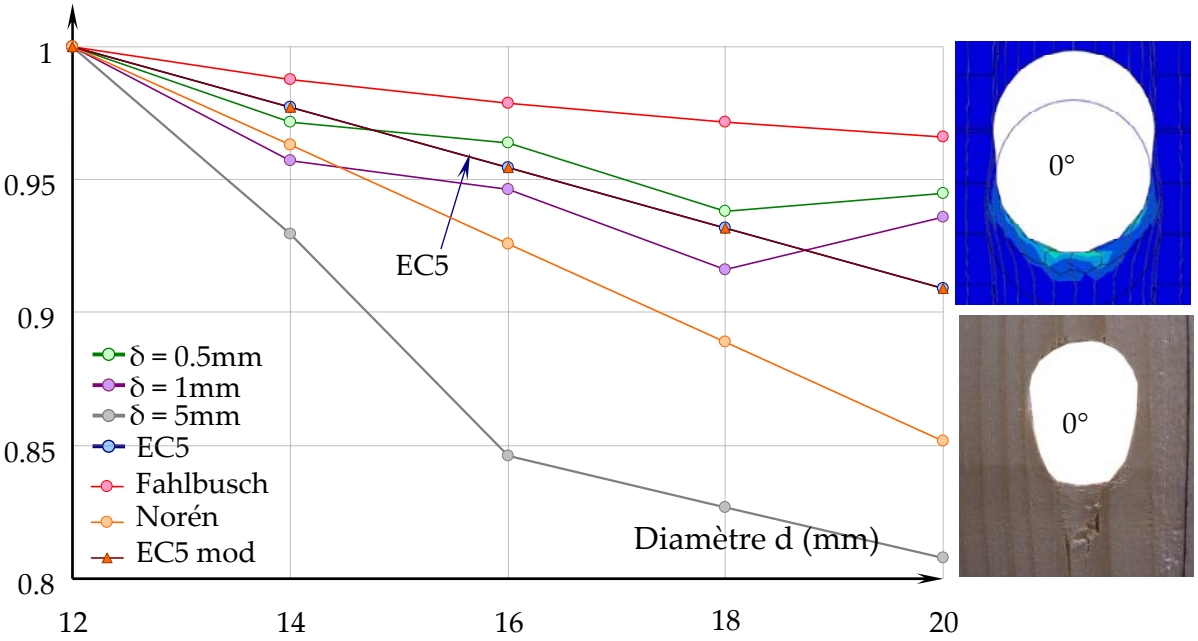


Figure 137 : Influence du diamètre de la tige sur la valeur de la résistance à l'enfoncement : comparaison entre le modèle éléments finis et la formulation de l'EC5.

La résistance à l'enfoncement dans le sens du fil est la somme de : la résistance du bois comprimée dans le sens du fil en adhérence avec la tige et la résistance en compression transversale et cisaillement du bois frottant autour de la tige. L'explication de l'influence du diamètre sur la résistance à l'enfoncement dans le sens du fil peut donc s'expliquer par deux hypothèses principales. La première est que la largeur de bois en adhérence dans le sens du fil augmente plus le diamètre

diminue ce qui augmenterait la part de bois comprimée dans le sens du fil à priori plus résistante que le bois cisaillé et comprimé transversalement. La seconde hypothèse est que la réduction de la courbure de la broche par réduction du diamètre fasse plus travailler le bois en cisaillement, un effort plus important serait nécessaire pour faire contourner le bois autour de la tige. La première hypothèse est contredite par l'étude expérimentale de P.Rodd 1988 qui démontre que la zone de bois adhérente est proportionnelle à l'adhérence mais constante par rapport au diamètre. La seconde hypothèse dont le phénomène est pris en compte par le modèle structural semble plus plausible. Une analyse plus poussée des résultats du MEF serait nécessaire pour parfaitement comprendre ce phénomène. Il serait fondamental d'effectuer ce travail si le comportement du bois autour des pointes devait être approché de la sorte, ce qui n'est pas retenu comme hypothèse de travail.

6. CONCLUSIONS

Ce chapitre s'est employé à mettre en œuvre l'approche de modélisation structurale du bois pour modéliser des situations où le bois subissait des états de contraintes sévères très différents. Ces modélisations ont permis de comprendre comment cette approche de modélisation du comportement non linéaire du bois permettait de décrire quantitativement et phénoménologiquement les comportements mécaniques modélisés. Dans ces exemples, seul le bois conduisait à un comportement non linéaire.

En premier lieu, le cisaillement des barreaux montre que le modèle structural confère au bois le fonctionnement d'une poutre à connexions imparfaites. Le comportement en cisaillement ductile du modèle mousse trouve sa limite lorsque la phase de densification se termine et ne doit donc pas être dépassée. Dans le second exemple, il est tout d'abord montré que le modèle peut être facilement couplé à un modèle standard de matériaux orthotrope ce qui permet de diminuer la taille des problèmes à résoudre. Dans cet exemple, très proche du problème des ancrages, la phase de densification citée précédemment n'est pas atteinte car le volume de bois à comprimer est très important. Ceci permet d'affirmer que l'approche peut être utilisée sans limite pour modéliser le comportement du bois dans les systèmes d'ancrages au niveau de la poutre portée pour son appui et au niveau de la poutre porteuse en support d'ancrage.

La troisième application a permis de montrer que le modèle pouvait décrire des phénomènes d'effondrement du bois et que le choix du coefficient de frottement était très important. Avec ces enseignements, la phénoménologie de l'enfoncement a enfin été traitée de manière approfondie pour entrevoir s'il était possible de modéliser les pointes dans les ancrages par une discrétisation fine du bois autour de ceux-ci (approche 3D des pointes). La modélisation a permis de montrer que le modèle était sensible à l'effet du diamètre. Cependant, le mécanisme de

fonctionnement de type « broche » (caractère orthotrope de la résistance à l'enfoncement) où une zone de bois peut être adhérente avec l'organe, disparaît lorsque l'organe diminue en diamètre. Un changement d'échelle de modélisation doit être alors opéré et la description précise du comportement en cisaillement du bois encore mieux maîtrisée. Le comportement en cisaillement de la mousse Crushable Foam dans le logiciel Abaqus est trop lié à la loi de comportement du bois en compression isotrope. A l'heure actuelle, une discrétisation si fine du milieu n'est d'autre part pas apparue envisageable en termes de limite informatique.

En dernier lieu, l'étude particulière conduite sur le frottement montre toute la complexité de ce phénomène lorsqu'il entre en jeu dans la transmission des efforts. Le même type d'étude ne pourra être conduit dans la modélisation des ancrages. Des hypothèses simplificatrices sur ces coefficients devront être posées.

- PARTIE 6 - MODELISATION DES ASSEMBLAGES PAR ANCRAGES

Dans les chapitres précédents, la stratégie retenue pour modéliser les ancrages a été développée. Ainsi l'analyse et la modélisation des comportements particuliers essentiels des ancrages ont été assez finement exposées à l'aide de modélisations et de résultats expérimentaux. Dans ces différents chapitres, des hypothèses de simplification forte ainsi que des limites ont été posées, elles ne seront donc pas rappelées ici. En revanche, il sera important de bien les garder sous jacente au propos, en particulier, lors de l'analyse des résultats de modélisation des systèmes d'ancrages complets qui font l'objet de ce chapitre.

Afin de démontrer que la stratégie choisie propose une démarche permettant la modélisation de n'importe quel type d'ancrage, il est choisi de s'intéresser en particulier aux trois familles d'ancrages bois sur bois de l'entreprise Cullen qui sont les plus complexes. Ainsi, la modélisation des assemblages de type Face Fix Hanger « FFI premier groupe », Top Fix Hanger « TFI deuxième groupe » et Universal I-Joist Hanger « UW[4] troisième groupe » (figure 138) est mise en œuvre en réalisant l'assemblage des modèles élémentaires précédemment définis avec certains compléments.

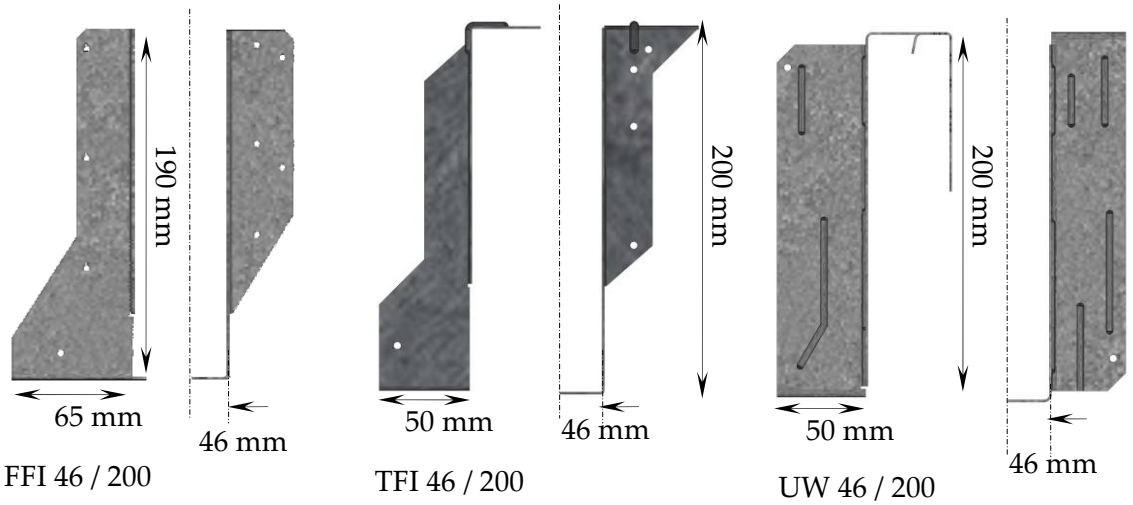


Figure 138 : Principales dimensions des assemblages FFI, TFI et UW retenus pour l'expérimentation et la modélisation.

[4] Remarque : l'étude des ancrages réalisées dans le chapitre 1 avait conduit à retenir les ancrages de type HI comme représentatif du troisième groupe. L'ancrage de type UW a cependant été retenu en substitution dans les travaux de ce chapitre à cause de sa facilité de mis en oeuvre dans les essais expérimentaux.

Pour être pertinent, les résultats de ces modélisations sont comparés à des résultats expérimentaux. Les modélisations développées ne prenant pas en compte, dans cette première approche pour l'entreprise Cullen, de défauts de positionnement inhérents à leur mise en œuvre de manière opérationnelle, il a été choisi de faire des essais en condition de laboratoire. Ainsi, la variabilité des résultats qui pourrait nuire aux comparaisons est limitée au maximum.

Un des objectifs de l'entreprise Cullen est de réduire à terme sa gamme d'ancrages afin d'en limiter les coûts. Il est alors apparu opportun de réaliser ces essais avec des ancrages différents sur les mêmes éléments portés et porteurs. Ceci permet de mieux apprécier la sensibilité de l'approche développée et de laisser entrevoir les possibilités de la démarche en termes d'optimisation.

A la fin de ce chapitre les modèles sont utilisés pour mieux comprendre le fonctionnement de la mécanique interne de ces ancrages.

1. ESSAIS EXPERIMENTAUX SUR LES ANCRAGES FFI, TFI ET UW

1.1. Dispositif expérimental

N'ayant pas effectué de tests d'ancrages préalables à ces essais au cours de ce travail et n'ayant pas de point particulier à étudier en termes de chargement, l'unique besoin exprimé pour ces tests réside dans l'obtention de résultats, les plus significatifs possibles, des mécanismes développés jusqu'à la ruine par chaque type d'ancrages. Il a alors été choisi de se placer dans le cadre existant strict de l'ETAG015 [1] . Ainsi, les recommandations de l'EOTA TR016 [6] ainsi que le mode opératoire de chargement qui doit être conforme à la norme EN 26891 [7] ont été suivis.

Le montage préconisé par la méthode d'essai tridimensionnelle des éléments mécaniques de fixation l'EOTA TR016 est constitué de deux éléments (une solive (portée) et une porteuse) et de trois appuis. La solive repose d'un coté dans l'ancrage et de l'autre côté sur un appui permettant la rotation de celle-ci autour de son axe fort. La porteuse sur laquelle est fixé l'ancrage repose sur deux appuis permettant également la libre rotation de celle-ci autour de son axe fort. En revanche, cette poutre porteuse est bloquée en rotation autour de son axe neutre à chaque extrémité pour reprendre le moment de torsion engendré par l'excentricité du chargement dans l'ancrage. Avec ce dispositif, lorsque la solive fléchit pendant le chargement, la rotation à son extrémité, située dans l'ancrage, est permise. Ce dispositif minimal présente l'intérêt de simuler le cas courant d'une solive réelle sur deux appuis en limitant la consommation de bois nécessaire aux essais. La distance entre les deux appuis de la porteuse est de 1000 mm. Quand la fibre neutre de la poutre porteuse et la fibre neutre de la poutre portée sont orthogonales, la charge doit être appliquée à une distance minimum de $2h$ (h étant la hauteur de la poutre portée). Une distance minimum entre l'appui de la portée et l'ancrage est alors de $8h$, comme le montre la figure 139.

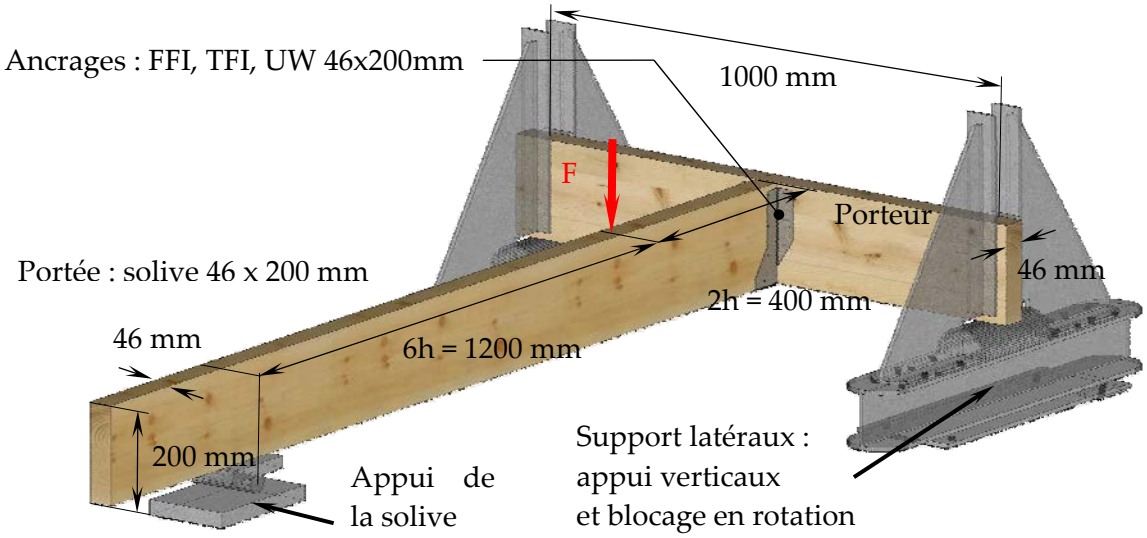


Figure 139 : Dimensions retenues des éléments bois pour les essais de caractérisation des ancrages selon EOTA TR016[6] .

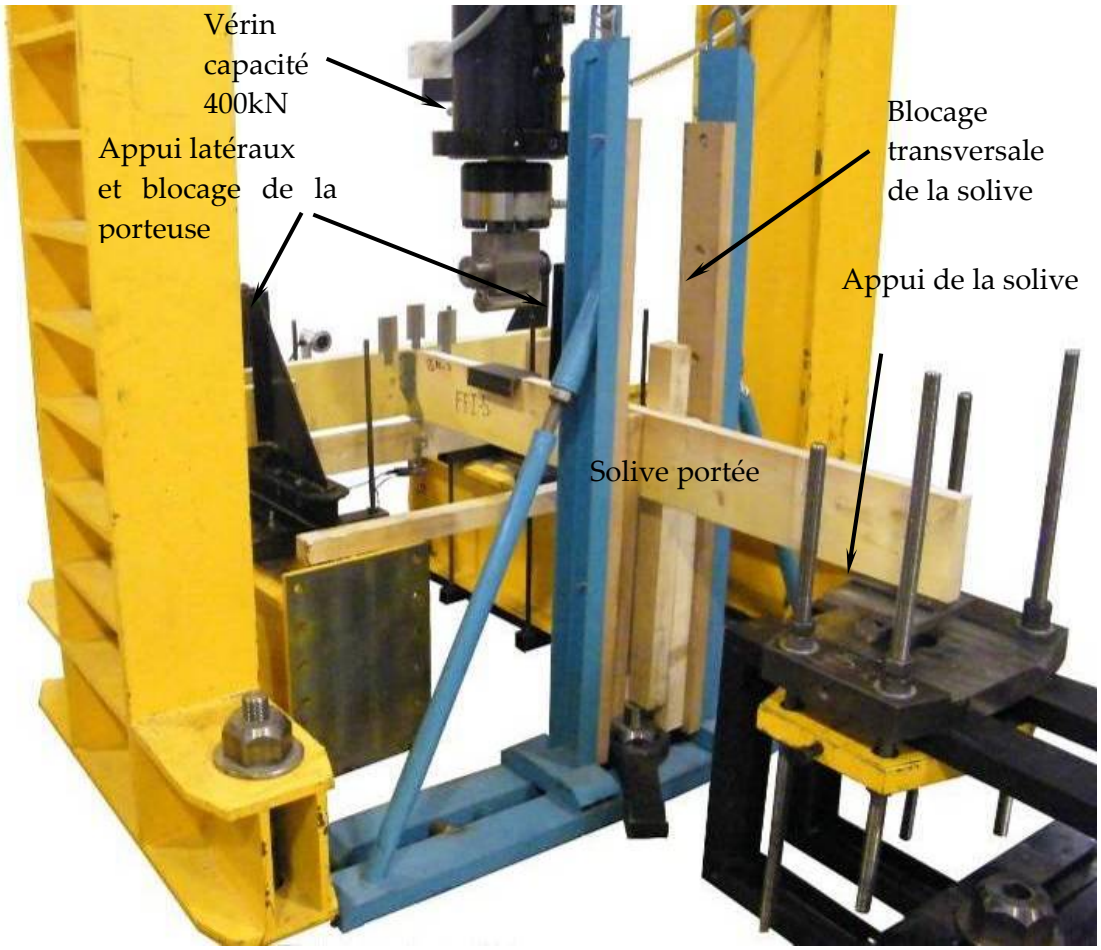


Figure 140 : Montage expérimental de tests d'ancrage sur la dalle d'essais mécanique du LERMAB.

L'effort est appliqué par un vérin piloté en force. Des plats métalliques sont mis en place pour éviter le matage à l'appui des poutres et sous le chargement. Afin de faciliter la mise en place des essais sur le dispositif, un système d'anti dévers permet d'axer rapidement les poutres (voir figure 140).

L'essence retenue pour réaliser les poutres est du bois d'épicéa classé C24. Pour les trois types d'ancrages, une même section de bois a été retenue : une largeur de 46 mm et une hauteur de 200 mm.

Après avoir été stabilisées à 12% d'humidité, les poutres ont été dégauchies et rabotées aux dimensions ci-dessus. Les arrêtes ont été légèrement chanfreinées pour ne pas que les solives viennent s'appuyer dans les angles arrondis des ancrages. Après usinage, la masse volumique a été estimée et les poutres triées pour avoir une même densité par gamme d'ancrage. Les masses volumiques des éléments sont présentées pour chaque type d'ancrage dans le tableau 32. Les ancrages ont été cloués avec des pointes torsadées de 3,75 mm x 30 mm recommandées par Cullen pour ce genre d'application. Ce sont ces pointes qui ont été caractérisé en - PARTIE 3 - . Un soin particulier a été apporté au clouage en bloquant les ancrages à l'aide de serre joints afin de garantir au mieux les contacts entre les surfaces de transfert d'efforts dans les ancrages.

Tableau 32: Valeurs moyennes des masses volumiques des essais ancrages.

Numéro Essai	FFI		TFI		UW	
	$\rho_{12\%}$ (portée)	$\rho_{12\%}$ (support)	$\rho_{12\%}$ (portée)	$\rho_{12\%}$ (support)	$\rho_{12\%}$ (portée)	$\rho_{12\%}$ (support)
N°0	442,5	440,3	428,4	438,3	444,4	452,5
N°1	435,2	436,3	424,5	421,1	401,2	399,4
N°2	448,4	444,4	428,0	420,0	413,1	404,0
N°3	446,4	446,4	418,3	412,5	400,9	405,6
N°4	447,1	448,5	409,7	416,0	418,3	411,7
N°5	445,1	446,4	422,8	415,8	442,5	434,3
Moyenne	444,1	443,7	421,9	420,6	420,1	417,9
Écart-type	4,8	4,6	7,1	9,2	19,3	20,9
COV	1,1%	1,0%	1,7%	2,2%	4,6%	5,0%

Six essais ont été réalisés par type d'ancrage. Afin de mieux maîtriser le protocole charge décharge recommandé par l'EN 26891[7] , la charge estimée à rupture à été obtenue en testant au préalable un assemblage sans faire de cycle charge décharge. Cet essai à blanc a permis de se familiariser avec le comportement de chaque assemblage et d'affiner les dispositifs de mesures exposés ci-après. Ces résultats d'essais non pas ensuite été intégrés dans l'analyse proposée. La figure 141 présente le cycle de chargement suivi et le tableau 33 ci après présente les valeurs de chargement aux différents paliers.

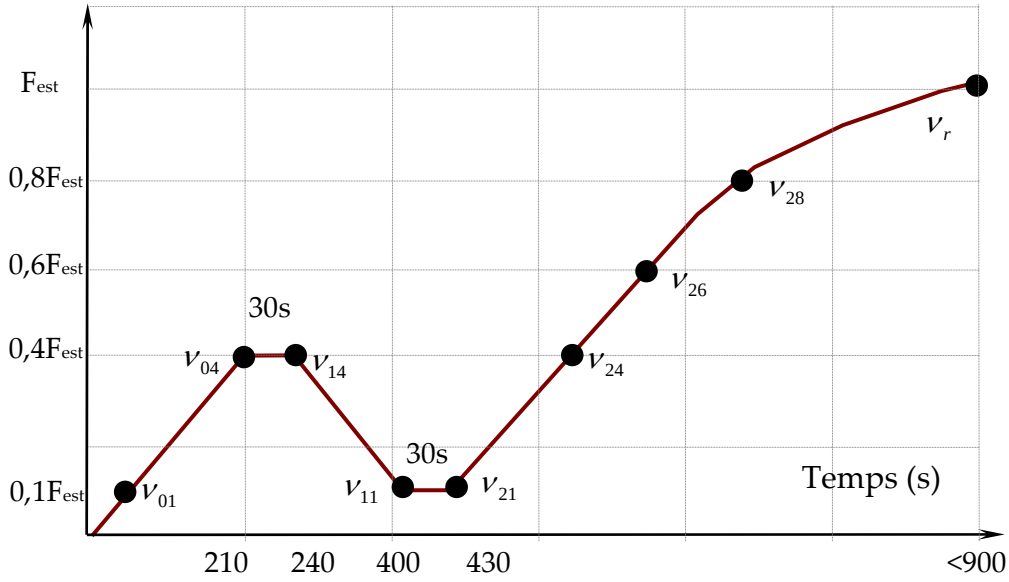


Figure 141 : Cycle de chargement appliqué aux ancrages en termes de temps et de déplacement.

Tableau 33 : Effort estimé à rupture pour les trois ancrages, vitesse de charge et temps d'essai.

	FFI	TFI	UW
F_{est} (vérin) (kN)	19,8	23,2	29,8
Temps de palier(s)	30	30	30
Vitesse de chargement (kN.s^{-1})	0,0375	0,044	0,0565
Temps des essais (s)	904	903	903

1.2. Systèmes de mesure

La raideur conventionnelle d'un ancrage se définit comme étant le rapport de la charge sur le décalage vertical entre le fond de l'ancrage et la tranche inférieure de la poutre porteuse et ceci dans l'axe de la solive. Cette mesure de décalage est en général obtenue en plaçant un capteur de déplacement sur chacune des deux surfaces précités et de faire, après essai, la différence des déplacements obtenus. Le décalage étant le résultat d'une différence de déplacement, le support des deux capteurs a été fixé sur un même élément en bois fixé sous la porteuse au plus proche de ses appuis. Ceci facilite la mise en place du dispositif de mesures et permet de ne pas abîmer les capteurs au moment de la rupture par escamotage du support en bois. A rupture, la solive vient heurter le support qui bascule en arrière et dégage alors les capteurs. La figure 143 permet de visualiser la position de ces deux capteurs LVDT HBM d'une course de +- 25 mm et d'une précision de 0,02 mm (voir figure 143).

En continu, à une fréquence de 1 Hz, les déplacements ainsi que la charge ont été enregistrés par une centrale d'acquisition de type HBM SPIDER 8 et du logiciel CATMAN. La figure 142 présente le schéma de la chaîne d'acquisition. En parallèle de ce système de mesures classique, des mesures par analyse d'images sont effectuées. La centrale d'acquisition permet de synchroniser la prise de mesures par analyse d'images et les mesures conventionnelles.

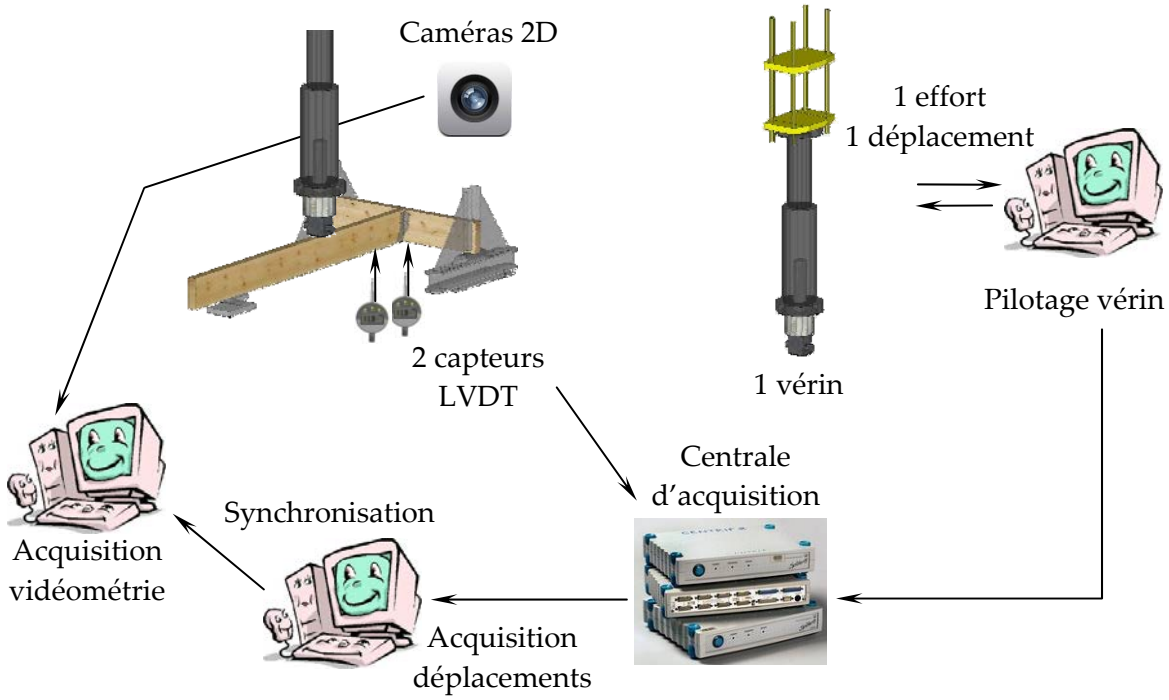


Figure 142 : Schéma de principe de la chaîne de mesure.

Le différentiel entre la moyenne du déplacement (par analyse d'images) vertical des objets 3 et 4 fixés sur la porteuse par rapport au déplacement vertical de l'objet 5 fixé sur la portée permet de vérifier la mesure de raideur par le système classique et de sécuriser cette prise de mesures (figure 143). La figure 144 permet de comparer, pour les trois types d'ancrages testés, le glissement obtenu par les deux principes de mesures. L'écart entre les mesures étant faible, seul le glissement d'assemblage mesuré par les capteurs LVDT dans la suite du document est exploité.

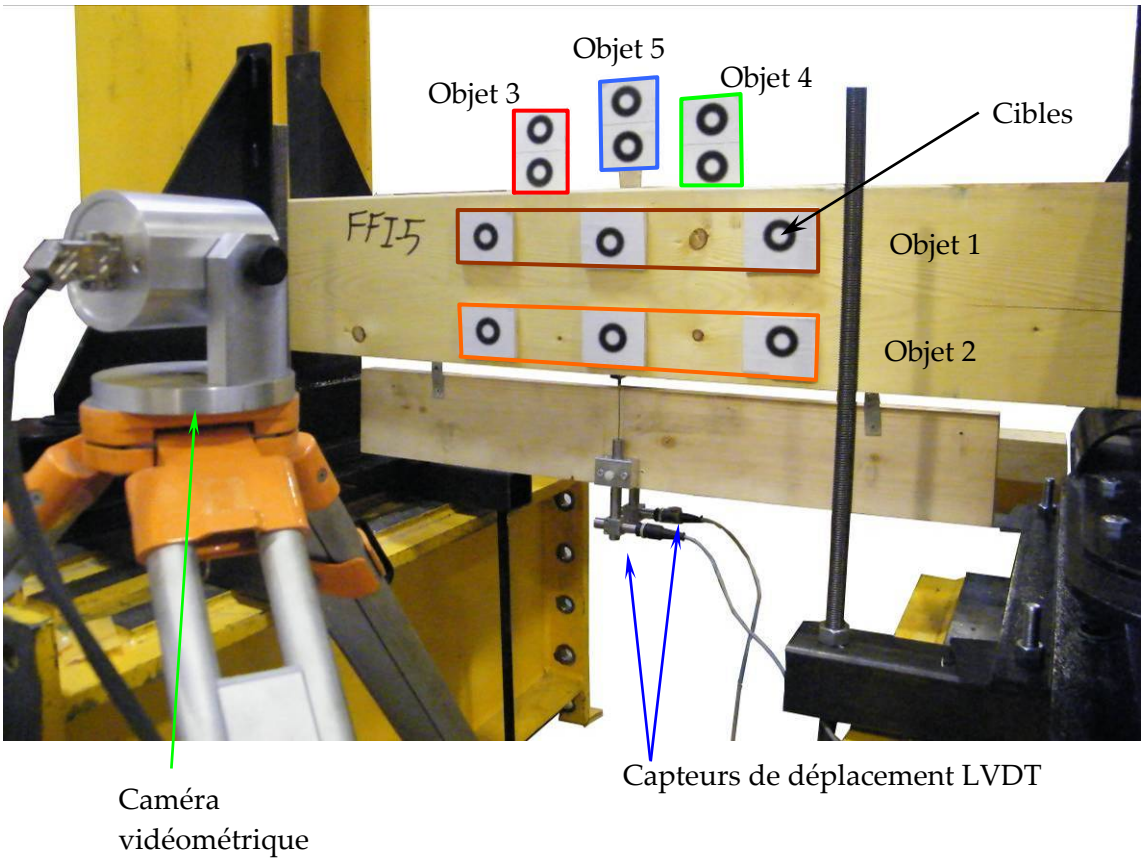


Figure 143 : Dispositifs de mesures par capteurs LVDT classiques et analyse d'images.

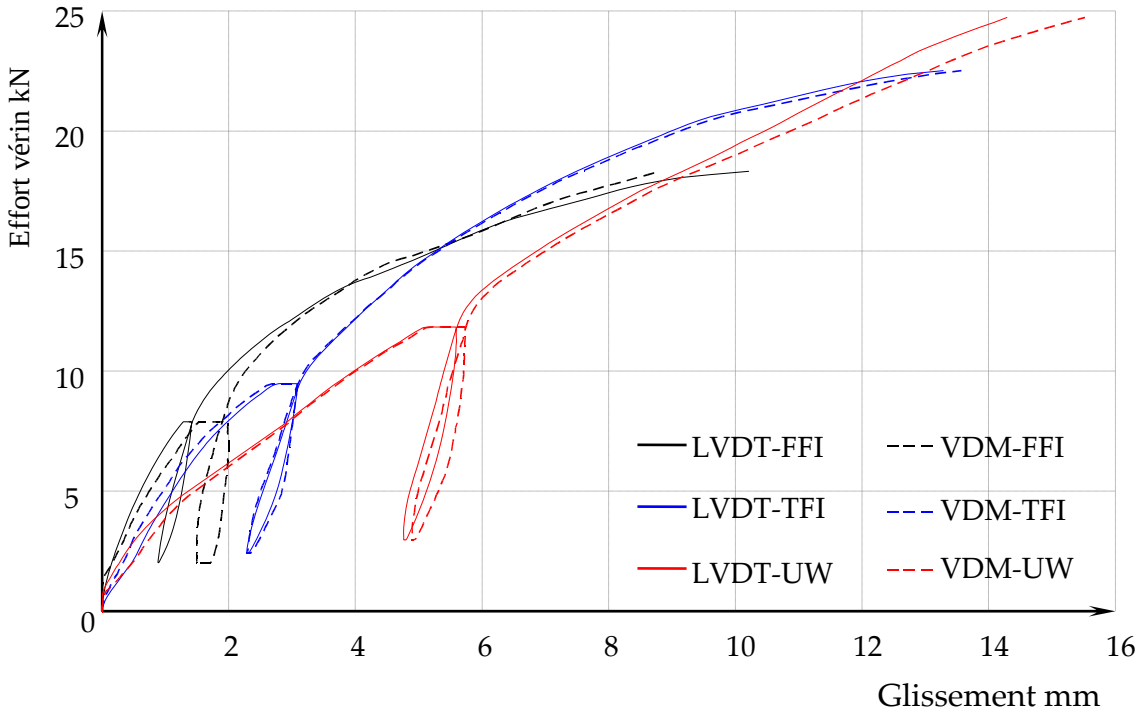


Figure 144 : Glissement d'assemblages mesuré par les capteurs LVDT et l'analyse d'images VDM®.

Le déplacement vertical des cibles contenu dans l'objet 1 et l'objet 2 permet d'apprécier la flèche de la porteuse. Les déplacements laissent apparaître une légère courbure de la porteuse lorsque les chargements sont faibles. Proche de la rupture, la compression transversale amenée par l'ancrage en partie supérieure accentue l'effet de courbure apparente(figure 145).

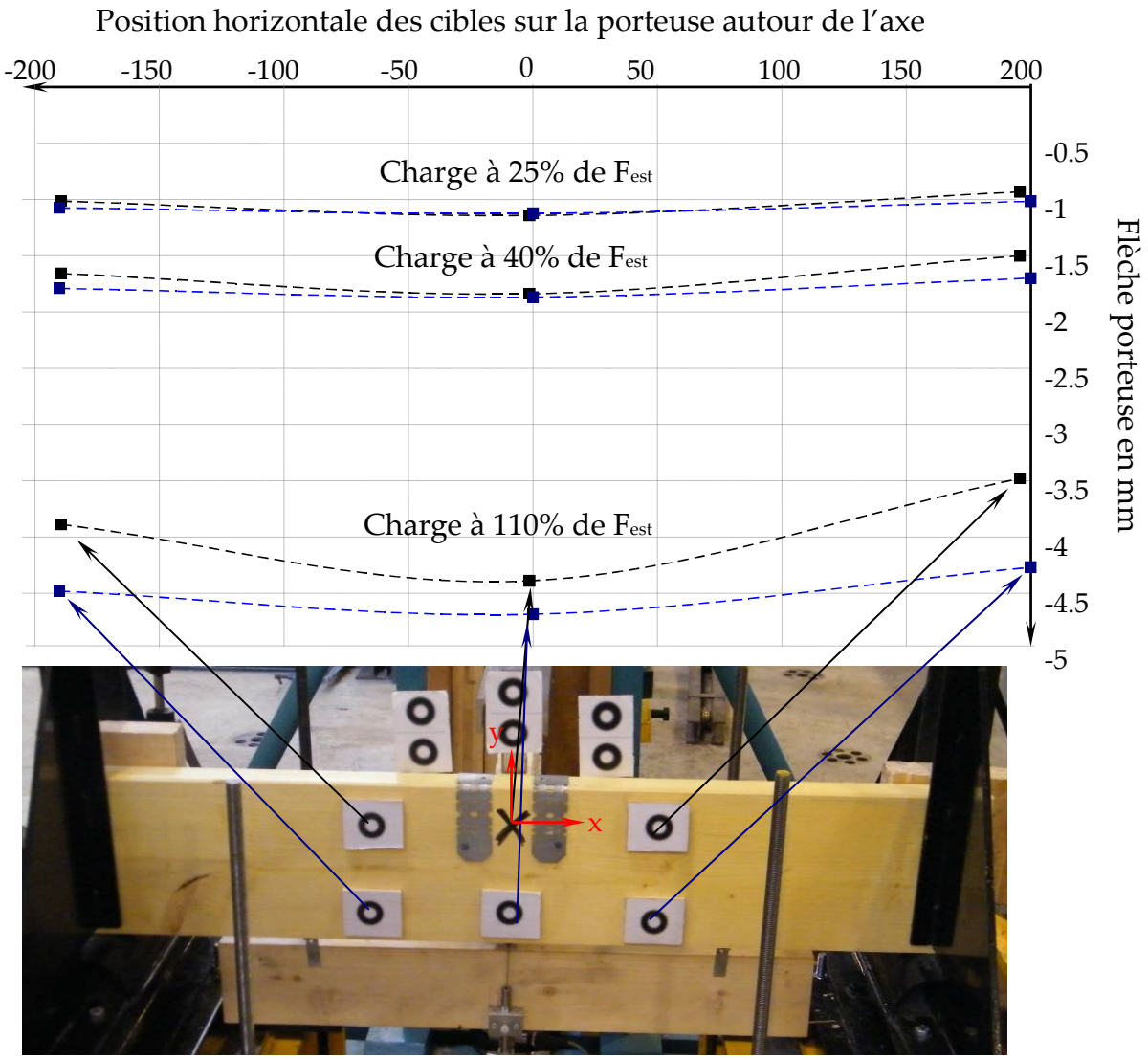


Figure 145 : Déplacements verticaux de la porteuse en différents points à trois seuils de chargement différents.

1.3. Analyse des résultats d'essais d'ancrage

L'analyse des résultats qui va suivre consiste à présenter la phénoménologie qui s'est développée pour chaque type d'ancrage pendant les essais. Ceci permettra de comprendre les mécanismes qui peuvent apparaître et de guider le développement de critères de rupture. Dans un deuxième temps, les valeurs caractéristiques provenant d'une analyse des évolutions charge-glissement suivant l'EN26891[7] sont présentées. Ces valeurs permettront d'établir la base de comparaison avec les résultats issus de la modélisation. En reprenant la terminologie de la figure 141, les valeurs suivantes sont déterminées.

Force maximale	$F_{\max} = 0{,}75 \times F_{vérin}$
Glissement initial	$v_i = v_{04}$
Glissement initial modifié	$v_{i,\mathrm{mod}} = \frac{4}{3}(v_{04} - v_{01})$
Affaissement de l'assemblage	$v_s = v_i - v_{i,\mathrm{mod}}$
Glissement élastique	$v_e = \frac{2}{3}(v_{14} + v_{24}' - v_{11} - v_{21})$
Module de glissement initial	$k_i = 0{,}4 \times 0{,}75 \times F_{est} / v_i$
Module de glissement	$k_s = 0{,}4 \times 0{,}75 \times F_{est} / v_{i,\mathrm{mod}}$
Module de glissement élastique	$k_e = 0{,}4 \times 0{,}75 \times F_{est} / v_e$
Glissement à 0,6 F_{max}	v_{26}
Glissement à 0,8 F_{max}	v_{28}

1.3.1. Résultats expérimentaux obtenus pour l'ancrage de type FFI (1er groupe)

La figure 146 présente l'évolution de la charge sur la solive en fonction du glissement de l'ancrage. Il peut être tout d'abord remarqué qu'aucune phase de mise en place n'apparaît au début du chargement du fait des différentes précautions effectuées à la mise en œuvre des ancrages. Cette remarque restera également valable sur les autres essais. Ces évolutions montrent clairement que le comportement de la liaison est non linéaire depuis le début du chargement. Ceci provient du fait que le transfert de charge se produisant dans cet ancrage est uniquement assuré par 10 pointes. La raideur de l'assemblage est à l'image de l'évolution de la raideur des pointes. Le cycle charge décharge à 40 % de l'effort estimé à rupture montre que des déformations irréversibles se produisent dans cette phase initiale du chargement. La rupture par arrachement complet de toutes les pointes survient entre 8 et 11 mm de glissement.

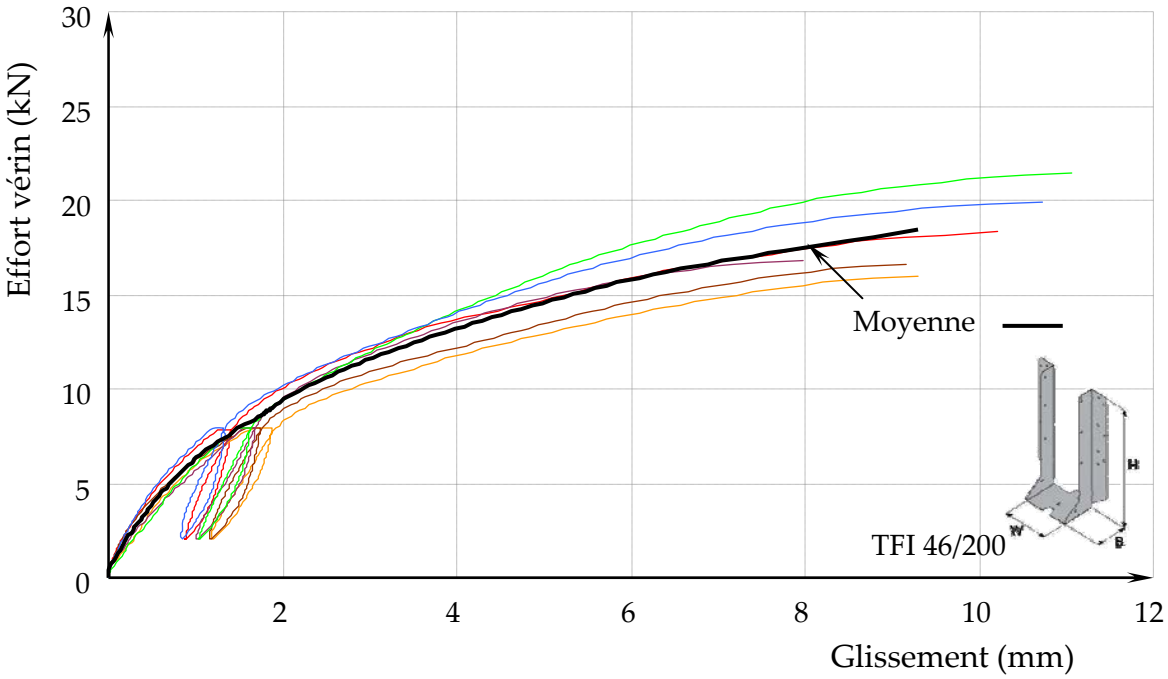


Figure 146 : Évolution effort vérin / glissement de chaque essai d'ancrages FFI (1er groupe) et allure moyenne des six tests.

Sur la figure 147, les modes de ruptures des ancrages FFI sont illustrés. Il peut être observé qu'au moment de la rupture par arrachement, le bois se trouve écrasé en compression transversale et la tôle en fond d'ancrage plastifiée. Après rupture, il peut être remarqué que les pointes ne subissent quasiment aucune déformation. Les valeurs remarquables des essais sont présentées dans le tableau 34.

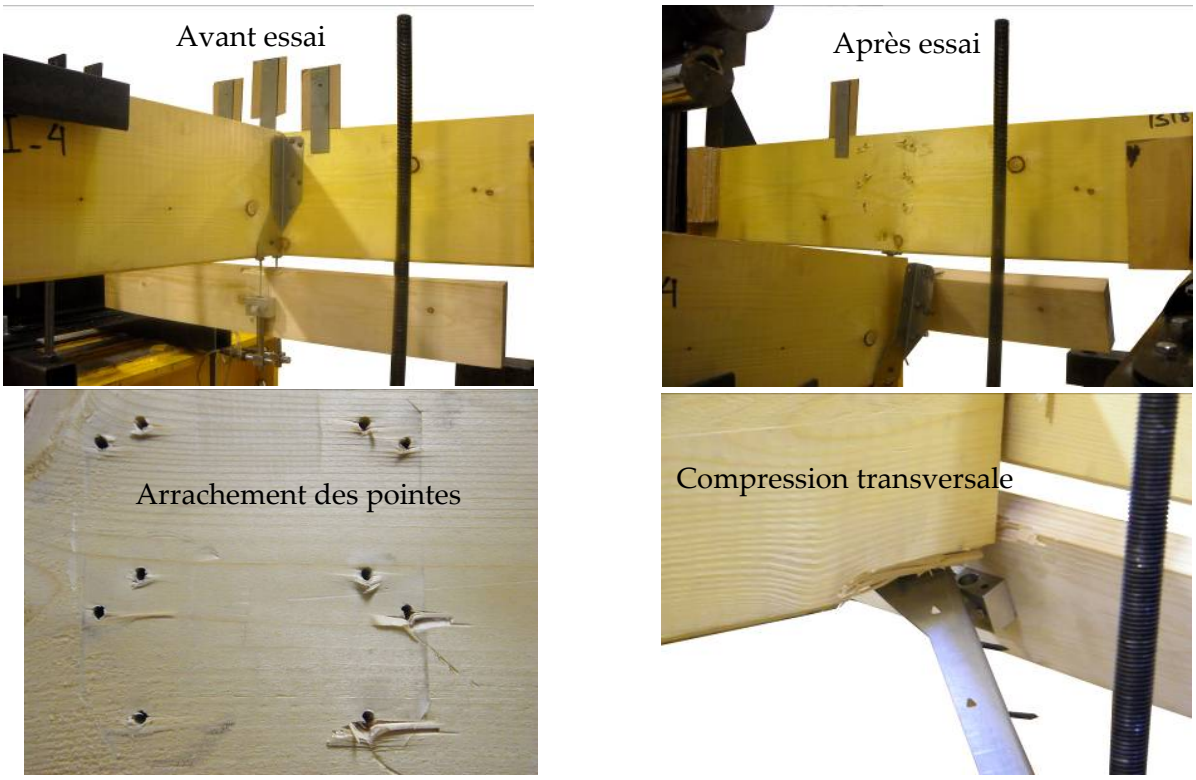


Figure 147 : Modes de rupture des ancrages FFI (1er groupe).

Ce tableau montre que la charge maximum moyenne s'élève à 13,6 kN alors que la charge estimée était de 14,85 kN soit un écart de 9%. Les valeurs obtenues aux paliers de chargement sont donc recevables en termes de caractérisation normative. Une raideur d'assemblage moyenne K_{ser} de 3,79 kN/mm est obtenue pour une masse volumique moyenne des poutres utilisées de 444 kg/m^3.

Tableau 34: Valeurs remarquables et valeurs moyennes des essais d'ancrages (FFI).

	F_{max}	K_{ser}	K_i	K_e	v_{01}	v_{04}	v_{14}	v_{11}	v_{21}	v_{24}	v_{26}	v_{28}
	kN	kN/mm	kN/mm	kN/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
FFI-0	13,7	4,11	4,73	8,87	0,17	1,25	1,40	0,92	0,89	1,41	2,79	5,87
FFI-1	12,0	3,40	3,65	6,56	0,32	1,63	1,87	1,23	1,18	1,90	4,08	8,46
FFI-2	12,4	3,28	3,86	8,03	0,18	1,54	1,74	1,21	1,16	1,74	3,78	7,46
FFI-3	12,6	3,56	3,90	6,89	0,27	1,52	1,68	1,04	1,01	1,66	3,02	5,97
FFI-4	16,1	3,92	4,08	7,83	0,32	1,46	1,62	1,05	1,05	1,62	2,96	4,92
FFI-5	14,9	4,51	5,08	9,11	0,18	1,17	1,33	0,85	0,84	1,34	2,79	5,19
Moyenne	13,6	3,79	4,22	7,88	0,24	1,43	1,61	1,05	1,02	1,61	3,24	6,31
Écart-type	1,6	0,47	0,56	1,02	0,07	0,18	0,21	0,15	0,14	0,21	0,55	1,37
COV %	11,8	12,3	13,4	13	30	13	13	14	14	13	17	22

1.3.2. Résultats expérimentaux obtenus pour l'ancrage de type TFI (2eme groupe)

La figure 148 présente l'évolution de la charge sur la solive en fonction du glissement de l'ancrage. Ces évolutions montrent clairement que le comportement de la liaison est non linéaire depuis le début du chargement comme sur l'assemblage précédent. Dans cet assemblage, l'effort est transmis par le cisaillement de 8 pointes auquel se joint l'apport des ailes en partie supérieure. De nouveau, l'allure de la raideur de l'assemblage est à l'image du comportement mécanique des pointes. Le cycle charge décharge à 40 % de l'effort estimé à rupture montre que des déformations irréversibles se produisent dans la phase initiale de chargement. La rupture survient de deux manières différentes : soit par arrachement des pointes sur les ailes supérieures, soit par rupture du bois en traction transversale dans l'angle supérieur de la porteuse. Le contour de cette rupture du bois sur la poutre est délimité par deux lignes parallèles aux arrêtes de celle-ci. Sur le dessus, une ligne passe par les deux pointes les plus éloignées de l'arrête chargée. Sur la face recevant l'ancrage, par une ligne passant par le premier niveau de pointes.

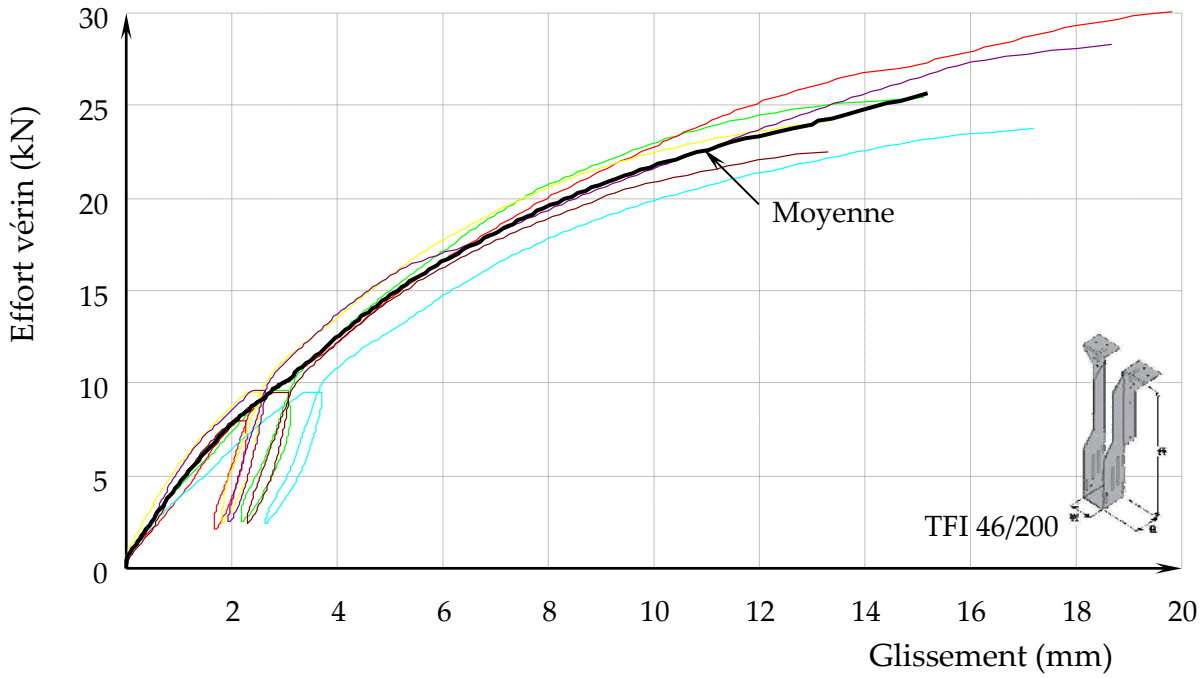


Figure 148: Évolution effort vérin / glissement de chaque essai d'ancrages TFI (2eme groupe) et allure moyenne des cinq tests.

Sur la figure 149, les modes de ruptures des ancrages TFI sont illustrés. Il peut être observé qu'au moment de la rupture par arrachement du bois en traction transversale sur la partie supérieure, le bois se trouve écrasé en compression transversale dans sa partie en contact en fond d'ancrage. Après rupture, comme sur les ancrages FFI précédents, les pointes ne subissent quasiment aucunes déformations. Les valeurs remarquables des essais sont présentées dans le tableau 35.

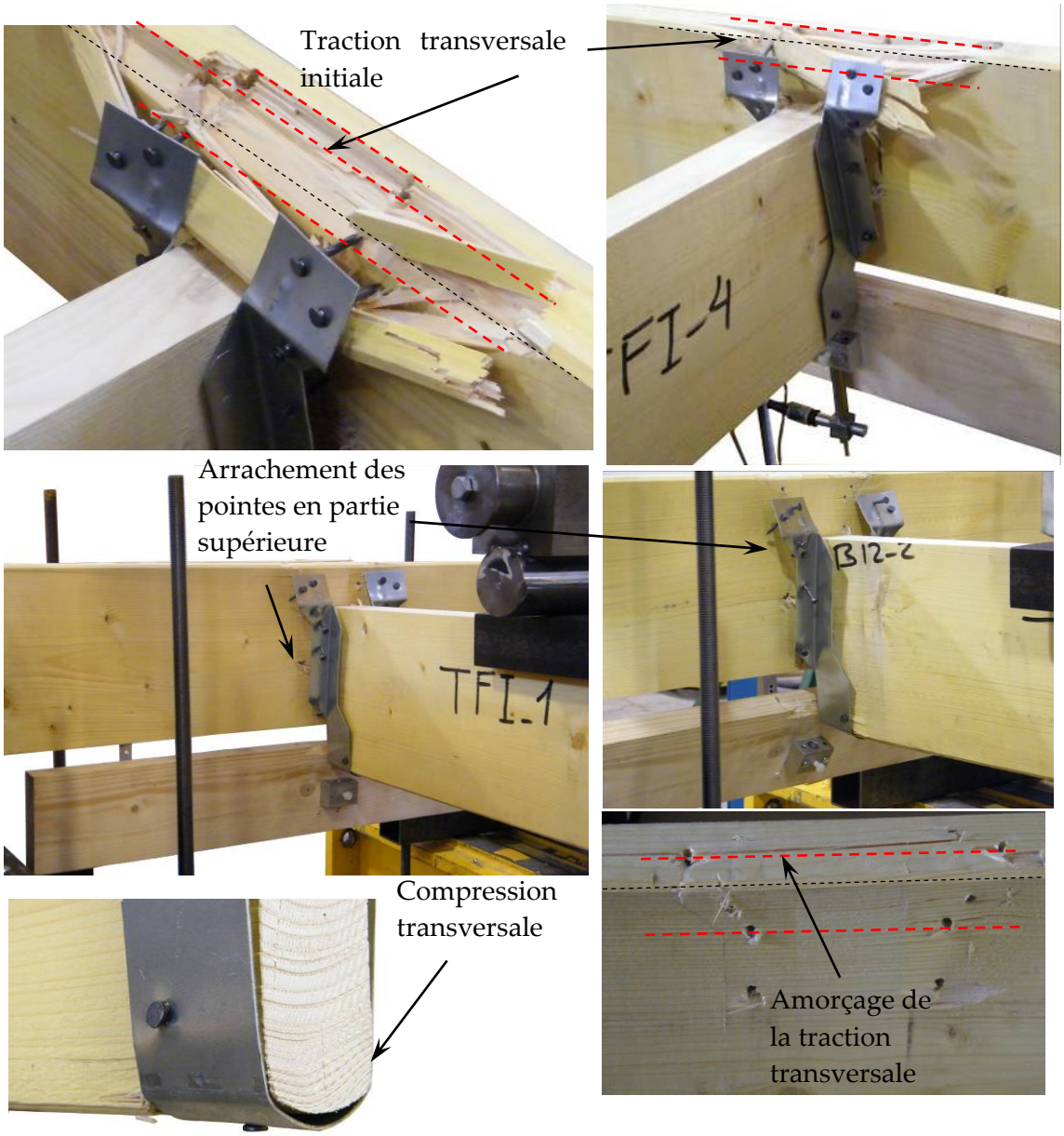


Figure 149 : Modes de rupture des ancrages TFI (2eme groupe).

Ce tableau montre que la charge maximale moyenne atteint 19,3 kN alors que la charge estimée était de 17,4 kN, soit un écart de 10% . Les valeurs obtenues aux paliers de chargement sont donc recevables en termes de caractérisation normative. Une raideur d'assemblage moyenne K_{ser} de 2,62 kN/mm est obtenue pour une masse volumique moyenne des poutres utilisées de 422 kg/m^3.

Tableau 35: Valeurs remarquables et valeurs moyennes des essais d'ancrages (TFI) (rupture traction transversale en rouge / arrachement pointe en vert).

	F_{max}	K_{ser}	K_i	K_e	v_{01}	v_{04}	v_{14}	v_{11}	v_{21}	v_{24}	v_{26}	v_{28}
	kN	kN/mm	kN/mm	kN/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
TFI-0	18,1	2,92	3,24	7,56	0,37	2,21	2,54	1,85	1,81	2,54	4,31	6,87
TFI-1	19,1	2,45	2,64	6,22	0,52	2,73	3,09	2,23	2,20	3,08	4,80	7,04
TFI-2	22,5	2,90	2,88	7,71	0,53	2,07	2,28	1,70	1,68	2,26	3,91	5,71
TFI-3	17,8	1,97	2,16	5,46	0,58	3,30	3,71	2,71	2,65	3,61	5,77	9,16
TFI-4	21,2	2,92	3,07	8,09	0,50	2,34	2,62	1,96	1,94	2,61	4,28	7,86
TFI-5	16,9	2,55	2,65	6,89	0,60	2,69	3,08	2,34	2,29	3,10	4,85	8,06
Moyenne	19,3	2,62	2,77	6,99	0,52	2,56	2,89	2,13	2,10	2,87	4,65	7,45
Écart-type	2,2	0,38	0,38	1,00	0,08	0,45	0,51	0,37	0,36	0,49	0,65	1,18
COV %	11,3	14,5	13,7	14,3	15,7	17,5	17,8	17,3	17,0	17,0	14,0	15,9

1.3.3. Résultats expérimentaux obtenus pour l'ancrage de type UW (3eme groupe)

La figure 150 présente l'évolution de la charge sur la solive en fonction du glissement des ancrages testés. Ces évolutions montrent une première phase au comportement quasi linéaire qui se poursuit par une phase clairement non linéaire, Ce comportement est différent de celui des deux précédents types d'assemblages. Ce comportement est lié à la transmission de l'effort par contact de la bande métallique supérieure avec le bois et les 4 pointes latérales : le point d'inflection sur l'évolution est très vraisemblablement lié à l'entrée en plastification de la bande métallique et forcément du bois. Le cycle charge décharge à 40% de l'effort estimé à rupture montre que des déformations irréversibles se produisent dans la phase initiale de chargement : elles sont plus importantes que sur les assemblages précédents. Les ruptures surviennent très tardivement, c'est-à-dire après avoir dépassées un glissement de 15 mm. Seul un essai n'a pas atteint un déplacement minimum de 15 mm en raison d'une rupture prématurée en cisaillement de la solive.

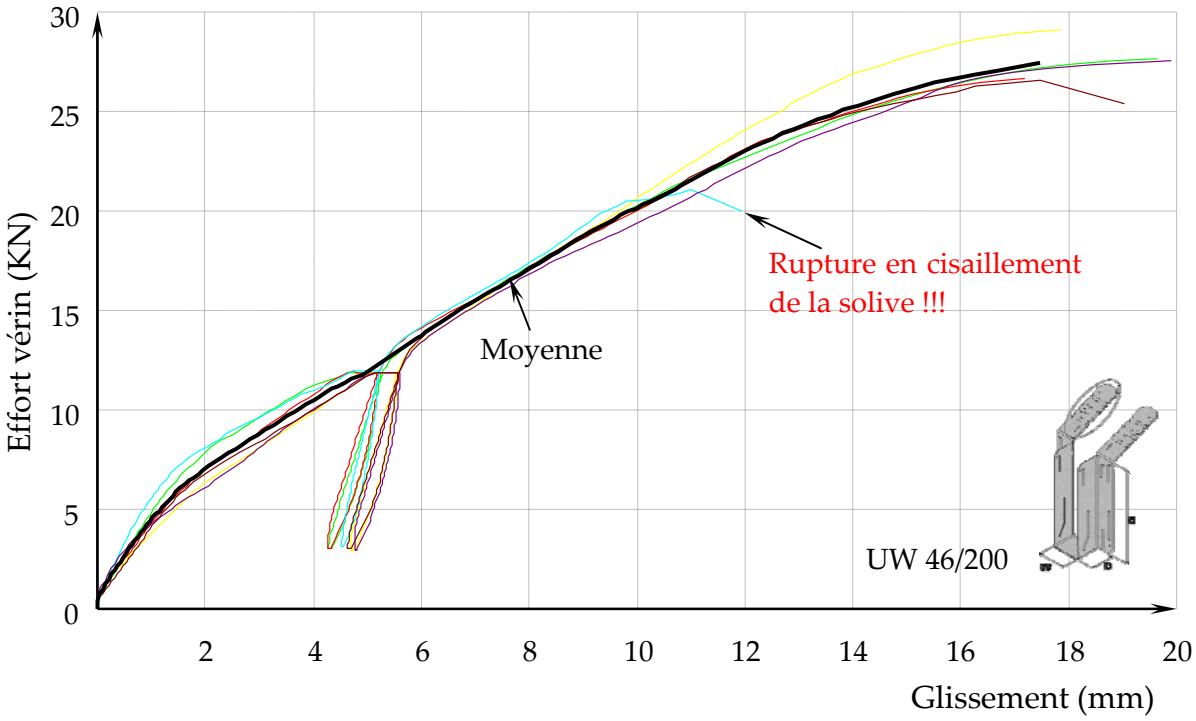


Figure 150 : Évolution effort vérin / glissement de chaque essai d'ancrages UW (3eme groupe) et allure moyenne des cinq tests.

Sur la figure 151, les modes de ruptures des ancrages UW sont illustrés. Le mode de rupture principal, sans être complètement fragile, survient en partie supérieure par rupture du bois en traction transversale. Cette rupture est engendrée par la torsion que génère l'enroulement de la ceinture métallique en contact avec le bois dans la partie supérieure de la poutre. La plastification de la ceinture ainsi que celle du bois laisse alors glisser la partie boîtier de l'ancrage vers le bas. De la traction transversale est alors produite sur la partie inférieure de la porteuse par les deux pointes de la partie basse. Cet assemblage étant plus résistant au final que les deux autres, la limite de compression transversale est atteinte en partie inférieure de la solive portée sur le fond de l'ancrage. La solive peut alors se rompre aléatoirement en cisaillement ou complètement arracher l'ancrage. Les valeurs remarquables des essais sont présentées dans le tableau 36.

L'analyse des essais montre qu'une charge maximum moyenne égale à 19,8 kN est atteinte pour ce type d'ancrage avec pour charge estimée 22,35 kN soit un écart de 13% . Les valeurs obtenues aux paliers de chargement sont donc recevables en termes de caractérisation normative. Une raideur d'assemblage moyenne de 1,65 kN/mm est relevée pour une masse volumique moyenne de 420 kg/m^3.

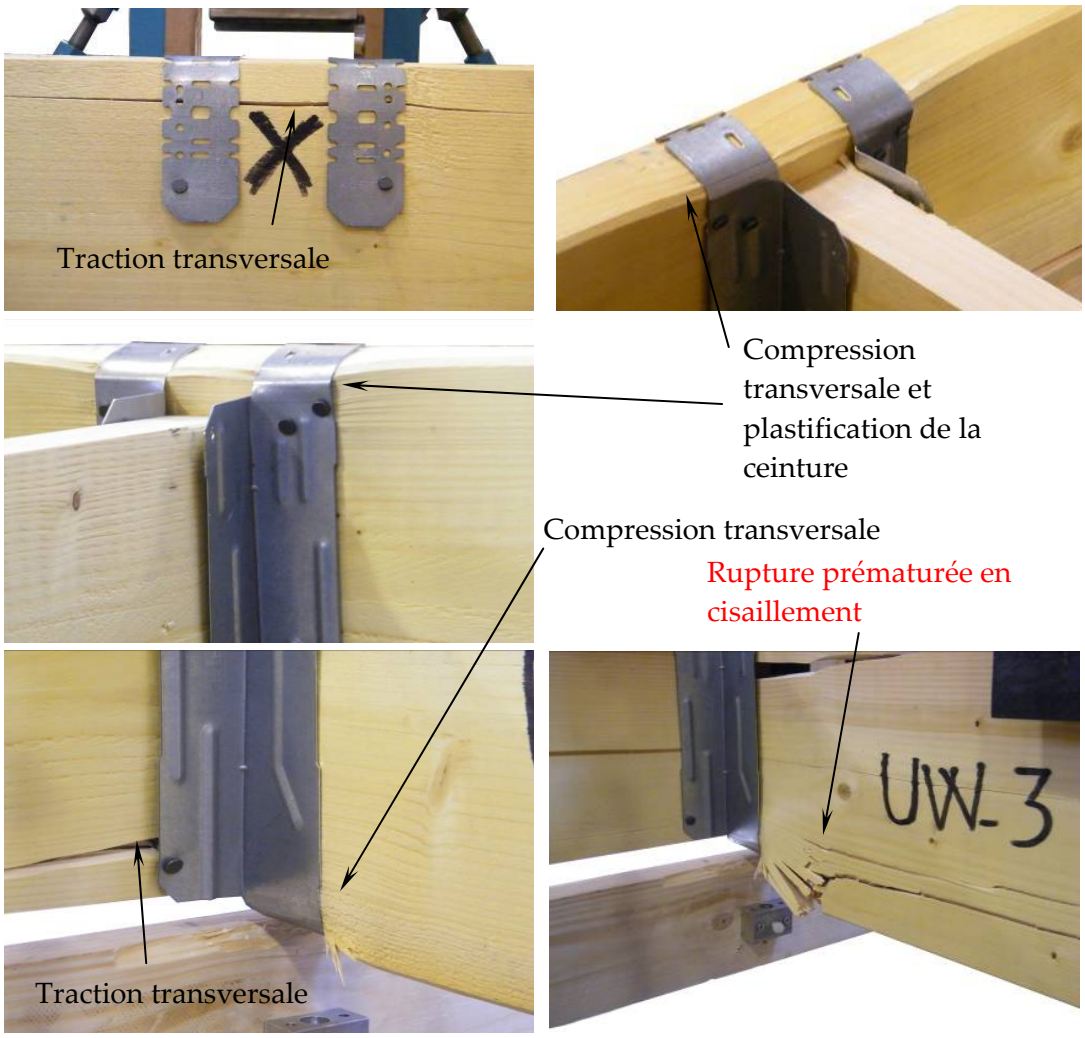


Figure 151 : Modes de rupture des ancrages UW (3eme groupe).

Tableau 36: Valeurs remarquables et valeurs moyennes des essais d'ancrages (UW).

	F_{max}	K_{ser}	K_i	K_e	v_{01}	v_{04}	v_{14}	v_{11}	v_{21}	v_{24}	v_{26}	v_{28}
	kN	kN/mm	kN/mm	kN/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
UW-0	20,7	1,73	1,98	7,35	0,63	4,50	5,23	4,38	4,29	5,26	8,46	12,95
UW-1	20,0	1,73	1,99	7,36	0,63	4,50	5,23	4,38	4,29	5,26	8,53	12,75
UW-2	21,8	1,63	1,79	8,34	0,86	4,96	5,55	4,80	4,70	5,55	8,36	11,78
UW-3	15,8	1,64	1,95	10,27	0,51	4,60	5,20	4,56	4,53	5,20	8,40	
UW-4	20,6	1,56	1,80	8,49	0,66	4,94	5,59	4,85	4,76	5,59	8,67	13,27
UW-5	19,9	1,58	1,77	7,83	0,81	5,04	5,55	4,74	4,65	5,55	8,40	12,71
Moyenne	19,8	1,65	1,88	8,27	0,68	4,76	5,39	4,62	4,54	5,40	8,47	12,69
Écart-type	2,1	0,07	0,10	1,09	0,13	0,25	0,19	0,21	0,21	0,18	0,11	0,56
COV %	10,4	4,4	5,4	13,2	18,9	5,2	3,5	4,5	4,5	3,3	1,4	4,4

1.4. Analyse et discussion

Les résultats d'essais obtenus sont homogènes par gamme d'ancrages car les évolutions sont très proches les unes des autres (figure 152). Il peut être dit que ces évolutions sont donc bien représentatives des comportements mécaniques propres à chaque type d'ancrage. Ces résultats sont donc acceptables et peuvent servir de base de comparaison avec les modèles éléments finis.

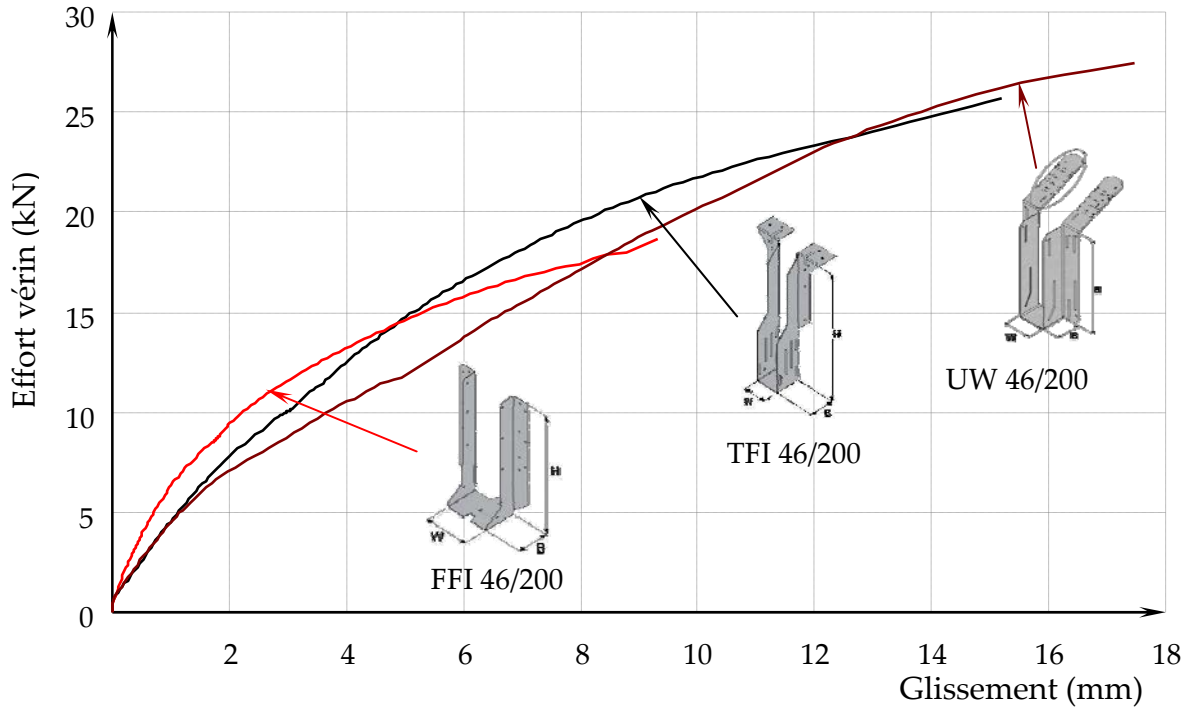


Figure 152 : Courbes moyennes effort vérin/glissement des essais d'ancrages FFI, TFI et UW.

Les ancrages FFI et TFI sont principalement pilotés par le comportement des pointes mêmes si la déformation du bois et de l'ancrage apporte de la souplesse au système. L'ancrage UW montre un comportement en deux phases. Dans une première phase, c'est la tôle pliée qui régit son fonctionnement et en particulier sa ceinture supérieure. Dans une deuxième phase, lorsque le bois s'écrase et que la charnière en partie supérieure plastifie, l'ensemble de l'ancrage, y compris ses pointes, se met à fonctionner (voir figure 152).

L'ancrage le plus rigide est l'ancrage FFI du fait de son nombre de pointes et de son mode de transfert de charge unique par cisaillement-arrachement : il montre cependant un comportement assez fragile à l'arrachement des pointes. Sa résistance est de 31% inférieure au UW (voir tableau 37). L'assemblage TFI a une rigidité de 30% inférieure au FFI : ceci s'explique par le fait que la masse volumique du bois est un peu plus faible et qu'il y a moins de pointes. Le double transfert de charges possible dans cet ancrage ne permet pas de compenser cette perte de rigidité en phase initiale car la raideur de l'ensemble des pointes sur la face avant est certainement bien différente de la raideur des deux ailes en partie supérieure. Le

système étant hyperstatique, les jeux mêmes faibles ne permettent pas de cumul en phase initiale. La résistance de l'ancrage TFI n'est que de 2 ,5% inférieure à l'assemblage UW. L'assemblage UW bien qu'étant le plus résistant a une raideur bien inférieure à l'assemblage FFI : cette perte de rigidité est de l'ordre de 56%. Disposant encore de moins de pointes que l'ancrage TFI, le transfert de charges s'effectue principalement en phase initiale par contact bois métal en partie supérieure. Même avec du soin, il est très difficile de faire plaquer la bande métallique au bois lors du montage.

Tableau 37 : Résumé des caractéristiques majeures des essais d'ancrages FFI, TFI et UW.

	Kser (kN/mm)	Écart /max	Fmax (kN)	Écart /max	$\rho_{12\%}$ (solive) kg.m-3	$\rho_{12\%}$ (support) kg.m-3
FFI	3,79		13,6	-31,3%	444	443
TFI	2,62	-30%	19,3	-2,5%	422	421
UW	1,65	-56%	19,8		420	418

Bien qu'étant produit pour supporter le même type de poutre, les trois assemblages testés montrent des comportements mécaniques différents tant du point de vu de la rigidité que de la résistance. La rigidité est le résultat de la conjonction du comportement de l'ancrage par sa géométrie, de ses pointes et du comportement du bois. Le point suivant va donc montrer comment l'approche développée est sensible à chacun de ces différents comportements après constitution des modèles globaux. En termes de résistance, les ancrages ont développé de l'arrachement de pointes pour l'ancrage FFI, des ruptures en traction transversale et arrachement de pointes pour l'ancrage TFI et un déplacement très important accompagné de traction transversale pour l'ancrage UW. Un point particulier est donc nécessairement développé après constitution des modèles pour établir des critères d'arrêt dans les modélisations et ainsi estimer des valeurs de ruine.

2. CONSTITUTION DES MODELES ELEMENTS FINIS DES ESSAIS D'ANCRAGES

2.1. Hypothèses générales de modélisation :

En observant le montage d'essai précédent, il peut être remarqué que celui-ci présente un plan de symétrie majeur. Ce plan est confondu avec le plan de symétrie défini par l'axe neutre de la solive et la direction de la hauteur de sa section (figure 153). Pendant les épreuves de chargement, le comportement des assemblages est resté parfaitement symétrique. Afin de diminuer la taille du problème numérique à résoudre, il est choisi de profiter de cette disposition et de ce comportement pour ne modéliser qu'une moitié du problème global. Ceci ne constitue pas une limite de l'approche, si des chargements obliques devaient être appliqués à l'ancrage, la modélisation complète devrait être alors réalisée, ce qui augmenterait simplement la

taille du problème. Ainsi, la moitié de la solive se trouve représentée comme si elle était refendue et une demi porteuse comme si elle était coupée en deux quel que soit le type d'ancrage. Les conditions aux limites adéquates présentées dans la suite du document permettent de donner au modèle son comportement réel.

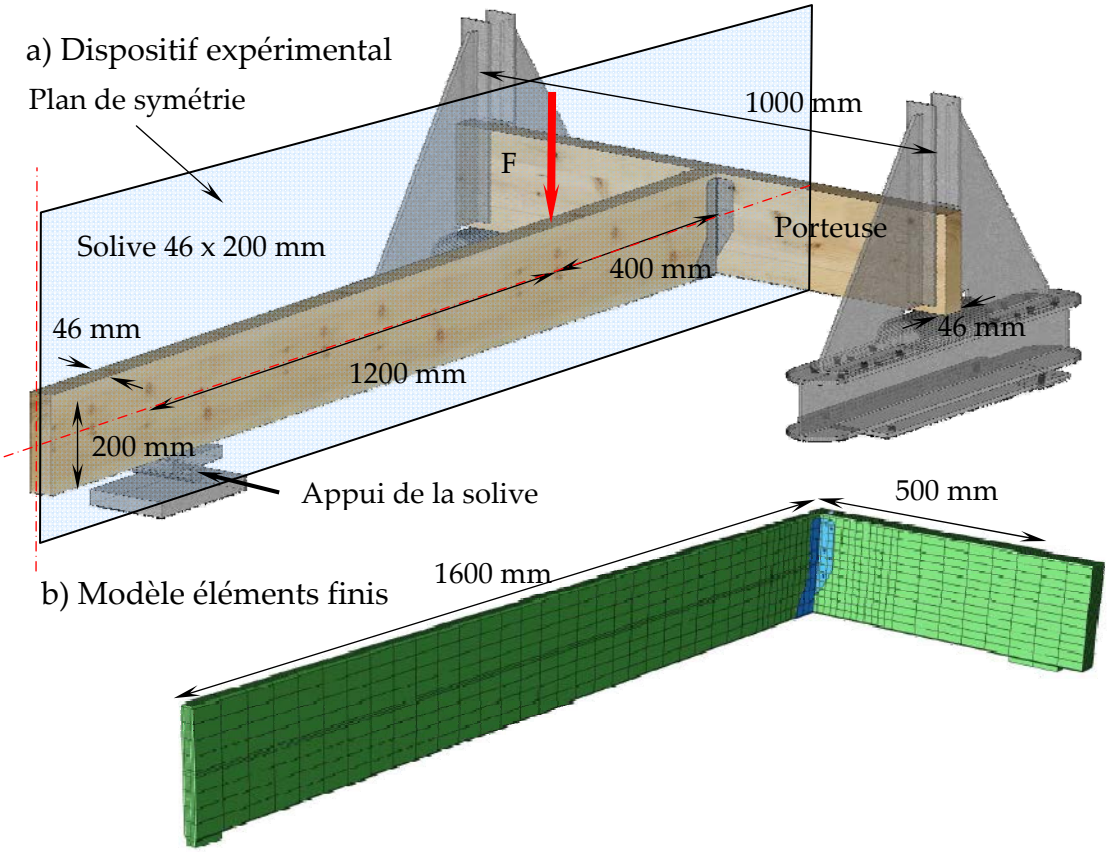


Figure 153 : Mise en évidence de la symétrie de comportement vis-à-vis du chargement dans les essais d'ancrages.

Comme il peut facilement être imaginé, même après symétrie, le nombre de surfaces en contact frottantes permettant d'assembler mécaniquement les différentes parties d'un tel projet de modélisation est réellement conséquent. Si la géométrie exacte des éléments est considérée, des congés de raccordement existent entre les différentes surfaces de l'ancrage. Ces congés peuvent venir en contact avec le bois soit sur des arrêtes vives soit sur des congés suivant le niveau de détail souhaité. Un des problèmes majeurs dans la résolution non linéaire de ce type de problème provient des conditions de contact entre les pièces. En effet, suivant les coefficients de frottement retenus et la géométrie des surfaces en contact, des instabilités numériques très difficiles à maîtriser rendent quasi impossibles la résolution. Après différentes tentatives de résolution, il a été retenu de simplifier les zones de contact entre les congés des ancrages en ne mettant pas de conditions de contact entre ces congés et le bois. Pour que le maillage conserve un aspect correct pendant la résolution, c'est-à-dire pour qu'il n'apparaisse pas d'interpénétration entre les

maillages, les angles des pièces bois ont été chanfreinés à 45 ° d'une longueur égale deux fois le rayon de pliage de la tôle des ancrages (voir figure 154). Cette précaution à priori bénigne, sans conséquence sur le résultat final de la modélisation est une hypothèse majeure permettant une résolution pragmatique et plus aisée du problème.

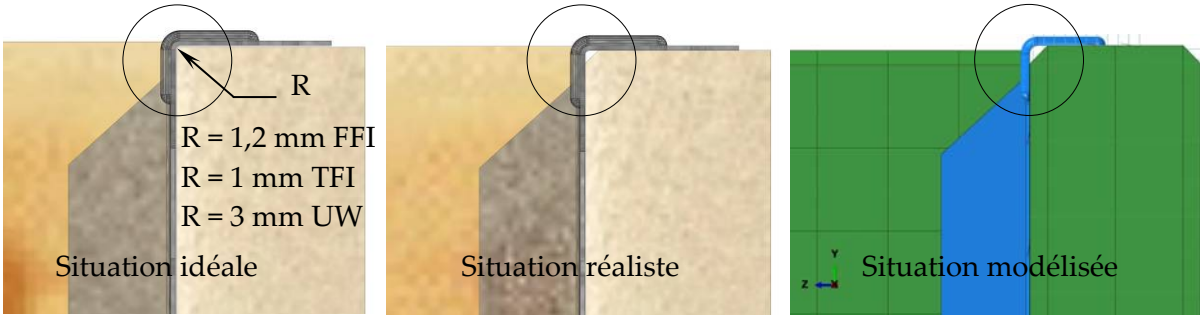


Figure 154 : Détail de modélisation des angles des pièces de bois en présence de congés dans les angles des ancrages.

2.2. Assemblage des maillages élémentaires

2.2.1. Ancrage et pointes

La modélisation des ancrages exposée en - PARTIE 2 - est ici mise en œuvre en prenant simplement en compte la symétrie (voir figure 155). Le maillage d'éléments coques est uniquement affiné autour des trous pour permettre d'effectuer l'élimination des nœuds communs avec la partie en demi-lune du maillage de la tête des pointes (voir figure 156). Lorsque des nervures sont présentes, elles sont également maillées en 3D. Le travail de préparation de la surface avant intégration dans le logiciel Abaqus où elle est alors maillée automatiquement est un peu plus délicat.

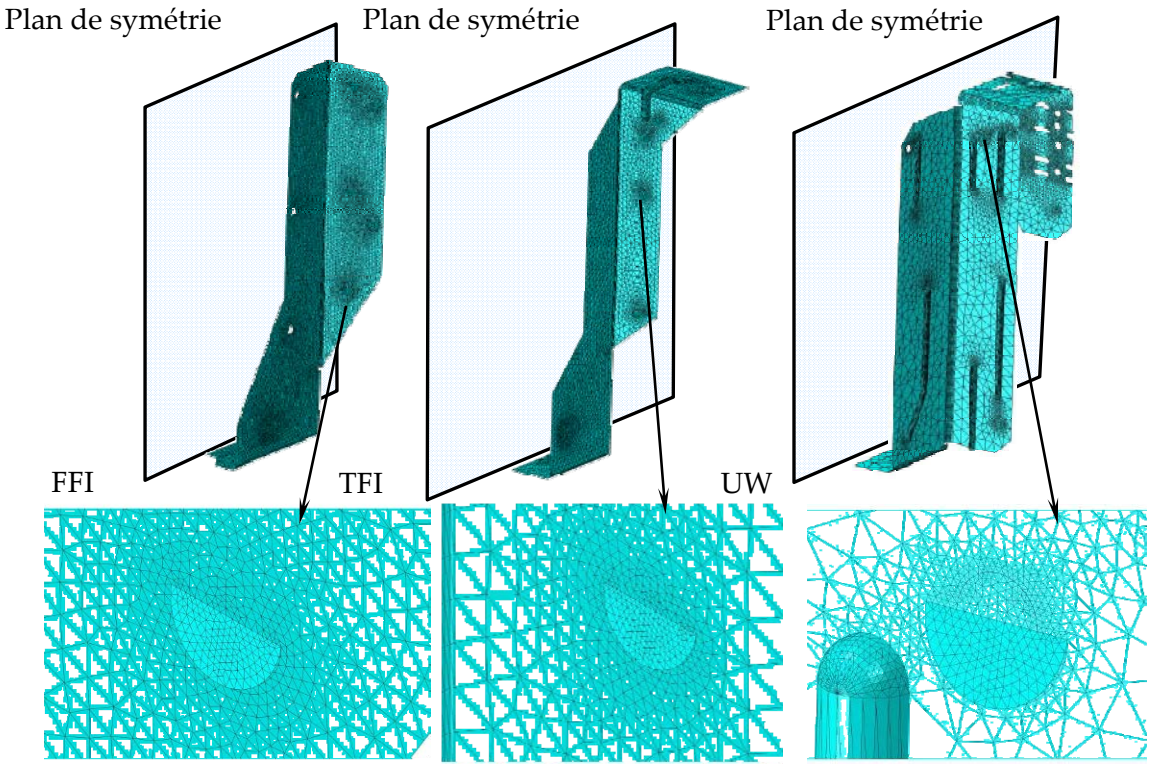


Figure 155 : Maillage des demi-ancrages de chaque groupe.

La modélisation simplifiée des pointes présentée en - PARTIE 3 - a mis en évidence qu'il était nécessaire de produire des conditions aux limites bien spécifiques au niveau de la tête de celles-ci pour obtenir des résultats acceptables. En effet, le corps de la pointe vient en contact à l'intérieur du trou sur une demi-portion de celui-ci pour s'opposer à l'effort alors qu'en même temps la tête vient en contact à l'opposé sur la partie supérieure de la tôle (voir figure 156).

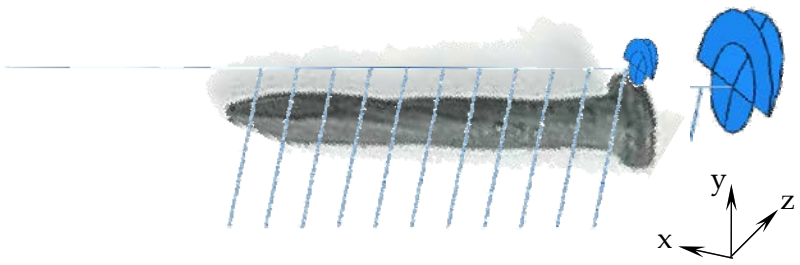
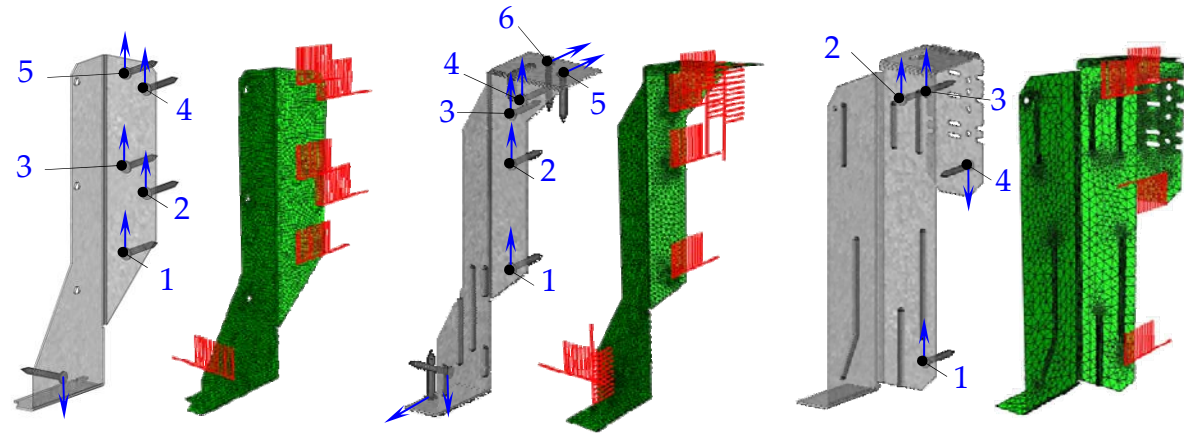


Figure 156 : maillage du modèle éléments finis des éléments de fixation nommé (système de ressorts).

La mise en place des pointes et leur raccordement doit donc tenir compte de leur sens de sollicitation lorsque l'ancrage est soumis à un effort. Ceci constitue un

des défauts majeurs de l'approche car il est peu évident de connaître à priori le sens de sollicitation sur toutes les pointes et il est, d'autre part, assez peu probable que l'orientation de ces efforts reste constante pendant le chargement. Par observation et après différents tests, il apparaît que la problématique n'est pas si contraignante vis-à-vis des résultats. Effectivement, dans la phase initiale de chargement, les efforts sur les pointes peuvent changer de direction. Les déformations étant faibles, que la pointe soit liée à la tôle d'un côté ou de l'autre, ces conditions aux limites ne modifient imperceptiblement la raideur du système.



FFI (groupe 1)
5 pointes

TFI (groupe 2)
8 pointes

UW (groupe 3)
4 pointes

Figure 157 : Transcription des demi-ancrages de chaque groupe munis de toutes leurs pointes sous forme de maillage et sens de l'effort du bois sur les pointes retenues sur l'ancrage.

En revanche, lorsque l'assemblage entre dans une phase de déformation importante, il est important que la liaison de la tête avec la tôle soit dans la bonne direction, mais à ce stade les efforts changent alors faiblement de direction. Il est donc choisi de lier les pointes par rapport à leur sens de sollicitation final. Ce sens est indiqué sur la figure 157.

2.2.2. Solive portée et porteuse

La modélisation des éléments bois, toute longueur pour la solive portée et en demi-longueur pour la porteuse est réalisée afin d'introduire des conditions aux limites fidèles à celles des essais au niveau de l'ancrage (rotation). La taille du problème à résoudre restant importante si les volumes de bois sont tous modélisés par approche structurale du fait de la superposition des maillages poutres et cubes, une partie des pièces est modélisée comme un milieu élastique orthotrope. Pour permettre la plastification de la poutre support sous l'ancrage, un tiers de celle-ci est maillée par approche structurale étant donné sa faible longueur (voir figure 158).

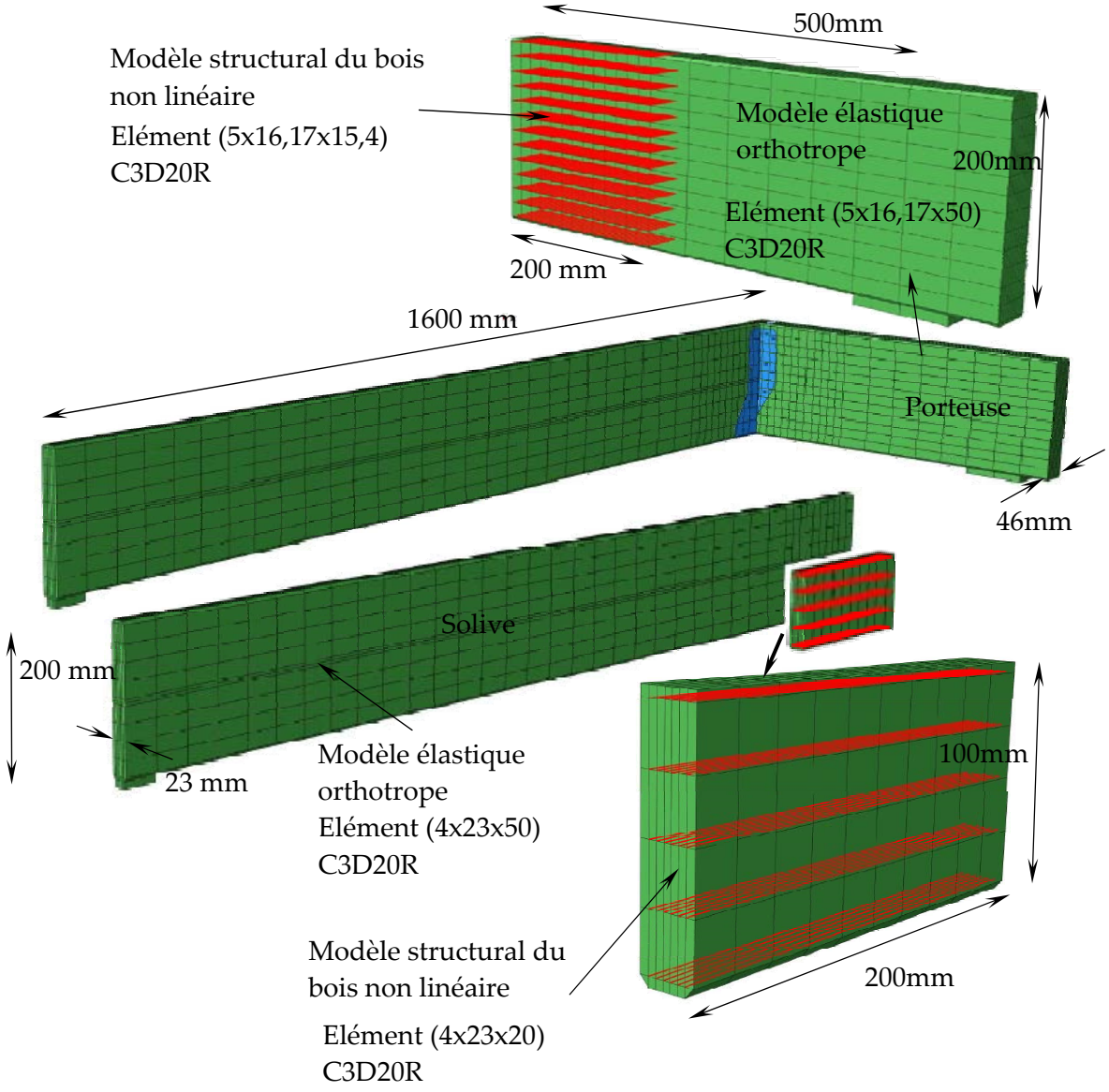


Figure 158 : Maillage des poutres en matériau bois (solive et support) utilisé dans le modèle éléments finis des assemblages par ancrage.

Au niveau de la solive portée, la même approche que celle retenue pour les poutres en compression transversale en - PARTIE 1 - a été réalisée : seule la zone pouvant plastifier au dessus de l'ancrage est maillée par approche structurale. Cette solution a été adoptée afin de limiter la taille du problème et de simplifier la gestion de l'introduction de l'effort et du point de rotation en extrémité de poutre. En conservant un maillage orthotrope élastique classique, il n'est pas nécessaire de prendre un soin particulier au traitement de ces zones où de petites déformations plastiques peuvent se produire et conduire à des instabilités numériques. La figure 158 présente la taille des maillages retenus. Le tableau 38, le tableau 39 et le tableau 40 présentent les valeurs introduites dans les différentes modélisations pour tenir compte de la masse volumique des bois suivant le type d'ancrage modélisé. Pour les différents types d'ancrages, les propriétés élastiques de la partie élastique orthotrope

sont données dans le tableau 41. Elles n'ont pas varié quelque soit l'ancrage car trop peu influentes sur le résultat vu la faible variation de masse volumique.

Tableau 38 : Valeurs caractéristiques retenues pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 444 kg/m³ (voir figure 88) FFI.

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
444	43,59	7,84	42,14	11508	383	11125	-383	-11,19

Tableau 39 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 422 kg/m³ (voir figure 88),TFI

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
422	41,35	7,12	39,98	10546	351	10195	-351	-10,20

Tableau 40 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le modèle bois structural avec une masse volumique de 420 kg/m³ (voir figure 88), UW

$\rho_{12\%}$	$f_{c,0}$	$f_{c,90}$	$f_{c,poutre}$	E_0	E_{90}	E_{poutre}	$E_{décharge,1}$	$E_{décharge,2}$
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
420	41	7	40	10459	349	10110	-349	-10

Tableau 41 : Valeurs des paramètres mécaniques retenus pour le comportement élastique orthotrope pour une masse volumique de 420, 422 et 444 kg/m³

$\rho_{12\%}$	E_L	E_R	E_T	G_{LR}	G_{TL}	G_{RT}	ν_{LR}	ν_{LT}	ν_{RT}
kg.m^{-3}	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa			
444	11508	383	383	754	754	520	0,02	0,02	0,3
422	10546	351	351	754	754	520	0,02	0,02	0,3
420	10459	349	349	754	754	520	0,02	0,02	0,3

2.3. Conditions aux limites attribuées aux éléments bois et aux pointes

Deux familles de conditions aux limites sont nécessaires pour que le modèle éléments finis soit correctement conditionné. Une première famille de conditions aux limites est constituée de conditions introduites directement sur les nœuds. La deuxième famille concerne également les nœuds mais par des relations de contact unilatéral. Ce deuxième type de conditions aux limites est décrit dans le point suivant.

Dans la première famille de conditions aux limites, trois types différents sont identifiés. Le premier type de conditions aux limites permet de restituer la symétrie de l'essai. Les nœuds du maillage de la solive ainsi que les nœuds du maillage du porteur situés dans le plan de symétrie sont tous bloqués dans la direction *Ox* du repère général (figure 159).

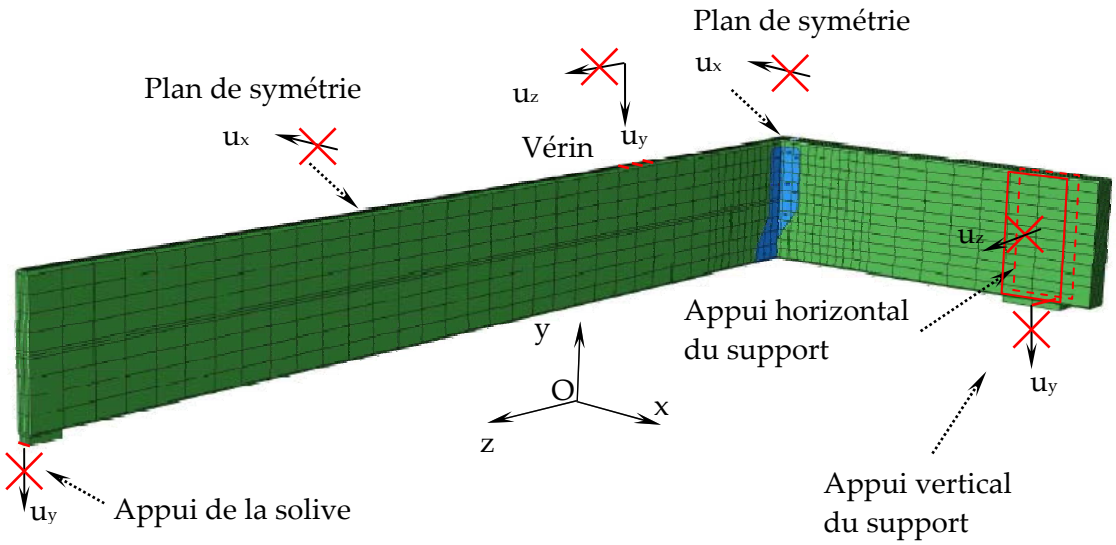


Figure 159 : Conditions aux limites de type 1 et 2 attribuées aux modèles éléments finis quelque soit le type d'ancrage.

Un deuxième type de conditions aux limites simples permet de placer l'ensemble du maillage dans un état stable proche de celui des conditions d'essai. La poutre porteuse est tout d'abord bloquée, dans la direction *Oz* du repère général, sur chacune de ses faces à son extrémité afin de simuler la présence des éléments permettant le blocage en torsion de celle-ci. En partie inférieure de la poutre porteuse, la plaque permettant la diffusion des charges est bloquée dans la direction *Oy* du repère général suivant une ligne de nœuds orthogonale à l'axe de la poutre. Ce blocage simule la présence de l'appui considéré comme rigide et laisse la possibilité à la poutre de translater suivant la direction *Ox*. Ceci implique que cet appui est considéré comme non frottant. Sous la solive portée, à son extrémité opposée de la zone d'assemblage le même type d'appui est simulé. Une ligne de nœuds orthogonale à l'axe de la poutre est bloquée dans la direction *Oy* du repère général sur la plaque d'appui. Cet appui peut également être considéré comme non frottant. Enfin, le vérin étant très rigide, il est considéré que la solive par frottement ne peut glisser au dessous du point d'application de la charge. Une surface équivalente à la plaque de diffusion est alors bloquée dans la direction *Oz* du repère général. En ces mêmes nœuds, un déplacement suivant la direction *Oy* est alors appliqué afin d'introduire le chargement sur la solive.

Le troisième type de conditions aux limites est le plus délicat, car il permet de coupler le fonctionnement des pointes à celui des solives. Il est essentiel de rappeler que le comportement du système de ressorts simulant les pointes a été défini dans un milieu infiniment rigide. Le couplage des pointes avec l'ancrage est similaire à celui des tôles évoquées en - partie 3 - et ne présente pas de difficultés majeures car il s'agit d'éliminer les nœuds communs à la tôle et à la pointe sur une partie de leur maillage commun. La difficulté la plus importante provient de lier l'extrémité des barres

considérées comme les ressorts permettant de supporter la poutre représentant la pointe. La base de ces ressorts ne peut être bloquée de manière absolue dans l'espace de travail car aucun chargement ne serait reporté sur la porteuse par les clous. La distribution des charges dans l'ancrage se trouverait alors fortement erronée. Lors des essais d'assemblage, il a pu être remarqué qu'à la rupture des ancrages de type FFI où la majeure partie de l'effort passe de la solive à la porteuse par les pointes. La zone d'assemblage était alors relativement intacte après l'arrachement des pointes. Ceci montre que l'effort apporté par l'ensemble des pointes se diffuse sans concentration importante d'effort dans la hauteur de la solive. Il est donc choisi dans cette zone d'assemblage où la courbure de la porteuse est faible de diffuser la charge qui se trouve à l'extrémité de chaque ressorts du modèle de chaque pointes, sur plusieurs nœuds du maillage du bois structural suivant le niveau où la pointe se situe dans la hauteur de la porteuse (figure 160). Cette mise en place de relations de déplacements entre nœuds est très laborieuse à réaliser étant donné le nombre de nœuds ainsi que la difficulté à automatiser simplement cette tâche dans le logiciel de calculs utilisé (un passage par une programmation de type Python [84] serait possible pour gagner du temps et permettre de faire varier simplement ces conditions aux limites particulières pour maîtriser complètement leur influence). Par ce principe, les pointes apportent de la charge sur la solive porteuse qui fléchit : par le couplage, les pointes se déplacent alors avec la solive ce qui permet de distribuer les charges avec les ailes quand les ancrages en sont munis. Les charges des pointes de fixation des ailes ou du fond du sabot qui peuvent être qualifiées de complémentaires sont elles diffusées au plus près de la zone de travail de celles-ci. Ce couplage consiste alors simplement à rendre identique le déplacement u_x, u_y ou u_z de l'extrémité des ressorts d'enfoncement ou d'arrachement suivant l'axe de sollicitation de ceux-ci avec plusieurs nœuds du bois.

Les pointes des assemblages modélisés travaillant principalement dans le sens de l'effort, seules les pointes 4 et 5 de l'assemblage de type FFI ont été modélisées complètement c'est-à-dire avec des ressorts d'enfoncement travaillant dans deux sens orthogonaux. Ces pointes empêchent effectivement l'ouverture de la tôle dans une direction perpendiculaire au chargement. Pour les autres pointes les déplacements de la poutre modélisant la pointe perpendiculaire à la direction d'enfoncement ont été simplement bloqués.

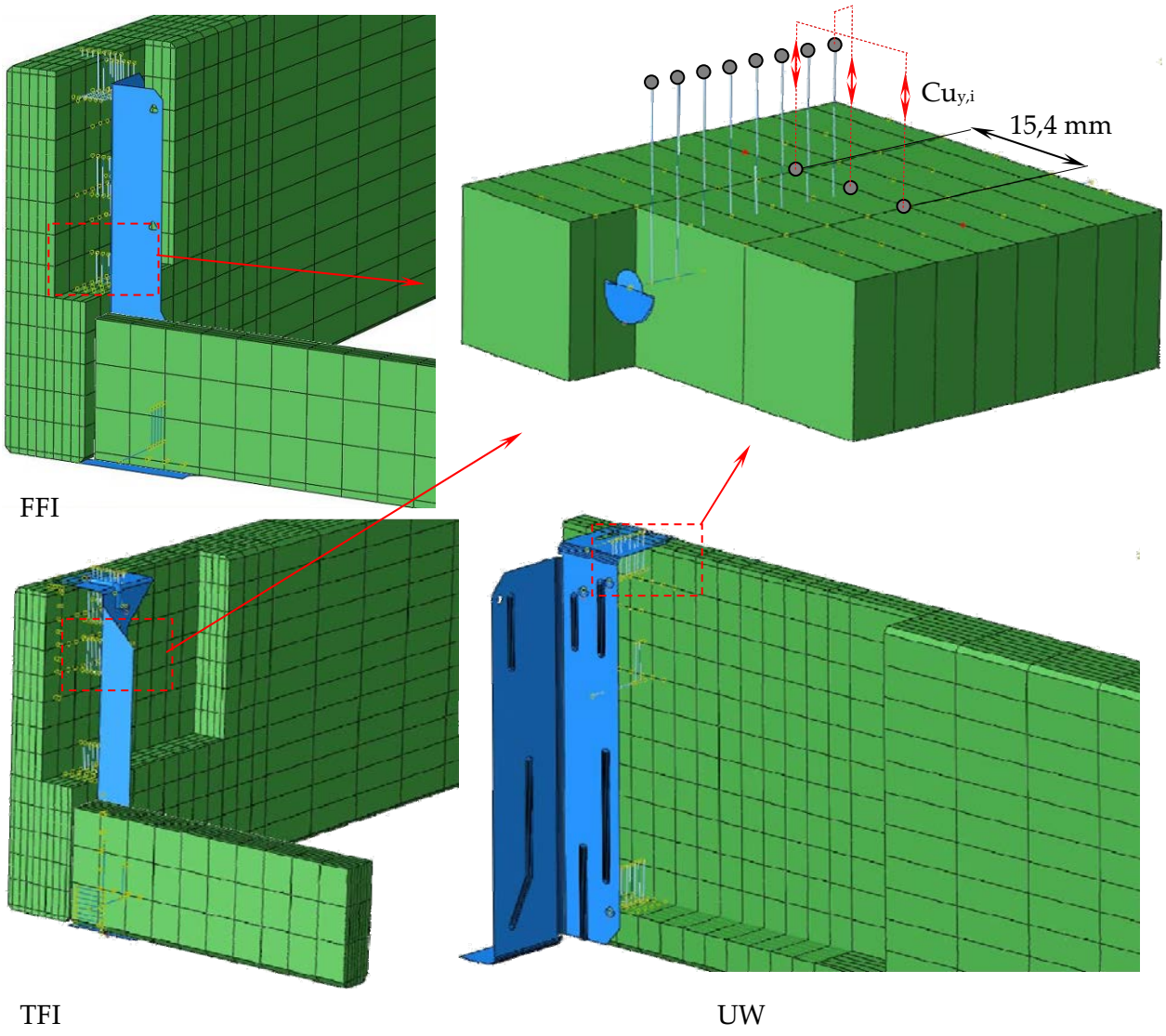


Figure 160 : Relations de déplacement entre les nœuds de l'extrémité des ressorts et les nœuds du maillage des solives.

Ce couplage relativement basique a donc pour effet de permettre un déplacement de la base des ressorts compatibles avec les déplacements moyens des solives dans lesquelles les pointes sont plantées. Cette approche relativement grossière conduit à des résultats satisfaisant comme il le sera montré par la suite. En revanche, même si cette distribution d'efforts perturbe peu l'état de contrainte dans la zone d'assemblage elle rend quelque peu difficile une interprétation des contraintes dans les pièces de bois. Pour cette dernière raison, une approche de la ruine à partir de la distribution des efforts couplés à un critère analytique sera proposée par la suite plutôt qu'une analyse des contraintes.

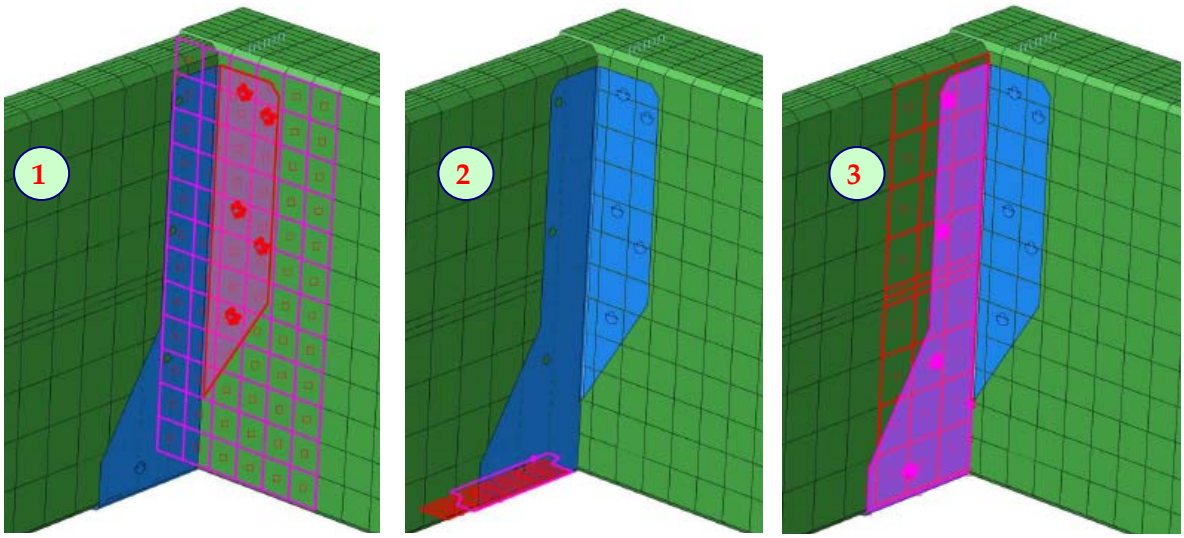
2.4. Surfaces de contacts et coefficients de frottement attribués entre les pièces,

Comme il a été montré lors de la validation du modèle bois sur différentes applications, le frottement est un phénomène complexe qui reste surtout difficilement quantifiable expérimentalement dans un contexte représentatif des applications traitées. Sa prise en compte très importante dans ce type de modélisation ne peut qu'être générale au regard de l'objectif fixé : une étude de l'ordre de celle produite pour l'enfoncement ne peut être envisagée en première approche. Il est alors admis que le frottement puisse varier suivant le type de surfaces en contact mais pas sur la même zone de contact.

Suivant le type d'ancrage, le nombre de surfaces en contacts varie. Ce nombre est de 4 pour l'ancrage FFI, 5 pour l'ancrage TFI et 6 pour l'ancrage UW. Sur la figure 161, la figure 162, et la figure 163 ces types de surfaces en contact sont identifiées et repérées par un numéro. Le contrôle du contact entre ces surfaces dans le logiciel Abaqus est géré par une option de contacts surface à surface et non pas nœuds à surface pour faciliter la convergence de la résolution.

La précision la plus faible du contrôle de l'interpénétration des surfaces a été retenue. Malgré ce choix, il arrive que de légères interpénétrations se produisent et soient visibles sur l'affichage des déformées du maillage sans pour autant déroger à la cinématique imposée.

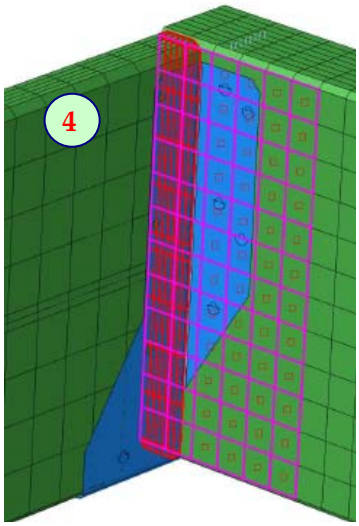
La modélisation de l'embrèvement a montré qu'un coefficient de frottement μ proche de 0,3 était adapté pour traiter le contact bois sur bois. Il est vrai que dans l'embrèvement, le contact bois se produit entre deux surfaces dont les normales sont à un angle de 12,5° par rapport à la direction du fil. Dans le cas des ancrages, la solive peut entrer en contact frottant avec la porteuse par un contact bois « debout » contre bois transversal. A défaut de valeurs obtenues par des protocoles reconnus en termes de bibliographie, la valeur de μ égale à 0,33 a été retenue.



Surface « ancrage / face-support »

Surface « dessous-solive / ancrage »

Surface « face-solive / ancrage »



Surface « solive/support »

Figure 161 : Surfaces de contacts dans le modèle éléments finis des assemblages par ancrage FFI-groupe 1.

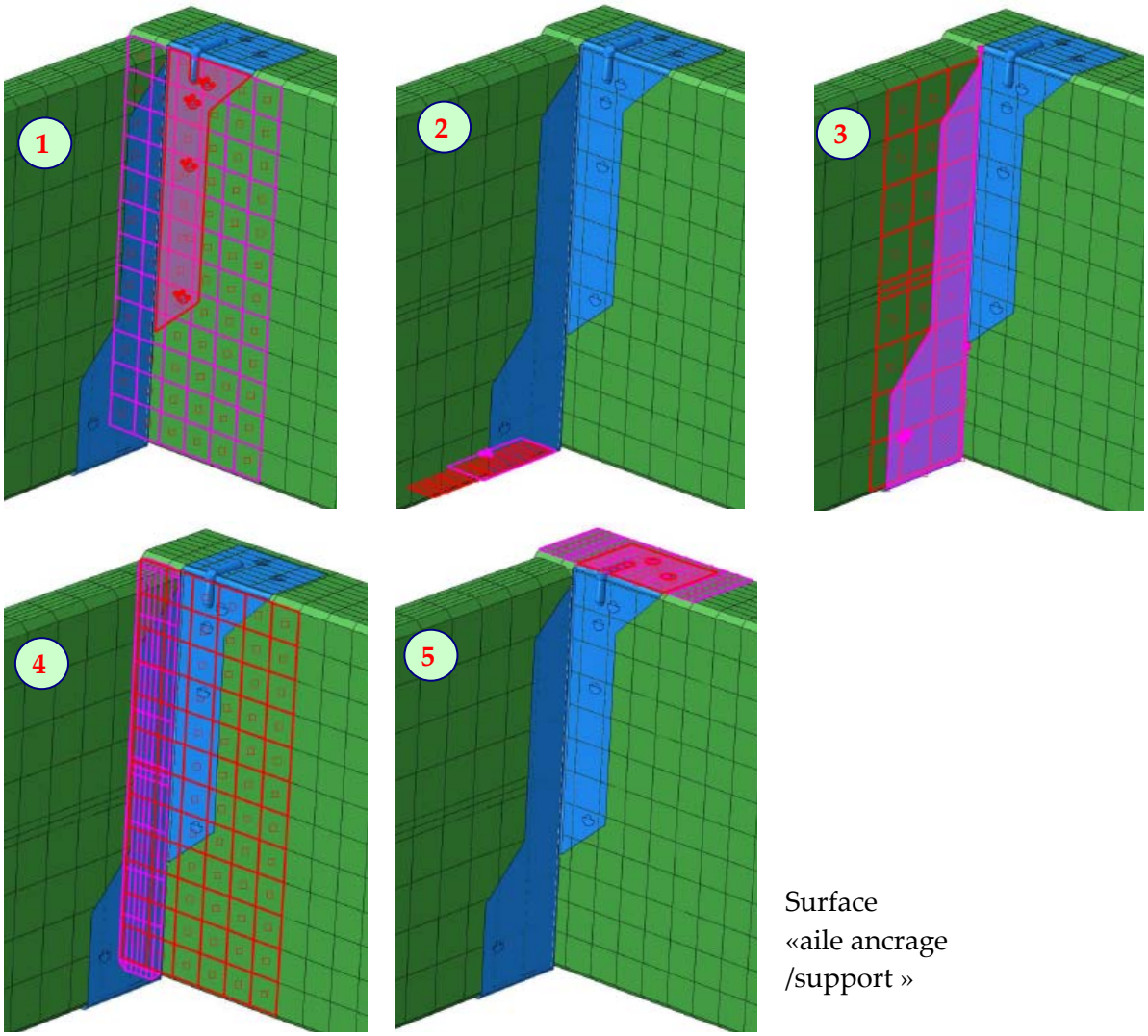


Figure 162 : Surfaces de contacts dans le modèle éléments finis des assemblages par ancrage TFI-groupe 2.

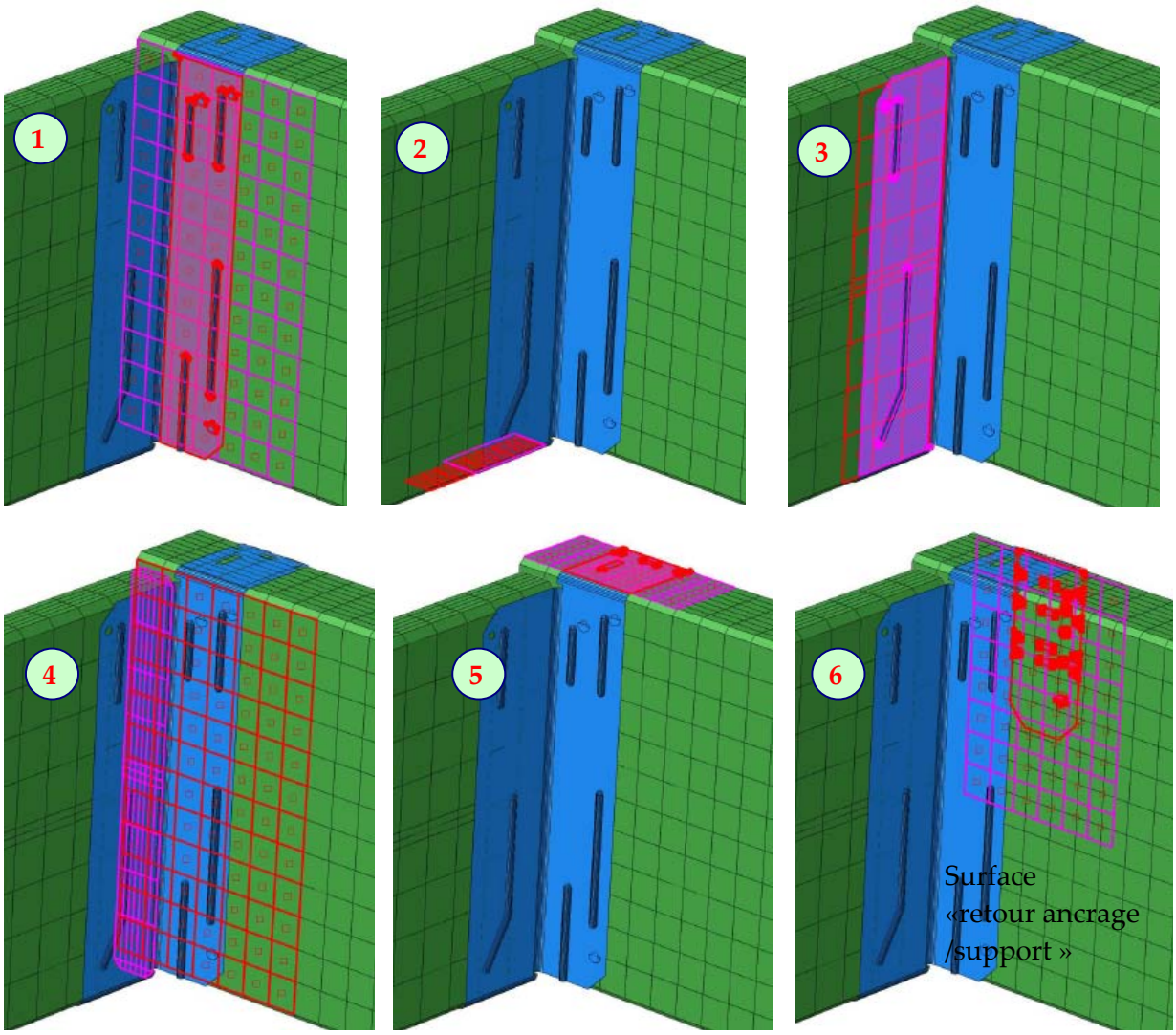


Figure 163 : Surfaces de contacts dans le modèle éléments finis des assemblages par ancrage UW-groupe 3.

En ce qui concerne le frottement bois sur tôle galvanisée, il a été retenu que le frottement devait se situer à un niveau équivalent à celui d'une broche lisse dans un essai d'enfoncement. Dans les travaux de P,D,Rodd [58] [59] déjà évoqué un coefficient de frottement égal à 0,33 (ou un angle de frottement de 19°) a été retenu pour caractériser ce genre de contact.

Le tableau 42 résume les coefficients de frottement retenus entre les différentes surfaces pour les trois groupes d'ancrage.

Tableau 42 : Valeurs du frottement μ et du jeu entre les différentes surfaces en contact déclarées dans les modèles éléments finis des assemblages par ancrage

Type de contact	μ coefficient de frottement			Jeu (mm)		
	FFI	TFI	UW	FFI	TFI	UW
1	0,33	0,33	0,33	0,01	0,1	1,25
2	0,33	0,33	0,33	0,01	0,01	0,01
3	0,33	0,33	0,33	0,02	0,02	0,02
4	0,3	0,3	0,3	0,11	1,2	2
5	-	0,33	0,33	-	0,01	0,01
6	-	-	0,33	-	-	1,25

3. CRITERES D'ARRETS MEF ET ANALYTIQUE

Le paragraphe 2 a montré comment les différents comportements décrits dans les précédents chapitres pouvaient être réunis afin de modéliser le fonctionnement non linéaire d'ancrages de connexion d'élément bois sur bois en situation réelle et surtout comparable à des résultats expérimentaux. Afin de parvenir à la résolution non linéaire de ces différents systèmes non linéaires, jusqu'à des déplacements de l'ordre de ceux observés durant les essais, un certains nombre d'ajustements ont été nécessaires dans les paramètres du logiciel (choix des méthodes de résolution) ainsi que sur la réalisation et le positionnement des maillages. Étant donné l'approche de modélisation retenue du bois non linéaire et des organes de type pointe, seule une résolution non linéaire statique implicite était possible. Ceci signifie que, comme tous les résultats présentés dans ce document, ceux-ci sont obtenus après convergence et équilibre du système mécanique avec les paramètres de précision et le nombre d'itérations fixés par défaut dans le code de calculs ABAQUS. Un déplacement vertical important ayant été imposé sur la solive en lieu et place du vérin, l'arrêt de la résolution s'est toujours produit par la non convergence des algorithmes de résolution. Deux raisons expliquent le fait que la résolution ne converge plus à partir d'un certain seuil de glissement des assemblages.

La première déjà montrée au chapitre 2 pour les pointes est une perte d'équilibre de la pointe dans son logement. Cette instabilité indique que l'arrachement synonyme de ruine est proche. Ceci constitue donc un premier critère de rupture directement géré par la non convergence au bout d'un certain nombre d'itérations. Cette non convergence est remarquable, de manière significative, lorsque l'évolution de l'effort appliqué en fonction du glissement s'adoucit avant l'arrêt de la résolution. L'effort maximum atteint peut être retenu comme la charge maximum de l'assemblage F_{max} au sens de l'ETAG 15.

Lorsque la convergence n'est pas observée pour la raison précédente, celle-ci est due à une évolution trop importante des conditions aux limites déclarées au niveau des différentes surfaces pouvant entrer en contact. Les déplacements pouvant être conséquents, certaines surfaces comme le type de contact 5 sur l'assemblage TFI subissent un décollement important sur une partie et un contact très réduit sur une autre. La résolution pourrait sans doute être conduite un peu plus loin si le maillage était affiné dans ces zones où les contacts s'établissent de manière localisée au final. Cependant le seuil de déplacement étant proche des limites requises, comme il sera montré au paragraphe 4, c'est-à-dire 15 mm de glissement au sens de l'ETAG, ceci n'apparaît pas prioritaire au regard de ce qui pourrait être conduit pour améliorer la modélisation.

La résolution permet donc de déterminer naturellement soit un effort maximum atteint avant une perte d'équilibre, soit un effort pour un glissement d'assemblage de 15 mm limite retenue dans l'ETAG 015.

Pendant les essais, il a été observé en particulier pour les ancrages de type TFI qu'une rupture du bois pouvait intervenir par traction transversale en partie supérieure de la porteuse lorsque l'arrachement des pointes ne se produisait pas avant et ceci pour une charge pratiquement équivalente. Comme il a été évoqué précédemment, les choix de modélisation du bois non linéaire et des pointes qui permettent une approche simplifiée de la raideur des systèmes d'ancrages rendent complexe une interprétation locale des contraintes dans la zone d'assemblage. Il est donc retenu d'approcher la charge de ruine en traction transversale à partir de la distribution des efforts donnée par le modèle mais aussi à partir également de critères de rupture analytique réglementaires à savoir :

- la résistance en traction transversale présentée dans la DIN 1052 [60] ,
- la résistance en traction transversale présentée dans l'Eurocode 5 [10] .

Le paragraphe suivant présente alors la transposition de ces critères sur le cas particulier des ancrages de type TFI ainsi qu'une application numérique propre aux dimensions et caractéristiques des matériels testés. Cette résistance permettra d'établir la résistance maximale de l'assemblage TFI dans le paragraphe suivant.

3.1. Critère de rupture par traction transversale

Lorsque le bois se rompt comme il est présenté sur la figure 149, il est dit que ce mode de ruine est typique d'une rupture en traction transversale. En réalité, lorsqu'un assemblage soumet une pièce de bois à de la traction transversale, les surfaces, orthogonales à la direction de chargement, délimitant les contours de la partie qui va se détacher, sont à la fois sollicitées par des contraintes tangentes et des contraintes normales transversales qui donnent le nom à ce type de ruine. Dans le cas de l'ancrage de type TFI, le volume de bois déchiré est sollicité perpendiculairement au fil du bois par les pointes réparties en deux groupes distincts, mais également par

la tôle. En effet, en s'appuyant sur la partie supérieure du bois, celle-ci peut transmettre des efforts tangents par adhérence perpendiculairement au fil du bois. Pour cette raison, l'effort qui sera retenu comme effort sollicitant l'assemblage en traction transversale est la somme des résultantes d'efforts horizontaux obtenus après intégration des contraintes normales dans chacune des deux sections des parties de l'ancrage en retour sur la solive. Ces sections, co-planaire à la face de la solive porteuse sont schématisées sur la figure 164.

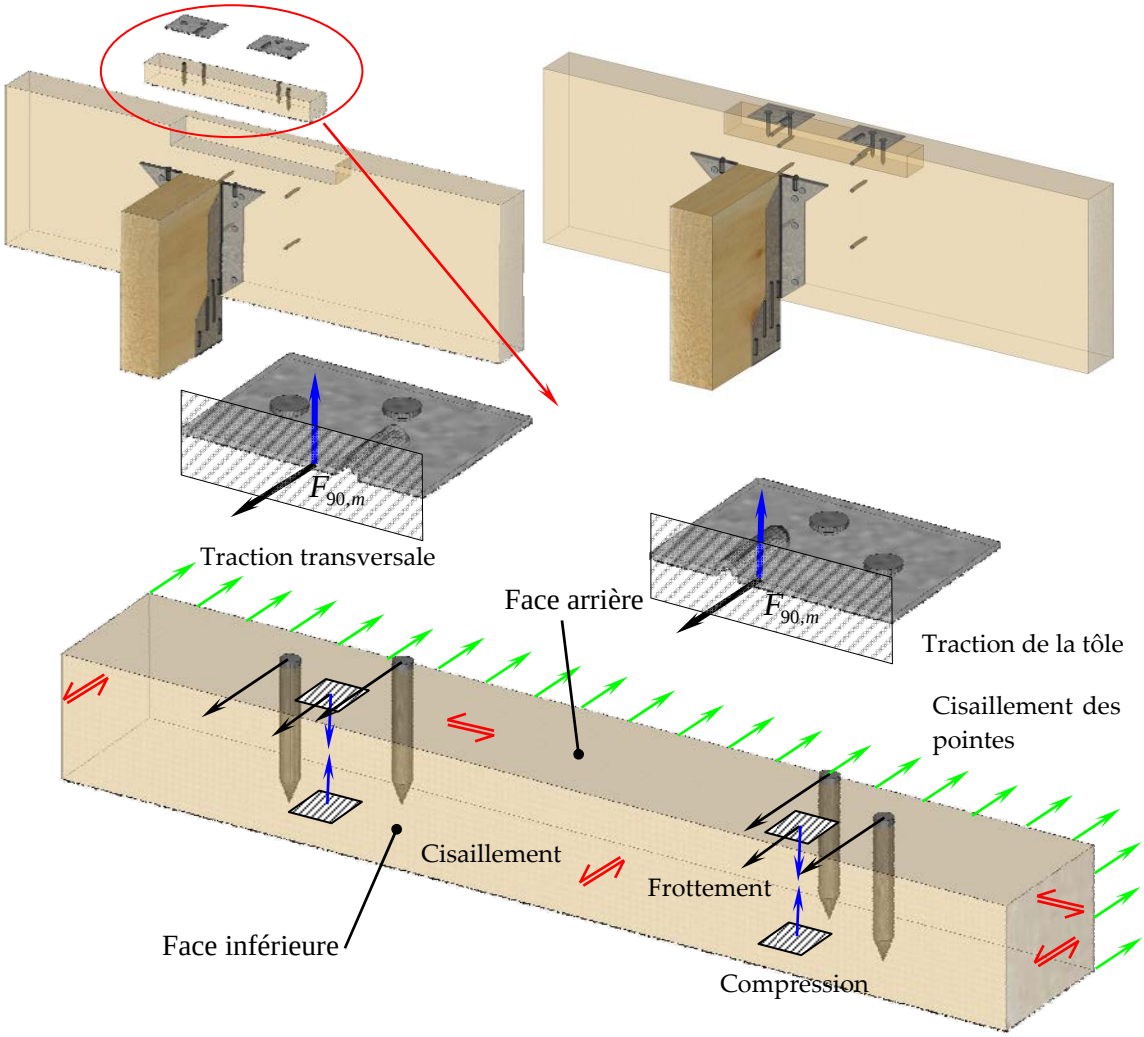


Figure 164 : Idéalisation du contour de la ruine en traction transversale de la partie supérieure de la poutre porteuse et équilibre du bloc.

Bien que ce bloc de bois ne soit pas sollicité de manière uniforme sur toute sa longueur mais plutôt de manière isolée par les deux retours accompagnés des groupes de pointes, il n'a pas été observé de rupture en deux parties réellement distinctes. Ceci indique que les points de sollicitation sont suffisamment proches pour interagir et provoquer une fissuration continue entre les deux groupes de pointes. La face arrière du bloc est donc sollicitée en traction transversale et cisaillement alors que la face inférieure est comprimée et cisaillée.

3.2. Critère de traction transversale de la DIN -1052

Dans ce règlement, différents critères sont présentés pour évaluer la résistance en traction transversale d'assemblages. A priori, toutes les spécificités de l'assemblage présenté ci-dessus excepté le fait que le plan cisaillé inférieur soit comprimé sont prises en compte. La figure 165 présente le paramétrage de l'ancrage TFI afin d'établir sa résistance en traction transversale. Au sens de la DIN 1052, la capacité de l'assemblage peut être estimée en faisant l'hypothèse que la résistance est la somme de deux assemblages en traction transversale suffisamment rapprochés pour interagir et ainsi réduire leur capacité totale.

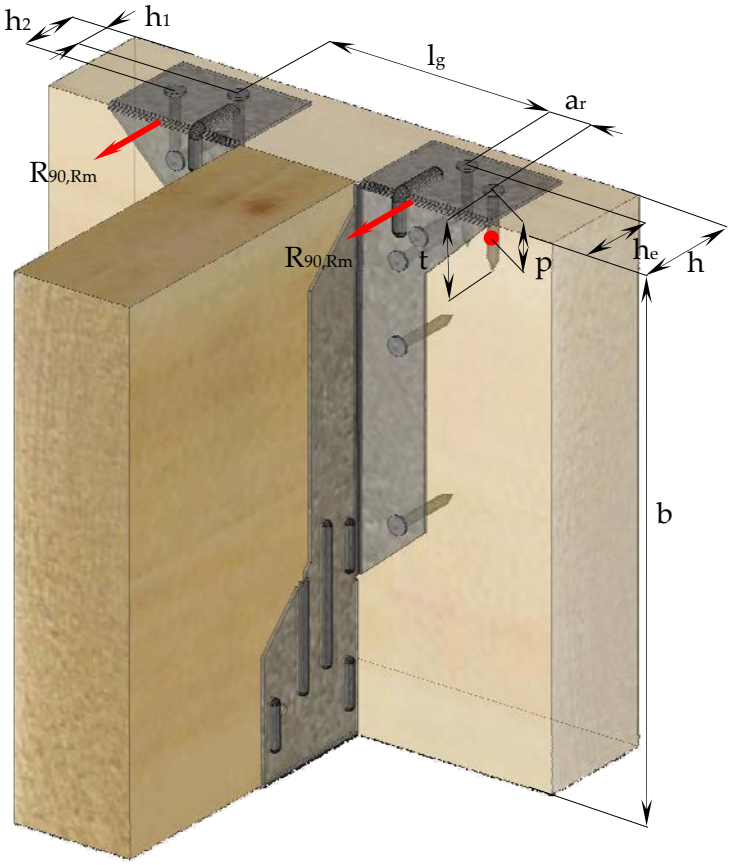


Figure 165 : Paramétrage de l'assemblage de type TFI pour estimer la résistance en traction transversale de sa partie supérieure.

Lorsque la sollicitation en traction transversale de l'assemblage ne se situe pas trop éloignée du bord chargé, c'est-à-dire telle que $h_e/h \leq 0{,}7$, le critère de rupture peut prendre en première approche l'expression suivante[5] :

$$\frac{F_{90,m}}{R_{90,Rm}} \leq 1$$

[5] Le passage de la formule en valeur moyenne n'est pas aussi direct et doit faire l'objet d'une approche statistique en toute rigueur.

$$R_{90,Rm} = k_s \times k_r \times \left(6{,}5 + \frac{18 \times h_e{}^2}{h^2} \right) \times \left(t_{ef} \times h \right)^{0{,}8} \times f_{t,90,m} \qquad \text{Équation 1}$$

Avec :

$F_{90,m}$ *Valeur moyenne de la composante de la force perpendiculaire à la direction du fil du bois en N,*

$R_{90,Rm}$ *Valeur moyenne de la résistance en traction transversale de l'assemblage en N ,*

$f_{t,90,m}$ *Résistance moyenne en traction perpendiculaire au fil du bois MPa,*

$k_s = \max\left\{1;0{,}7 + \frac{1{,}4 \times a_r}{h}\right\}$ *Coefficient à prendre en compte dans le cas où plusieurs organes de liaison sont juxtaposés,*

$k_r = \frac{n}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{h_1}{h_i}\right)^2}$ *Coefficient à prendre en compte en cas d'organes disposés en files,*

h_e *Distance de l'organe de liaison le plus éloigné du bord de l'élément chargé en mm,*

a_r *Distance entre les deux organes de liaison les plus extrêmes, (cet espacement des organes de liaison dans le sens du fil du bois de l'élément assemblé ne doit pas dépasser 0,5 h),*

h *Hauteur de l'élément en mm,*

t_{ef} *Profondeur effective de l'assemblage dans le bois en mm,*

n *Nombre de lignes d'organes de liaison,*

h_i *Distance de la ligne i d'organes de liaison au bord non chargé de l'élément en mm,*

Dans le cas d'assemblages par pointes de type tôle d'acier sur bois en traction transversale sur une seule face, la profondeur de pénétration effective des organes prend la forme suivante :

$$t_{ef} = \min\{ b ; t ; 15d \}$$

Avec :

b *Largeur de l'élément en mm,*

d *Diamètre des organes de liaison en mm,*

t *Profondeur de pénétration des organes de liaison en mm,*

Ceci conduit en termes d'application pour estimer la capacité résistante en traction transversale pour une aile du connecteur, c'est-à-dire un groupe de deux pointes à :

$h_e = 27\ mm\ ;\ h = 45\ mm\ ;$

$h_e / h \leq 0{,}7 \Rightarrow 27/45 \leq 0{,}6$

Avec :

$a_r = 18\ mm\ ;$

$k_s = \max\left\{1\ ;\ 0{,}7 + \frac{1{,}4 \times 18}{45}\right\} = 1{,}26$

$n = 2$; $h_1 = 18\ mm$; $h_2 = 28\ mm$;

et $k_r = \dfrac{2}{\left(\dfrac{18}{18}\right)^2 + \left(\dfrac{18}{28}\right)^2} = 1{,}41$

$b = 200\ mm$; $d = 3{,}75\ mm$; $t = 25{,}5\ mm$

$t_{ef} = \min\{200\ ;\ 25{,}5\ ;\ 15 \times 3{,}75\} = 25{,}5\ mm$

pour une masse volumique moyenne de 420 kg/m^3 $f_{t,90,k} = 0{,}5\ Mpa$ (EN 338) [21]

avec : $f_{t,90,m} = \dfrac{f_{t,90,k}}{(1 - 1{,}64 \times CoV)}$ et $CoV = 0{,}24$ soit $f_{t,90,m} = 1{,}65 \times f_{t,90,k}$

$$R_{90,Rm} = 1{,}26 \times 1{,}41 \times \left(6{,}5 + \frac{18 \times 27^2}{45^2}\right) \times (25{,}5 \times 45)^{0{,}8} \times 1{,}65 \times 0{,}5 = 5335\ N$$

Dans le cas d'une distance intérieure dans le sens du fil du bois entre deux groupes de connecteurs positionnés les uns à côtés des autres qui s'élève à au moins $0{,}5h$ et qui ne dépasse pas $2h$, la résistance moyenne $R_{90,Rm}$ pour un groupe de connecteurs selon l'équation (1) doit être réduite pour chaque groupe de connecteurs du facteur k_g :

$0{,}5h \le l_g \le 2h$

$$k_g = \frac{l_g}{4 \times h} + 0{,}5$$

Avec :

l_g *Distance intérieure entre les groupes d'organes de liaison en mm,*

En définitif, la résistance moyenne maximale à la traction transversale de l'assemblage complet obtenue avec la DIN-1052 s'élève à :

$l_g = 86{,}8\ mm$ $\qquad$ $l_g \Rightarrow 22{,}5 \le 86{,}8 \le 90$ $\qquad$ $k_g = \dfrac{86{,}8}{4 \times 45} + 0{,}5 = 0{,}98$

$R_{90,Rm} = k_g \times R_{90,Rm} \times 2 = 0{,}98 \times 5335 \times 2 = 10456\ N$

3.3. Critère de traction transversale de l'Eurocode 5 :

Le critère de rupture proposé par l'Eurocode 5 intègre beaucoup moins de paramètres que celui proposé par la DIN 1052. Celui-ci prend la forme suivante en valeur moyenne[6] avec le paramétrage indiqué sur la figure 166 (pour faciliter la lecture, la résistance de l'assemblage nommé $F_{90,Rm}$ dans l'Eurocode 5 est également appelé comme précédemment $R_{90,Rm}$) :

[6] Le passage de la formule en valeur moyenne n'est pas aussi direct et doit faire l'objet d'une approche statistique en toute rigueur.

$$\frac{\max\left\{ F_{v,1}; F_{v,2} \right\}}{R_{90,Rm}} \leq 1$$

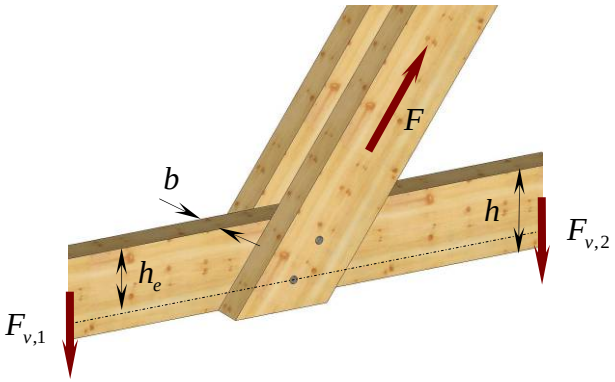


Figure 166 : Paramètres du critère de résistance en traction transversale de l'Eurocode 5.

avec : $R_{90,Rm} = \frac{1}{(1-1{,}64\times CoV)} \times 14 \times b \sqrt{\frac{h_e}{\left(1-\frac{h_e}{h}\right)}}$ et un $CoV = 0{,}24$

qui donne alors $R_{90,Rm} = 1{,}65 \times 14 \times b \sqrt{\frac{h_e}{\left(1-\frac{h_e}{h}\right)}}$ avec $F_{v,1} = F_{v,2} = F_{90,m}/2$

Avec :

$R_{90,Rm}$	*Valeur moyenne de la résistance en traction transversale de l'assemblage en N ,*
h_e	*Distance de l'organe le plus éloigné du bord de l'élément chargé en mm,*
h	*Hauteur de l'élément en mm,*
$b = p$	*Largeur de bois soumise à de la traction transversale en mm*

Ce critère de rupture n'intègre pas le fait que l'assemblage puisse être sollicité partiellement sur ses faces ou que sur une seule de ses faces. La rupture est donc toujours traversante. Pour utiliser ce critère, il faut donc établir sur quelle profondeur le bois est sollicité de manière identique au paramètre t_{ef} du critère de la DIN 1052. En s'inspirant de la rupture de bloc type « plug shear failure » [Eurocode 5 annexe A [10]], il est proposé de définir cette profondeur de travail comme étant la position du point de rotation de l'organe en mode I ou la position de la rotule plastique en mode II (figure 167).

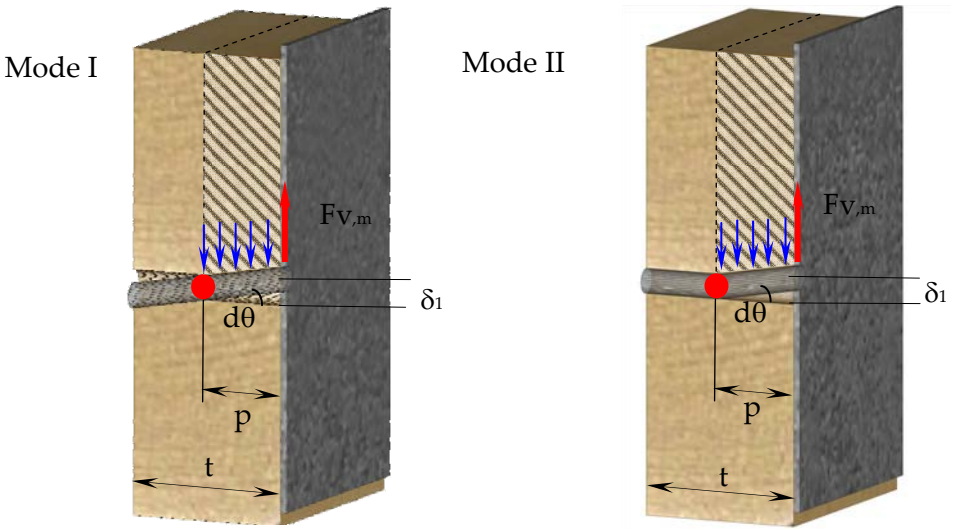


Figure 167 : Profondeur de bois soumise à un effort d'arrachement suivant le mode de rupture plastique de la pointe.

En effet, en considérant cette profondeur, seule la hauteur de bois qui s'oppose à la pression de l'organe dans le sens du déplacement de la tôle peut se trouver arrachée. Il est cependant nécessaire de déterminer au préalable le mode de rupture qui va se produire. En reprenant les éléments de calcul réalisés avec les principes de calcul de l'Eurocode 5 présentés au paragraphe - PARTIE 3 - 4.4 sans effet de corde, il apparaît que c'est le mode I (a) qui donne l'effort le plus faible bien que celui-ci soit très proche du mode 2 (ce point sera rediscuté ultérieurement):

$$F_{v,m} = \min\begin{cases} 0{,}4 \times 41{,}1 \times 25{,}5 \times 3{,}75 = 1572\ N & (a) \\ 1{,}15\sqrt{2 \times 6470 \times 41{,}1 \times 3{,}75} = 1624\ N & (b) \end{cases}$$

Suivant le mode de ruine plastique, la position du point de rotation de l'organe ou la position de la rotule plastique peuvent s'obtenir par les principes de l'analyse limite qu'il n'est pas utile de redévelopper complètement ici. La profondeur *p* prend alors la forme suivante suivant les modes de ruine :

Mode I : $$p = t/\sqrt{2} = 25{,}5/\sqrt{2} = 18{,}03\ mm$$

Mode II : $$p = \sqrt{\frac{2 \times M_{y,m}}{f_{h,m} \times d}} = \sqrt{\frac{2 \times 6470}{41{,}1 \times 3{,}75}} = 9{,}16\ mm$$

L'écriture du critère de l'Eurocode 5 ne fait pas apparaître de nuance comme dans la formule de la DIN 1052 sur la présence de groupes d'organes plus ou moins écartés et interagissant entre eux. La rupture en traction transversale s'étant produite à chaque fois sur toute la largeur de l'ancrage, il est retenu comme hypothèse que l'ensemble des deux retours métalliques et des quatre pointes ne forment qu'un seul assemblage.

En considérant les dimensions suivantes de l'assemblage, l'application numérique permettant l'évaluation de la résistance de l'assemblage peut être conduite :

$h_e = 27\ mm\ h = 45\ mm$

Mode I : $$R_{90,Rm} = 1{,}65 \times 14 \times p \times \sqrt{\frac{h_e}{\left(1-\frac{h_e}{h}\right)}} = 1{,}65 \times 14 \times 18{,}03 \times \sqrt{\frac{27}{\left(1-\frac{27}{45}\right)}} = 3421\ N$$

Mode II $$R_{90,Rm} = 1{,}65 \times 14 \times p \times \sqrt{\frac{h_e}{\left(1-\frac{h_e}{h}\right)}} = 1{,}65 \times 14 \times 9{,}16 \times \sqrt{\frac{27}{\left(1-\frac{27}{45}\right)}} = 1738\ N$$

La sollicitation de l'assemblage $F_{90,m}$ ne peut donc pas dépasser 6842 N en mode I et 3476 en mode II. Cette estimation par le critère de l'Eurocode 5 est plus pessimiste que celle proposée par la DIN 1052. En effet, dans le critère de la DIN 1052 la profondeur t_{ef} ne varie pas selon le mode de rupture plastique des organes. Si la résistance en traction transversale est estimée avec le critère de l'Eurocode 5 pour une profondeur de 25,5 mm la résistance s'élève à 9676 N ce qui est inférieur de seulement 7,5% à l'estimation de la DIN 1052.

4. CONFRONTATION DES MODELISATIONS AUX RESULTATS EXPERIMENTAUX

Après résolution, le modèle éléments finis permet d'accéder à un vaste champ de données qu'il est nécessaire d'interpréter afin d'évaluer la pertinence de ces résultats. En premier lieu, avant une analyse plus approfondie du comportement de l'ancrage qui fait l'objet du paragraphe 5, les données permettant la comparaison directe avec les essais sont présentées et discutées.

4.1. Ancrage du groupe 1 de type FFI

Sur la figure 168, l'évolution de l'effort appliqué sur la solive est tracée en fonction du glissement de l'assemblage afin de permettre une comparaison phénoménologique avec les résultats expérimentaux. Dans la phase de chargement initiale, c'est-à-dire jusqu'à atteindre 40% de la charge de rupture estimée, la raideur calculée par le modèle est globalement plus faible. La raideur calculée montre tout d'abord une phase où la rigidité croît au tout début du chargement qui s'explique par la mobilisation progressive du contact entre le bois et les ailes de l'ancrage. Dans les essais expérimentaux, le clouage au marteau produit une légère déformation de la tôle sous la tête des pointes ainsi qu'une légère précontrainte qui plaque les ailes de l'ancrage sur le bois. Il avait d'autre part été remarqué dans l'analyse du comportement unitaire des pointes en - PARTIE 3 - sur la figure 71 que la raideur initiale expérimentale des pointes était plus importante. Ceci explique pourquoi la

rigidité expérimentale ne fait que décroître au cours du chargement initiale. Mis à part un calage des paramètres de la modélisation des pointes, il semble difficile de retranscrire mécaniquement ce type de phénomène difficile à cerner.

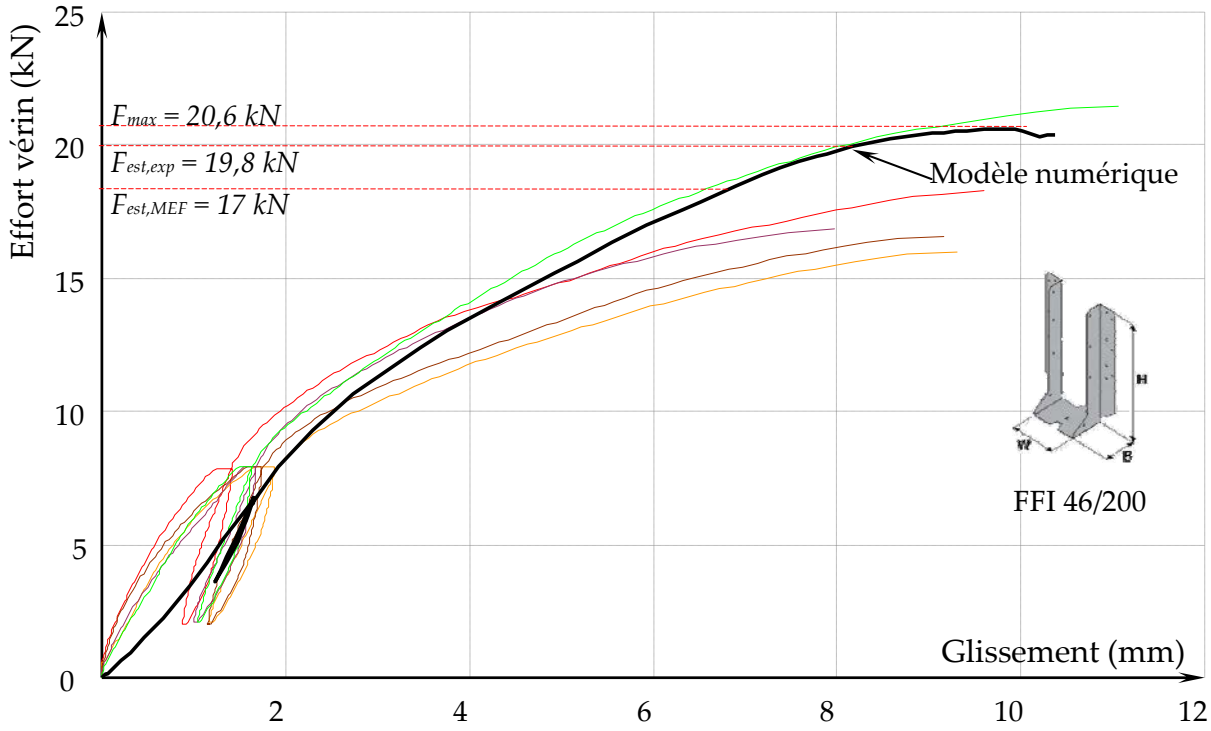


Figure 168 : Évolutions expérimentales de la charge sur le vérin en fonction du glissement des assemblages FFI comparées à celle obtenue par modélisation.

Après cette première étape de chargement, le modèle semble sensible aux déformations plastiques qui se produisent dans cette phase initiale de chargement vu l'allure du cycle charge décharge. La raideur élastique du système semble correctement approchée. Au seuil de 10 kN, le modèle est sensible au développement de la plastification et à une diminution de la rigidité du système. Il se révèle cependant un peu plus rigide que les résultats expérimentaux. La phase de charge au-delà de 40% de la charge estimée à rupture apparaît fortement liée au comportement des pointes. Sans les modifications évoquées pour améliorer le comportement des pointes (actualisation du maillage) cette phase ne pourra être mieux décrite. Proche d'un glissement de 10 mm, l'effort commence à diminuer ce qui signifie que l'arrachement complet de l'ancrage est proche. La charge maximum atteinte est de manière évidente légèrement supérieure aux valeurs expérimentales. Ceci signifie que l'interaction traction cisaillement gérée par le système de ressorts du modèle des pointes n'est pas tout à fait assez pénalisante lorsque des efforts de traction et de cisaillement sont concomitants. L'ensemble des valeurs remarquables permettant une comparaison de la modélisation avec les valeurs moyennes des essais est présenté dans le tableau 43.

Tableau 43: Valeurs remarquables moyennes des essais et du modèle des ancrages de type (FFI).

	F_{max} kN	K_{ser} kN/mm	K_i kN/mm	K_e kN/mm	v_{01} mm	v_{04} mm	v_{14} mm	v_{11} mm	v_{21} mm	v_{24} mm	v_{26} mm	v_{28} mm
MEF	15,5	5,78	3,07	8,49	0,99	1,66	1,66	1,22	1,22	1,69	2,6	4
Moyenne essai	13,6	3,79	4,22	7,88	0,24	1,43	1,61	1,05	1,02	1,61	3,24	6,31
(essai-MEF)/essai%	-13,9	-52,5	27,25	-7,7	-312	-16	-3,1	-16,2	-19,6	-5	19,7	36,6

La figure 169 présente les déformations de l'ancrage, des pointes et du bois pour un seuil de charge proche de la ruine de celui-ci. Il peut être dit que l'ensemble des phénoménologies observées expérimentalement apparaissent naturellement avec la modélisation :

- les pointes sont extraites du bois sans subir de plastification importante,
- la solive se plastifie dans le fond de l'ancrage alors que la tôle développe une forme minimale en s'arrondissant autour du bois,
- enfin les suspentes de l'ancrage s'écartent de la solive en partie supérieure et la tête des pointes marque plastiquement les ailes.

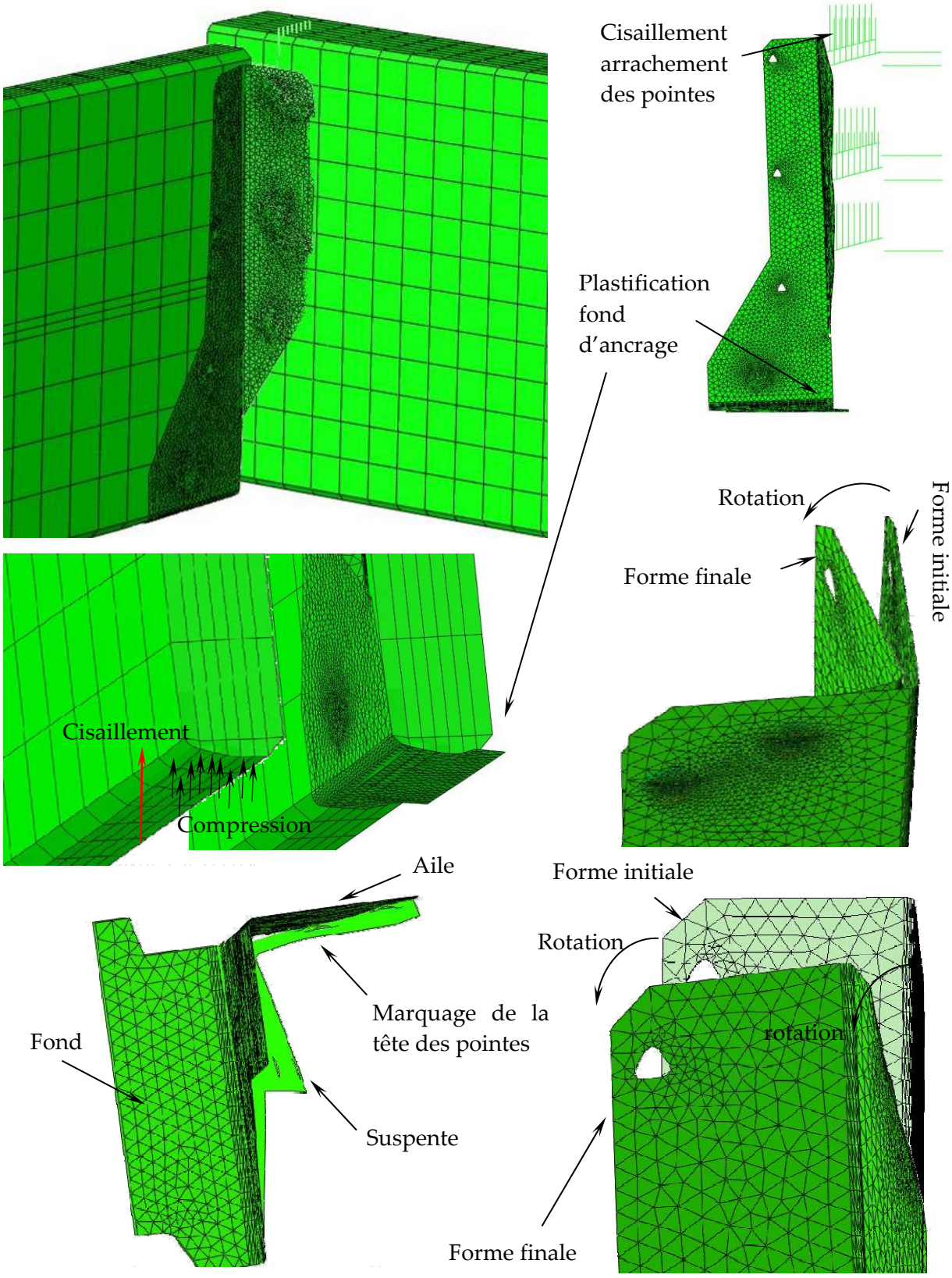


Figure 169 : Phénomènes mécaniques développés par la modélisation éléments finis des ancrages du groupe 1 (FFI).

4.2. Ancrages du groupe 2 de type TFI

L'approche de modélisation adoptée conduit ici à une meilleure estimation de la rigidité initiale que sur l'assemblage de type FFI. Ceci est sans doute lié au fait que cet ancrage comporte moins de pointes et que dès la phase initiale de chargement, un contact s'établit avec les brides en partie supérieure de la porteuse (figure 170). L'estimation de la raideur de service de l'assemblage ainsi que la raideur élastique sont assez correctement approchées. Lorsque la charge atteint les deux tiers de la charge moyenne à rupture expérimentale, le comportement produit par le modèle demeure plus rigide que celui observé d'un point de vu expérimental. Ceci provient du comportement des brides en partie supérieure de la porteuse qui reprennent à partir de 8 mm de glissement certainement plus d'efforts qu'en réalité. Sur la figure 171, l'effort de traction cumulé des deux brides tracé en fonction du glissement de l'assemblage montre cette évolution. Lorsque l'assemblage se déforme, il a pu être observé expérimentalement que les pointes les plus éloignées du bord chargé de la porteuse s'arrachaient progressivement, ce qui en réalité diminue logiquement leur rigidité en cisaillement. La géométrie des pointes n'étant ici pas non plus actualisée, la raideur de ces dernières reste quasiment la même au cours de toute la phase de chargement.

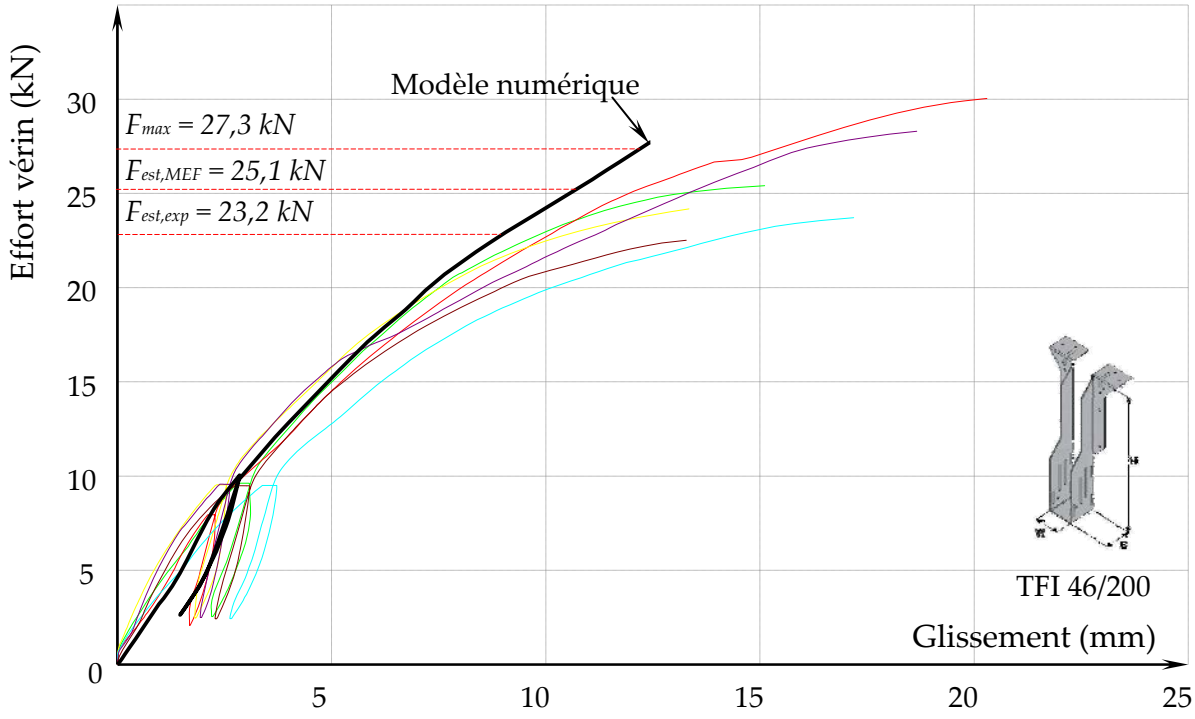


Figure 170 : Évolutions expérimentales de la charge sur le vérin en fonction du glissement des assemblages TFI comparées à celle obtenue par la modélisation.

La résolution du problème prend fin, comme il a été évoqué précédemment, car les contacts entre les brides et le bois se réduisent de manières importantes et ne sont alors plus compatibles avec la finesse du maillage. Il peut être observé également sur

la figure 171 que la résistance maximum des pointes les plus éloignées du bord chargé en arrachement est dépassée ce qui indique que la rupture par arrachement complet est imminente à ce seuil de chargement et que le système peut devenir également instable en termes de résolution par ce comportement mécanique. Ceci confirme les observations expérimentales car il a été noté qu'à ce niveau de chargement deux types de rupture pouvaient apparaître : soit arrachement des brides, soit traction transversale dans le bois.

Pour analyser le comportement en arrachement, il est tout d'abord intéressant d'estimer l'effort de cisaillement maximal plastique que pourrait reprendre les brides à partir des essais de caractérisation effectués pour le compte d'ITW déjà présenté au paragraphe - PARTIE 3 - 4.4 :

$$F_{v,m} = 1{,}35 \times 1{,}29 \times (421/420) \times 0{,}8 \times 1{,}3 \times \frac{30^{0,8}}{35^{0,8}} = 1605\ N$$

Ceci conduit à un effort pour quatre pointes de 6420 N. Cet effort est d'évidence inférieure à la résistance en traction transversale estimée par la DIN 1052 ou encore celle estimée pour le mode I avec le critère de l'Eurocode 5. Ceci indique que si les profondeurs t_{ef} *ou* p retenues pour faire les estimations de résistances en traction transversale étaient si importantes, une plastification des pointes serait observable ce qui n'a jamais été le cas. Le choix de la profondeur d'arrachement $t_{ef} = p$, essentiel dans l'estimation de la résistance, s'effectue avec le critère de l'Eurocode 5 en fonction du mode de rupture. Dans le cas de figure présent, les charges plastiques estimées par les modes I et II étaient très proches alors que les profondeurs estimées variaient du simple au double. L'estimation de la charge à rupture est donc très sensible dans ce critère à ce paramètre. Sur la figure 171, il peut être observé que si l'estimation de la résistance à rupture était effectuée à l'aide du mode II, la charge à rupture appliquée par le vérin serait de 27,3 kN soit 6,2% supérieure à la valeur moyenne obtenue en essais.

A la lumière de ces estimations, il apparaît que le scénario de rupture réelle de ces ancrages serait plutôt un arrachement des pointes. Cependant les pointes, en se retirant de leur logement réduisent la résistance potentiel de la porteuse en traction transversale. Lorsqu'il ne reste dans le bois plus qu'une longueur d'enfoncement qui peut être estimée à environ 10 mm par le calcul ou par observation des pièces rompues, la rupture peut également survenir par déchirement du bois. La modélisation proposée pour les pointes Cullen ne permet pas de décrire encore suffisamment précisément les conséquences de ce phénomène d'arrachement. En conséquence, il est retenu que le critère proposé par la DIN 1052 pourrait être considéré comme critère de ruine car il permet de prendre en compte de manière paramétrique des géométries d'assemblages complexes. La profondeur de pénétration des pointes pourrait être adaptée de manière défavorable en estimant celle-ci en supposant l'apparition d'un mode II. Ceci ne reflète pas exactement la

réalité, mais reste cohérent avec l'état actuel de la modélisation retenue pour les pointes.

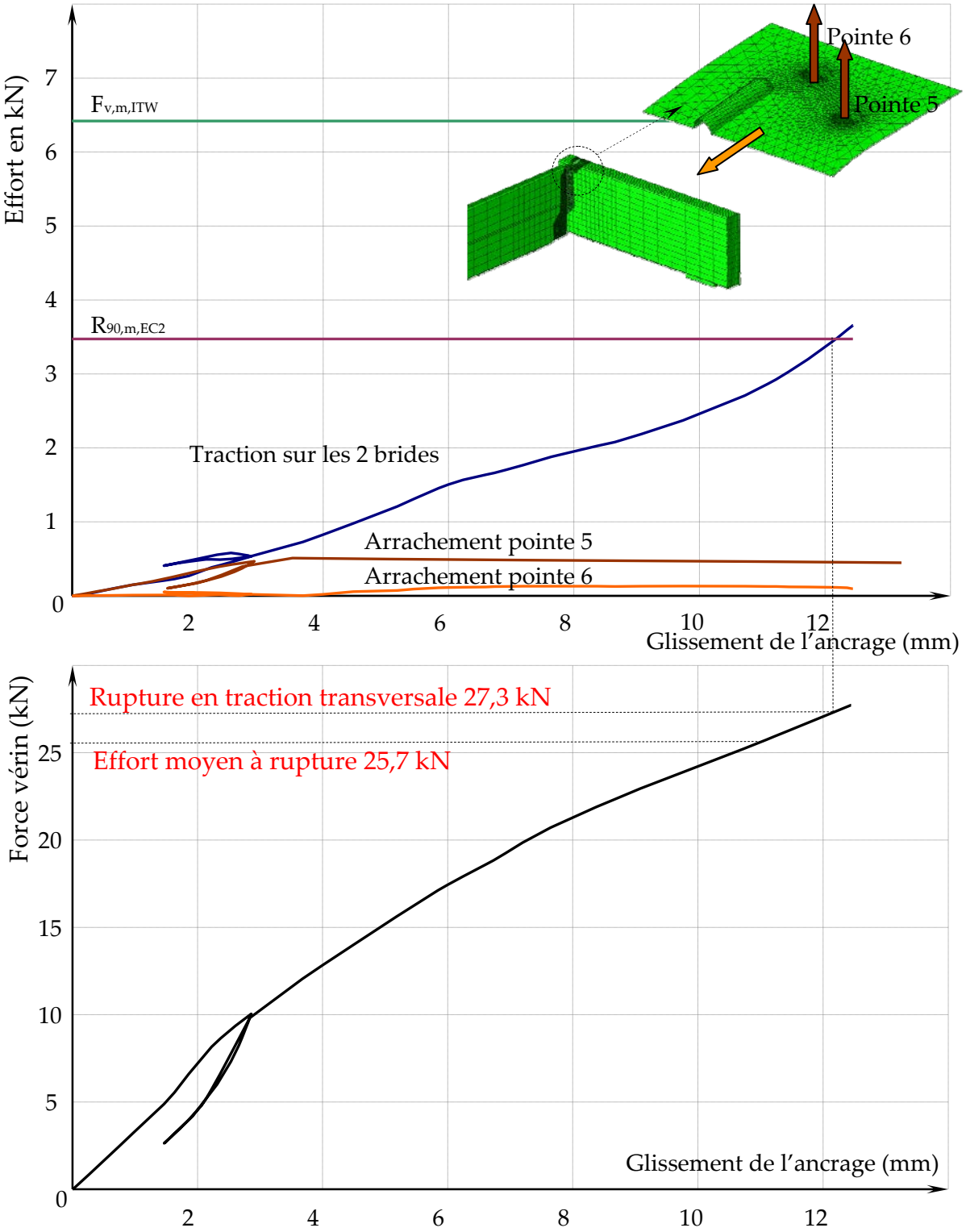


Figure 171 : Évaluation de la charge à rupture de l'ancrage TFI à partir de l'effort dans les brides de l'ancrage.

Le tableau 44 présente donc l'ensemble des valeurs remarquables expérimentales moyennes et celles obtenues par le biais de la modélisation.

Tableau 44: Valeurs remarquables moyennes des essais et du modèle des ancrages de type TFI.

	F_{max}	K_{ser}	K_i	K_e	v_{01}	v_{04}	v_{14}	v_{11}	v_{21}	v_{24}	v_{26}	v_{28}
	kN	kN/mm	kN/mm	kN/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
MEF	20,8	2,74	2,64	3,66	0,80	2,86	2,86	1,46	1,46	2,92	4,94	7,31
Moyenne essai	19,3	2,62	2,77	6,99	0,52	2,56	2,89	2,13	2,10	2,87	4,65	7,45
(essai-MEF)/essai%	-8%	-4,6%	4,7%	47%	-54%	-12%	1%	31%	30%	-2%	-6%	1,8%

La figure 172 montre pour un chargement proche de la limite de résistance de l'ancrage l'état de déformation de celui-ci. En premier lieu, il est observé que la solive est bien entrée en plastification dans sa zone d'appui à l'intérieur du boîtier. La tôle d'acier adopte une forme circulaire qui minimise son travail de façon identique aux observations expérimentales. En partie supérieure, les brides se déploient et provoquent un arrachement des pointes les plus éloignées du bord chargé. La présence des bossages permettant à priori de raidir les angles de pliage perturbe les contacts vu le faible nombre de nœuds sur le bois en vis-à-vis des brides. Ce manque de discrétisation dans cette zone laisse apparaître une interpénétration des maillages sans conséquence sur l'évolution effort glissement de l'assemblage. Enfin les pointes sont cisaillées et arrachées en fléchissant quelque peu mais sans développer de manière évidente de mode II de rupture conformément aux observations expérimentales.

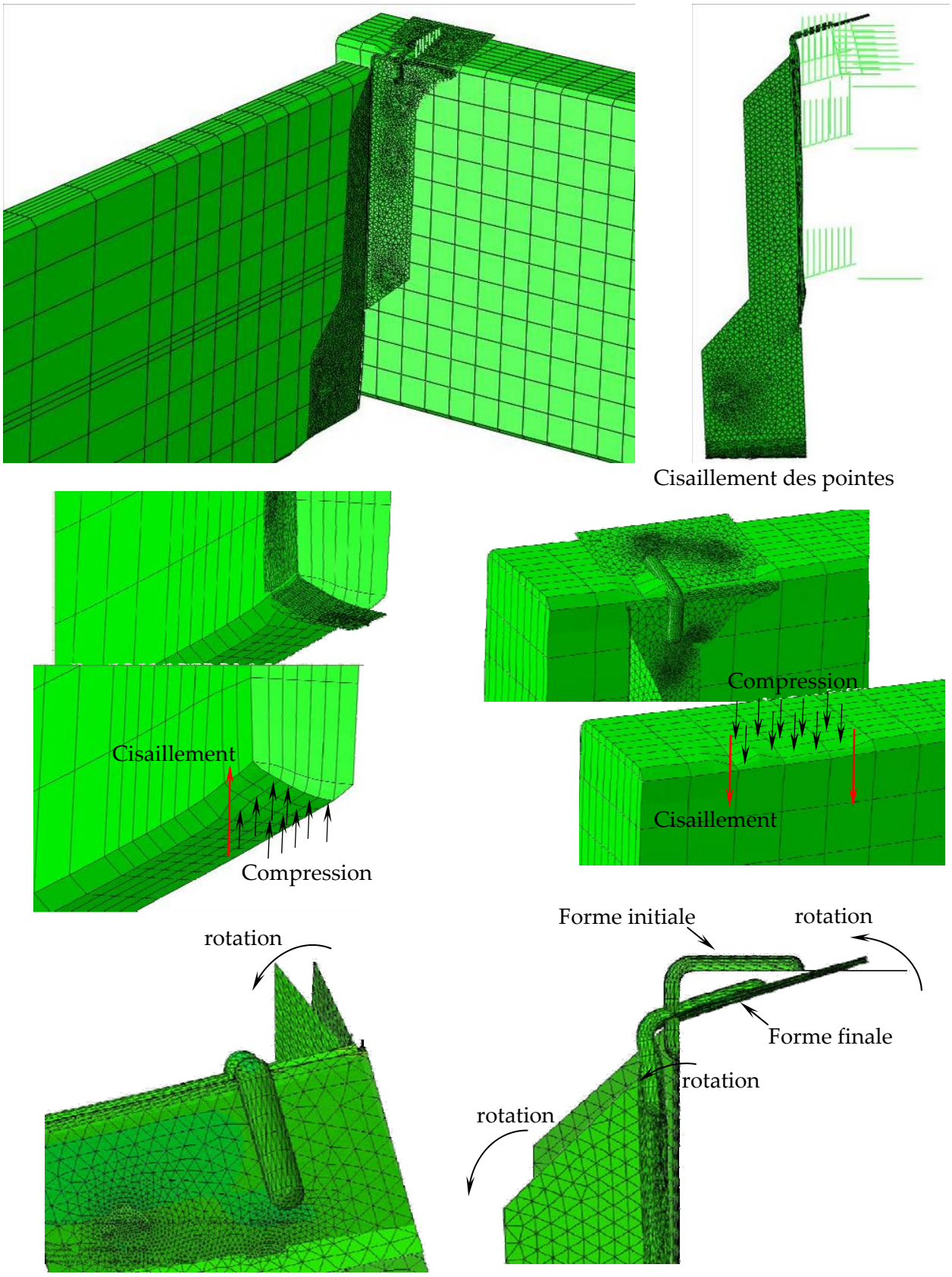


Figure 172 : Phénomènes mécaniques développés par la modélisation éléments finis des ancrages du groupe 2 (TFI).

4.3. Ancrages du groupe 3 de type UW

La figure 173 présente l'évolution de l'effort sur la poutre en fonction du glissement pour le dernier type d'ancrage modélisé. Pour cet ancrage qui s'enroule autour de la pièce porteuse, la modélisation de la tôle avec des éléments de type coque disposés au niveau de son plan moyen laisse apparaître des jeux autour de la pièce de bois une fois les maillages réunis entre la face avant et la face arrière de la porteuse. Ceci se traduit sur l'évolution force glissement par une phase où la raideur croît du fait d'une mise en contact progressive des surfaces. Ce phénomène ne remet pas en cause le principe de modélisation, mais il faudrait, afin de limiter cette phase de mise en place qui n'existe pas en réalité, modifier sensiblement les dimensions de la porteuse pour combler ces jeux. D'autre part, en situation d'essais, la ceinture est pliée lors de sa mise en place. Celle-ci n'épouse pas exactement la forme parallépipèdique de la solive et se trouve en situation de pré-tension au démarrage de l'essai. A part la raideur initiale k_i sensible à ce jeu initial et cette prétension, l'ensemble des raideurs de l'ancrage y compris dans la phase charge décharge est assez correctement estimé. La modélisation est sensible à l'inflexion qui se produit autour de 7,5 kN. Cette inflexion traduit le fait que les parties des ceintures en contact avec le dessus de la porteuse entrent en plastification tout comme le bois.

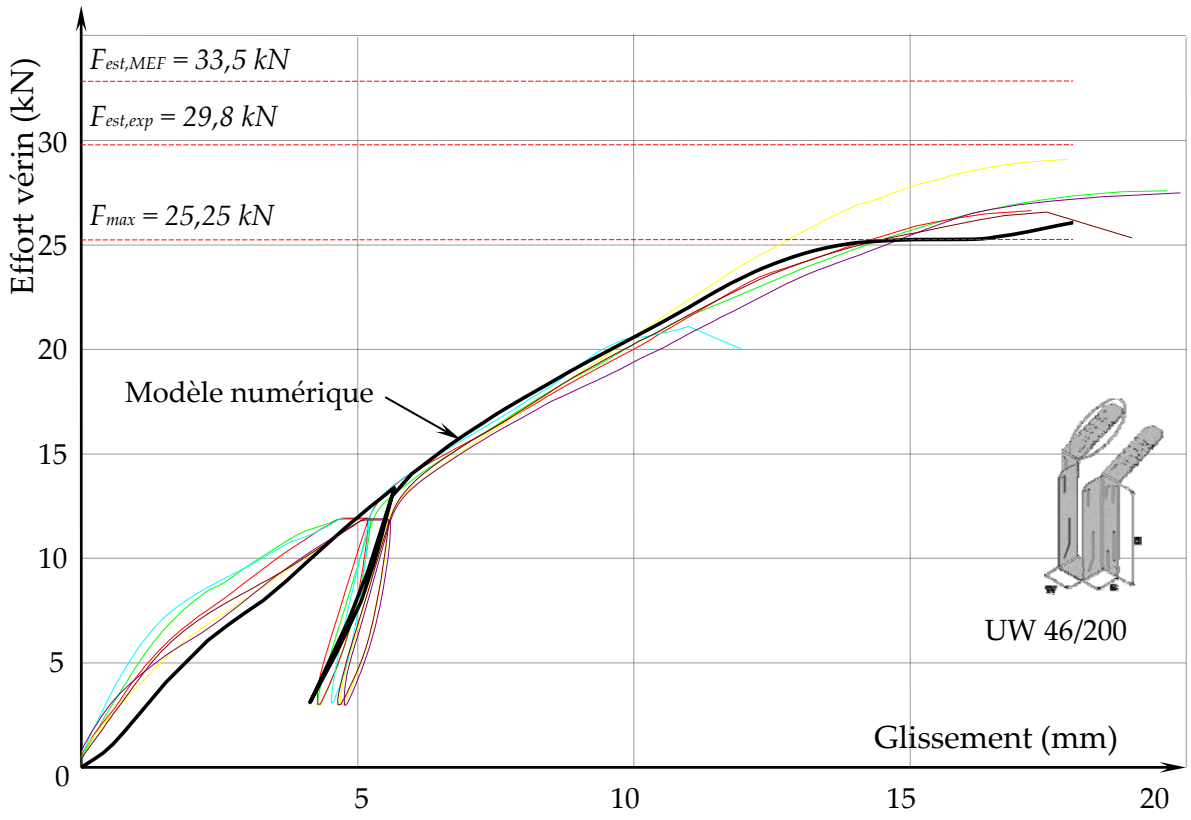


Figure 173 : Évolutions expérimentales de la charge sur le vérin en fonction du glissement des assemblages UW comparées à celle obtenue par la modélisation.

Il peut être remarqué que cette plastification se produit avant la limite de 40% de la charge à rupture ce qui n'est pas très satisfaisant en termes d'optimisation d'assemblage bois. Une fois passée la limite élastique en compression transversale, des déformations plus importantes peuvent apparaître dans le temps ce qui n'est pas un principe sain de conception pour les structures bois. Passé ce point de fonctionnement, le modèle décrit correctement l'évolution du comportement du connecteur en étant légèrement plus rigide que celui-ci. La résolution s'interrompt lorsque le glissement d'assemblage dépasse 16 mm. De manière similaire à la résolution de l'ancrage TFI, la cinématique de déformation conduit les surfaces en contact à se réduire au cours du chargement en particulier au niveau des ceintures sur la tranche de la porteuse. La discrétisation du maillage des parties bois n'étant pas suffisante dans ces zones où se concentrent les efforts, le système développe des instabilités numériques. Cette instabilité intervenant au-delà du seuil de 15 mm de glissement, c'est-à-dire au-delà de la limite indiquée par l'ETAG015, il n'apparaît pas utile d'affiner le maillage en première approche. La charge maximale à retenir est donc la charge provoquant un glissement de 15 mm. Le tableau 45 présente les valeurs remarquables moyennes des essais ainsi que celles obtenues par la modélisation.

Tableau 45: Valeurs remarquables moyennes des essais et du modèle des ancrages de type (UW).

	F_{max}	K_{ser}	K_i	K_e	v_{01}	v_{04}	v_{14}	v_{11}	v_{21}	v_{24}	v_{26}	v_{28}
	kN	kN/mm	kN/mm	kN/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
MEF	18,94	1,69	1,77	4,75	1,22	5,66	5,66	4,14	4,14	5,8	9,64	-
Moyenne essai	19,8	1,65	1,88	8,27	0,68	4,76	5,39	4,62	4,54	5,40	8,47	12,69
(essai-MEF)/essai%	4%	-2,5%	5,8%	42,5%	-79%	-19%	-5%	10%	9%	-7%	-13,8%	-

La figure 174 présente la déformation du maillage de l'ancrage lorsque le déplacement maximal est atteint. En premier lieu, il peut être observé sur cet ancrage, qui ne dispose pas de bossages de renforcement sur les ceintures, que la déformation du bois au contact des tôles est beaucoup plus régulière. Les déplacements atteints étant supérieurs aux précédents assemblages, la précision de la résolution au niveau des contacts commence à laisser apparaître des interpénétrations de maillage significatives. Sur son appui dans le sabot, le maillage de la solive passe légèrement à travers le maillage de l'ancrage.

La pointe fixant la partie arrière de la ceinture est bien soumise à de l'arrachement et du cisaillement conformément à ce qui a été observé d'un point de vu expérimental.

Les suspentes s'écartent de la solive en partie supérieure comme sur le modèle d'ancrage TFI. Normalement les ancrages de type UW permettent de fixer des poutres en I. En partie supérieure des suspentes, des pointes peuvent être mises en

place afin de mieux maintenir les poutres. La présence d'une pointe en cet endroit empêche l'ouverture de la tôle mais rigidifie peu la raideur de l'ancrage.

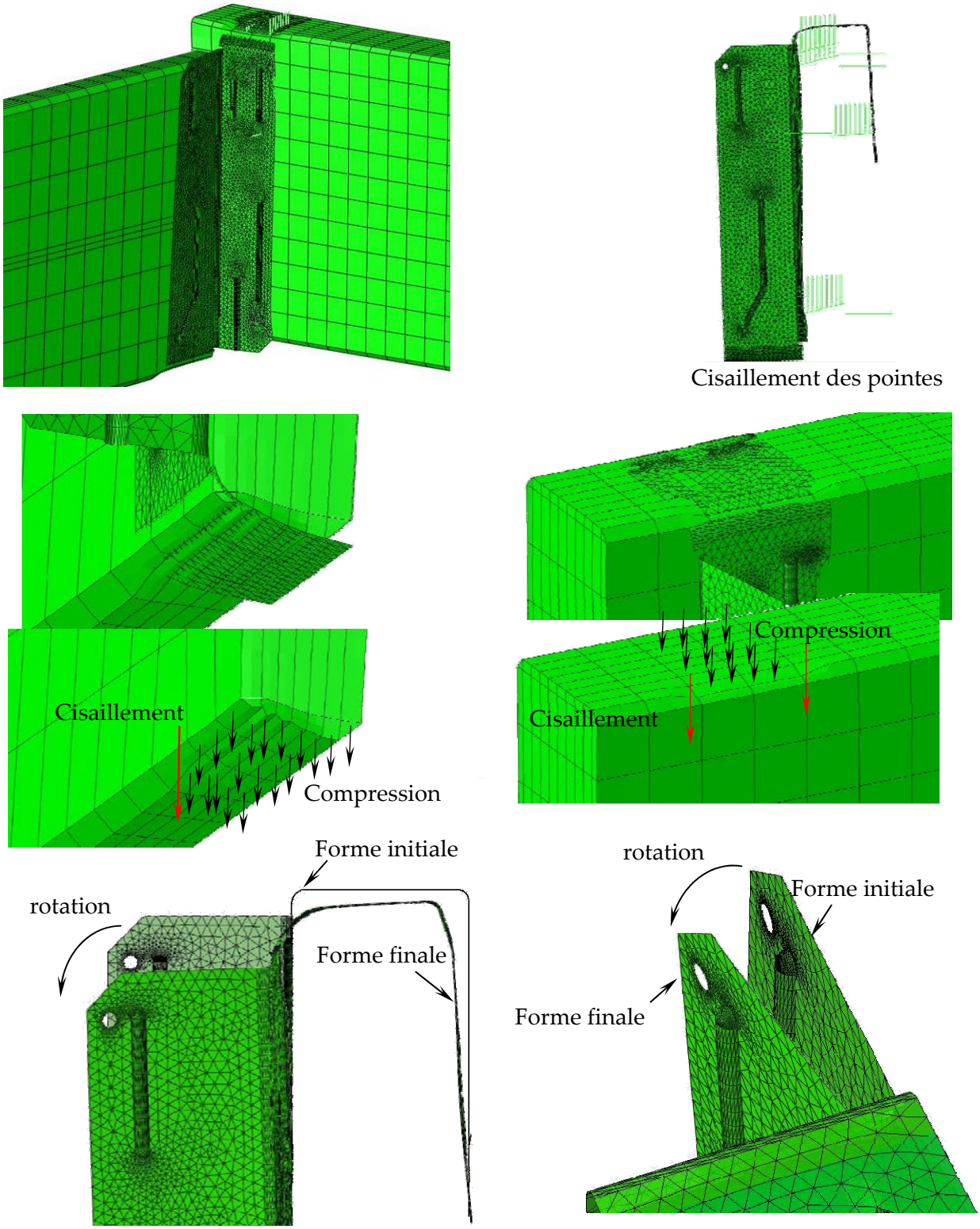


Figure 174 : Phénomènes mécaniques développés par la modélisation éléments finis des ancrages du groupe 3 (UW).

5. ETUDE DETAILLEE DU COMPORTEMENT DES ASSEMBLAGES

Le paragraphe précédent a permis de montrer que l'approche de modélisation permettait d'aborder de manière assez fine l'évolution de la rigidité non linéaire propre aux trois types d'ancrages représentatifs retenus dans ce travail. Les modes de rupture sont très correctement prédits et reproduits et les charges à rupture assez convenablement évaluées. Même si la modélisation des pointes Cullen doit être encore améliorée pour mieux traduire le comportement délicat de ces pointes courtes, les modèles peuvent à présent être utilisés pour donner une image de la répartition des efforts intérieurs dans les ancrages afin de mieux comprendre leur fonctionnement.

Les ancrages sont des dispositifs mécaniques qui permettent bien évidemment, de transférer des charges d'un élément bois à un support bois, métal ou béton. Les éléments étant souvent juxtaposés, le transfert des efforts de cisaillement ou normaux entre pièces donne naissance par la forme géométrique des ancrages à des moments d'excentricités que l'ancrage et les pièces assemblées doivent supporter en plus. Il est donc important de comprendre comment ces excentricités varient au cours du chargement étant donné le caractère fortement non linéaire du fonctionnement des ancrages. Dans le cas des trois ancrages traités, ceux-ci ne transfèrent qu'un effort de cisaillement de la solive à la porteuse. Pour transférer cet effort de cisaillement celui-ci est tout d'abord récupéré dans le fond de l'ancrage par contact et pression sur la tôle avant d'être remonté par celui-ci sur l'autre pièce. La résultante de cette pression ne se situant pas au niveau du plan de contact entre les éléments, c'est elle qui induit un moment dans l'ancrage. La figure 175 présente la phénoménologie et la démarche de calculs pour retrouver à partir des efforts aux nœuds sur la tôle la position de cette résultante. Celle-ci peut alors être obtenue en fonction du chargement ou du glissement de l'assemblage.

Afin d'utiliser le potentiel d'informations du modèle, il est choisi d'exprimer dans l'effort de cisaillement que peut équilibrer chacune des pointes, la part d'effet de corde. Cet effet de corde est la composante d'effort de cisaillement équilibré par l'effort normal qui transite dans la pointe. La figure 176 présente la décomposition vectorielle des efforts sur la tête de la pointe pour estimer cette part d'effet de corde $F_{ax,i}$. Ainsi, pour différents seuils de chargement, il suffit de déterminer l'effort normal N_i, l'effort tranchant T_i et l'angle de rotation de la tête α de la pointe i pour estimer cet effort.

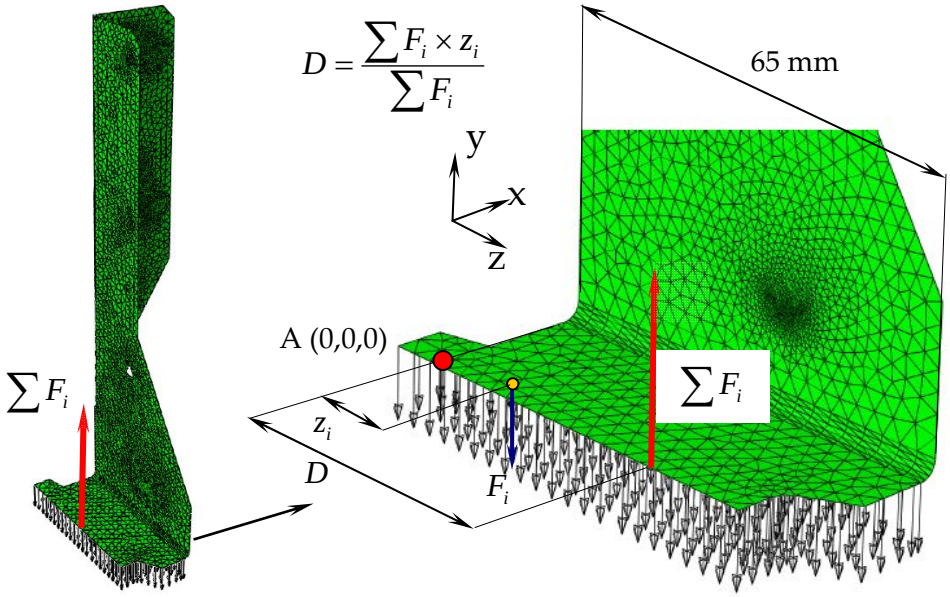


Figure 175 : Positionnement de la résultante de la pression normale sur le fond du boîtier de l'ancrage.

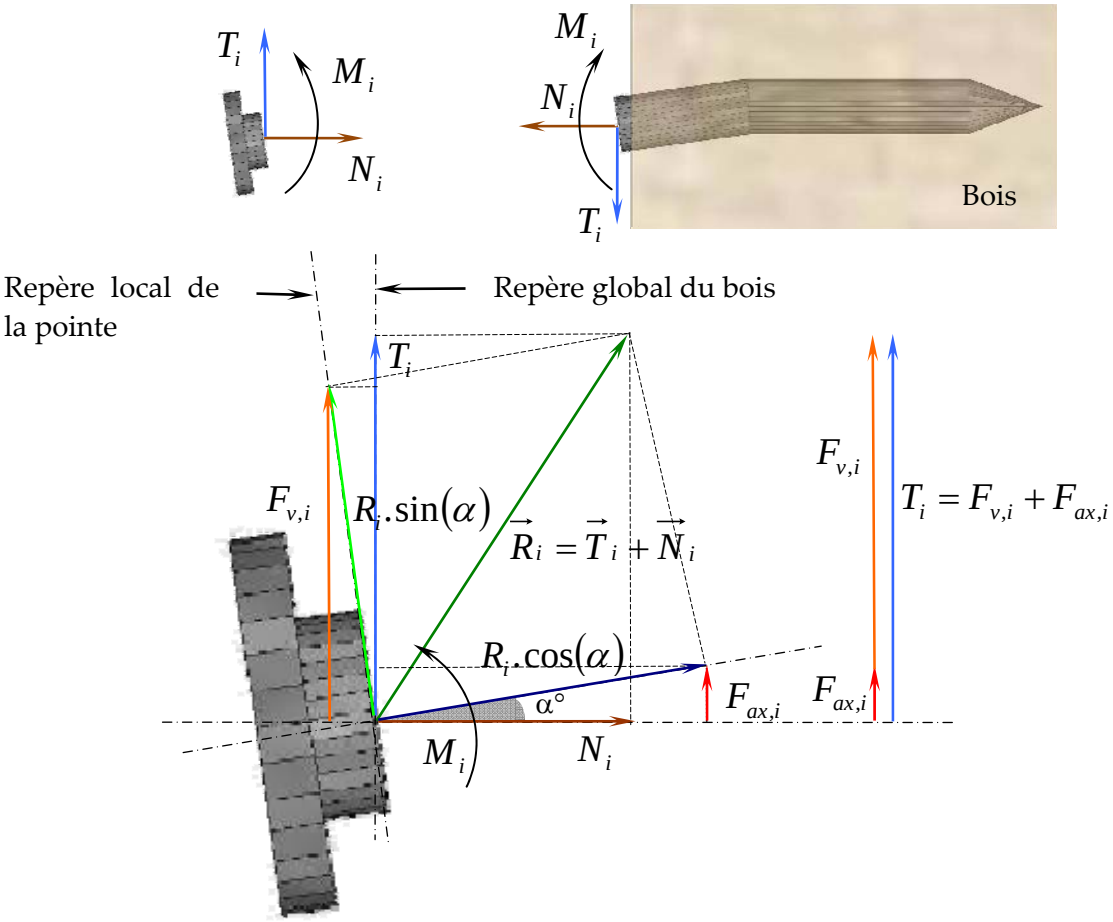


Figure 176: Équilibre de la tête de la pointe, détermination de la part d'effet de corde dans la résistance au cisaillement de la pointe.

5.1. Comportement des assemblages de type FFI

L'excentricité de l'effort de cisaillement se situe proche du quart de l'appui (15/65) au début du chargement (figure 177). Au fur et à mesure que l'assemblage entre en plastification, la résultante s'éloigne de la face de la porteuse : le moment d'excentricité augmente dans l'assemblage. Cette phase traduit la plastification du bois et de l'acier au niveau de l'appui de la solive dans l'ancrage. L'excentricité atteint une valeur limite de 25 mm lorsque la charge atteint 12,5 kN. Le bras de levier de la charge est donc multiplié par 1,66 au cours du chargement. Dans l'assemblage FFI, ce moment d'excentricité est équilibré par les pointes en faisant travailler celles-ci en arrachement.

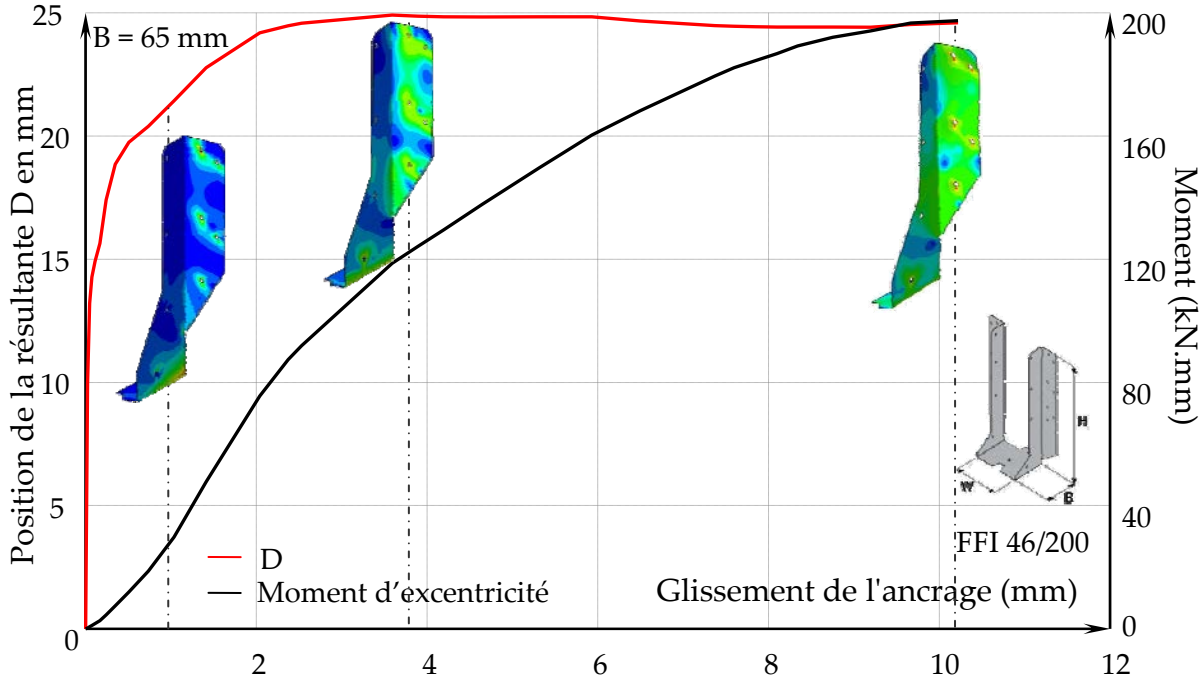


Figure 177 : Évolution du bras de levier et du moment d'excentrité dans l'ancrage FFI en fonction du chargement.

Le transfert de la charge de cisaillement de l'ancrage à la porteuse est assuré à 97 % par les pointes en début de chargement (figure 178). Ce taux descend à 87 % en fin de chargement. Le reste de l'effort transite par frottement entre l'ancrage et la porteuse mais également par frottement, une fois le jeu comblé, directement entre la solive et la porteuse. La répartition entre les deux n'est pas détaillée ici. Malgré le fait que les pointes soient réparties sur la hauteur de la porteuse, l'effort de cisaillement repris par les pointes se réparti uniformément sur elles. L'effet de corde avoisine 15% de l'effort de cisaillement en fin de chargement. Enfin la figure 179 montre que le glissement de l'assemblage provient à 75 % des pointes et que 25 % est dû à la déformation du boitier et à la plastification du bois à l'appui de la solive.

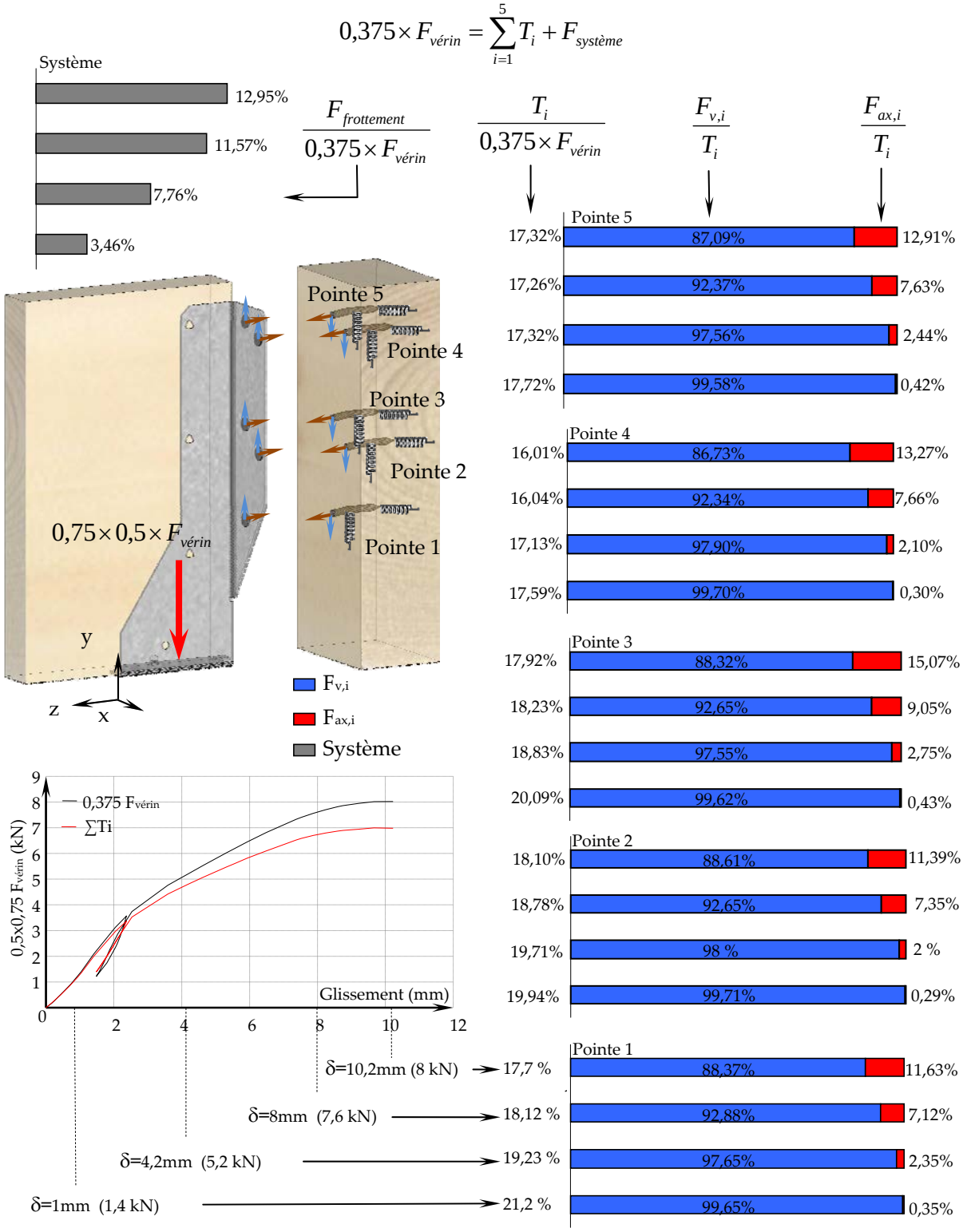


Figure 178: Répartition de l'effort de cisaillement dans l'ancrage entre les pointes et le système à différents seuils de chargement (FFI).

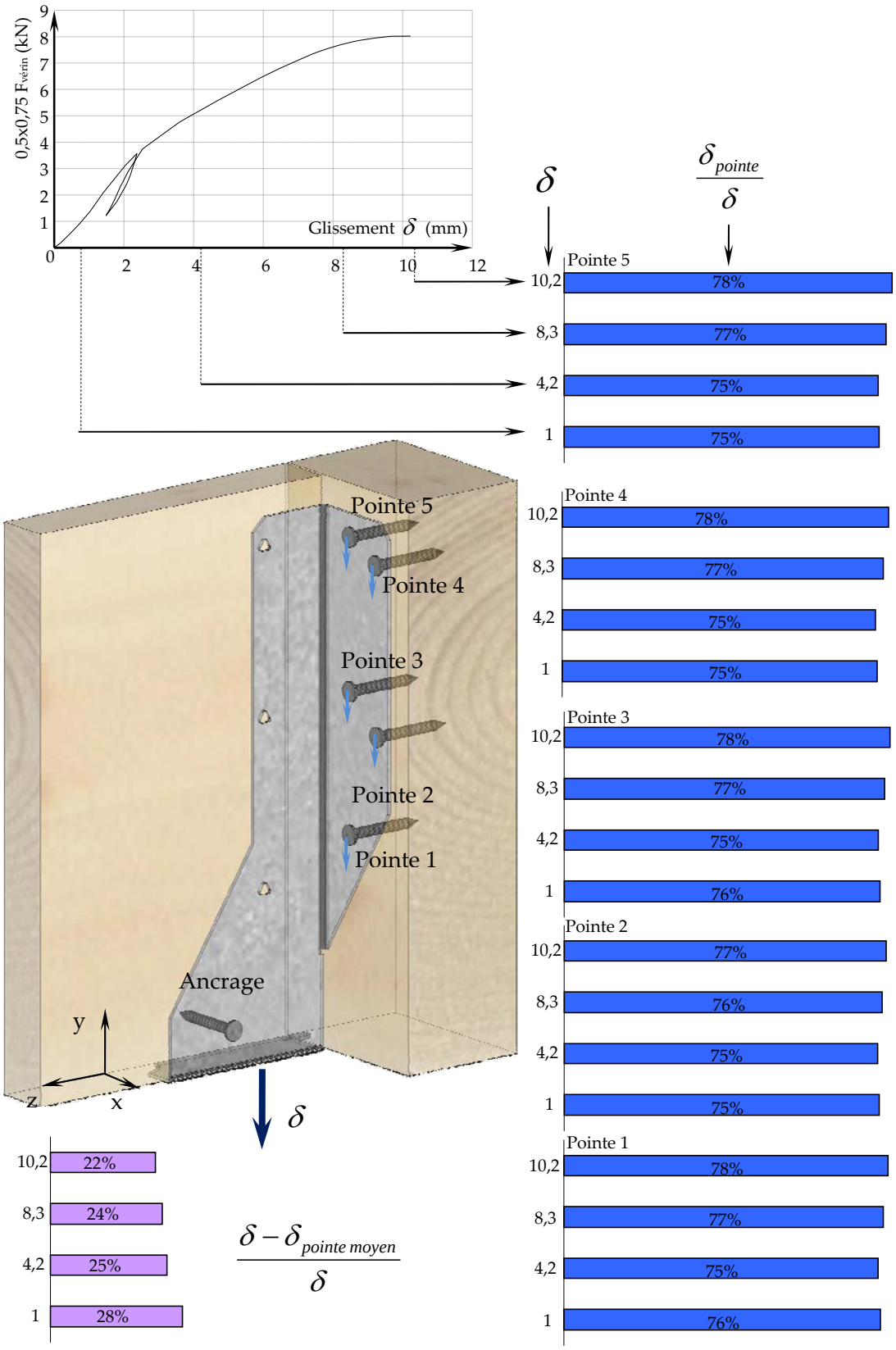


Figure 179 : Participation relative au glissement de l'ancrage des pointes et du boîtier associé au bois, à différents seuils de chargement (FFI).

5.2. Comportement des assemblages de type TFI

Pour cet ancrage, l'excentricité de l'effort de cisaillement se situe proche du tiers de l'appui (20/50) au début du chargement (figure 180). Cette excentricité croît ensuite par paliers jusqu'à atteindre, comme pour l'ancrage FFI, une valeur de 27 mm. Le moment d'excentrement croît donc sensiblement moins vite que dans l'assemblage précédent au cours du chargement. Cet ancrage étant moins rigide, la plastification de l'appui qui fige en quelque sorte la position de la résultante prend plus de temps pour se situer. Le moment d'excentricité est du même ordre de grandeur que le précédent, cependant il est équilibré par l'arrachement des pointes mais également par la traction excercée sur les brides.

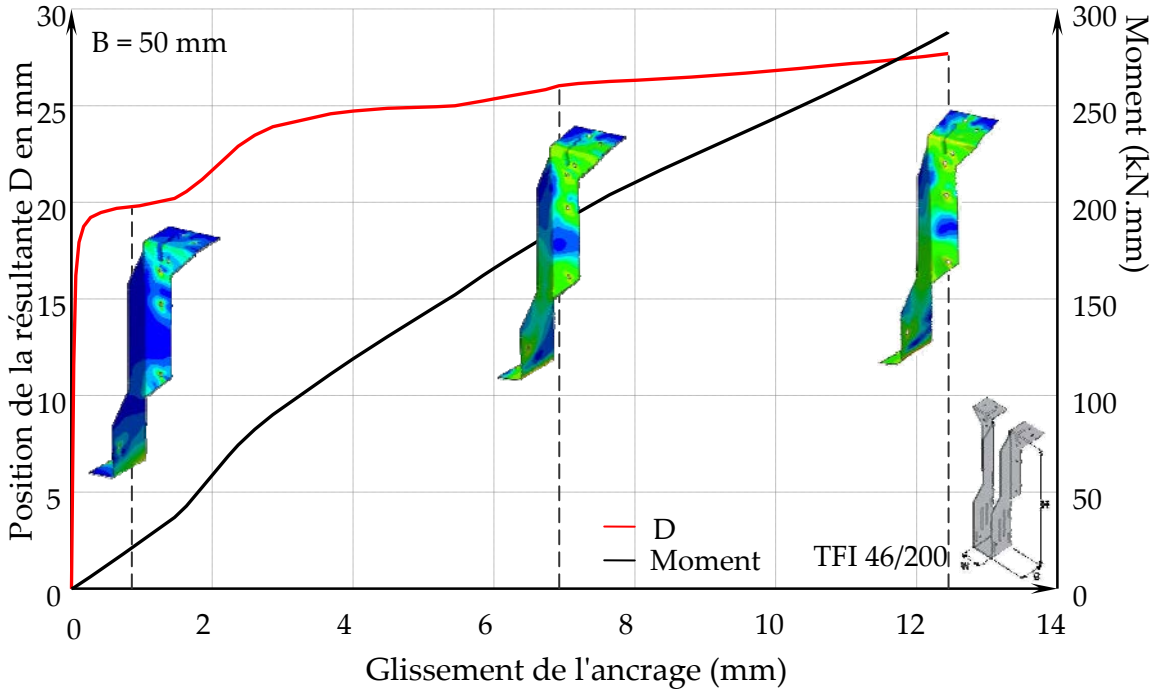


Figure 180 : Évolution du bras de levier et du moment d'excentrité dans l'ancrage TFI en fonction du chargement.

Le transfert des charges est assuré à près de 65 % par les pointes situées sur la face avant de l'ancrage en début de chargement (figure 181). Ce taux augmente au cours du chargement car les pointes sont plus rigides que l'appui des brides en partie supérieure. En fin de chargement les pointes se plastifiant, c'est les brides qui reprennent alors plus d'efforts. La part des pointes se réduit alors à 55%. L'effet de corde atteint en moyenne 11% de l'effort de cisaillement repris par les pointes 1, 2, 3 et 4.

Enfin la figure 182 montre que le glissement de l'assemblage provient à 70 % du glissement du boîtier sur la porteuse, 30 % est dû à la déformation du boitier et à la plastification du bois à l'appui de la solive (l'appui est moins grand que celui de l'assemblage FFI).

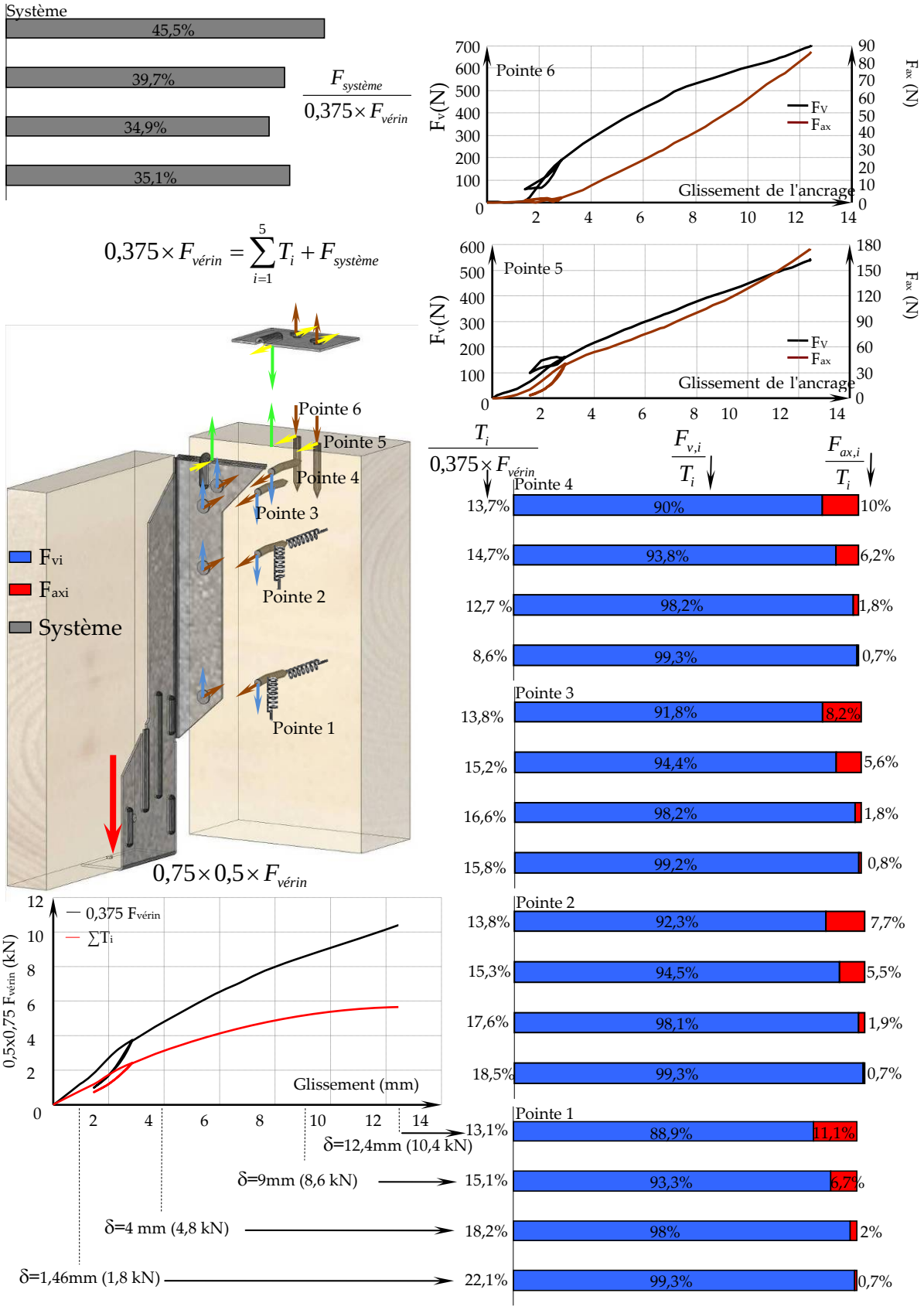


Figure 181: Répartition de l'effort de cisaillement dans l'ancrage entre les pointes et le système à différents seuils de chargement (TFI).

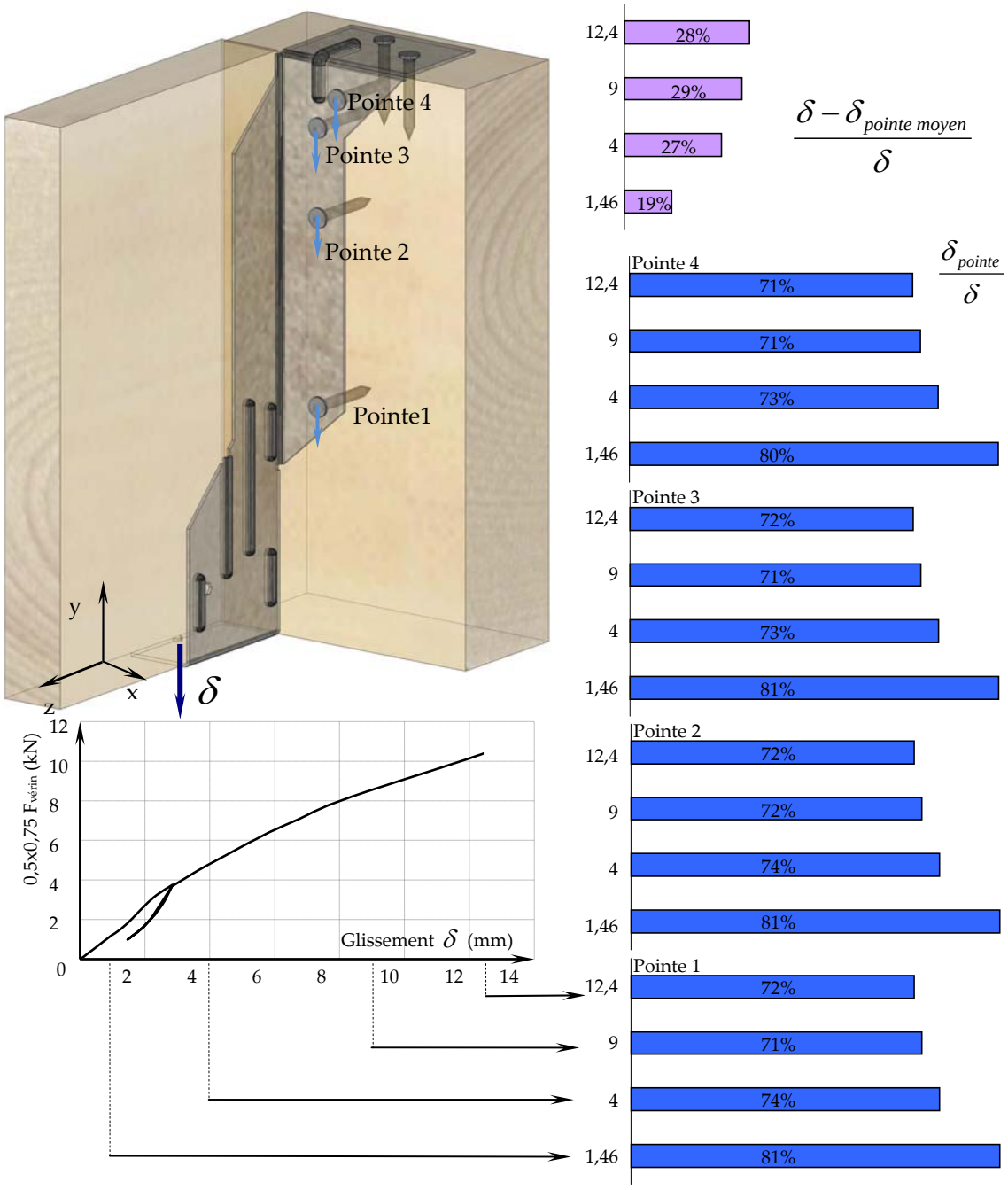


Figure 182 : Participation relative au glissement de l'ancrage des pointes et du boîtier associé au bois, à différents seuils de chargement (TFI).

5.3. Comportement des assemblages de type UW

Le déplacement de la résultante sur l'assemblage UW est très similaire à l'assemblage TFI (figure 183). Il s'établit au tiers de l'appui au début du chargement pour s'écarter et atteindre la demi-longueur de l'appui. Chacun des trois ancrages voit donc son bras de levier croître au cours du chargement et s'amplifier d'un rapport voisin de 1,6.

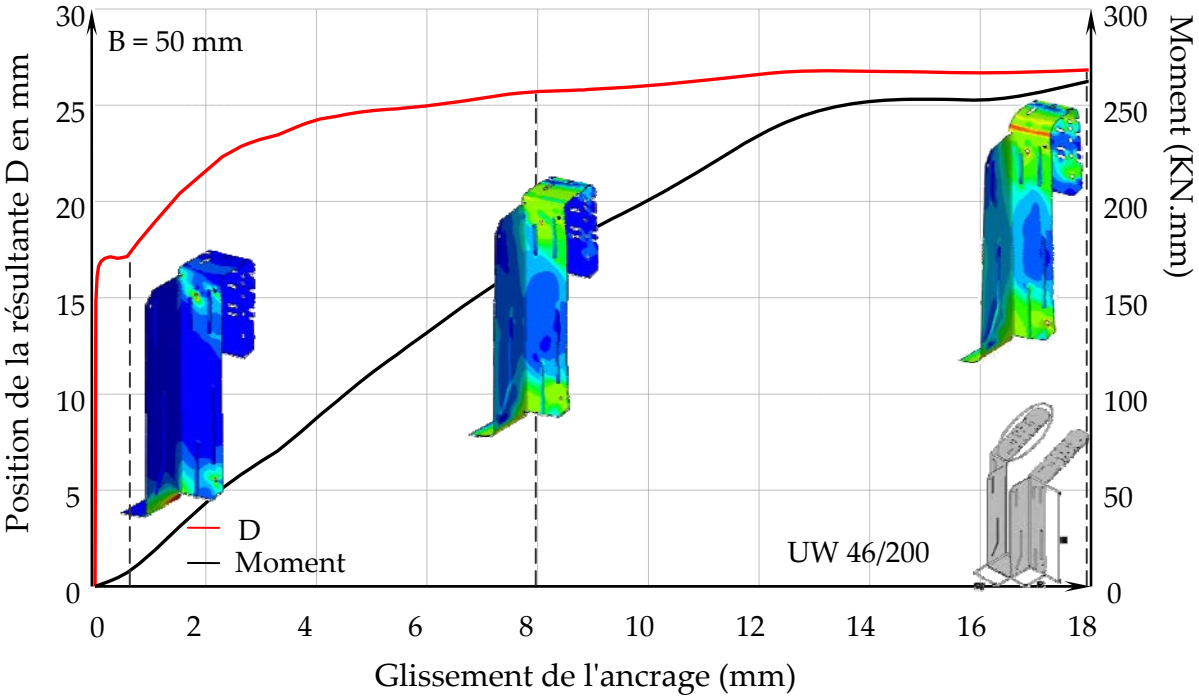


Figure 183 : Évolution du bras de levier et du moment d'excentrité dans l'ancrage UW en fonction du chargement.

Au fur et à mesure du chargement, le rapport entre la charge transmise par les pointes et les ceintures supérieures ne cesse de changer (figure 184). Au début du chargement les pointes plus rigides transmettent 72% de l'effort. Atteignant leur charge plastique maximum à 12 mm de glissement, elles ne transmettent plus que 47 % de l'effort de cisaillement en fin de chargement. Travaillant plus que dans les ancrages précédents, l'effet de corde atteint 16 % en moyenne.

Enfin la figure 185 montre que les composantes du glissement de l'assemblage évoluent fortement au cours du chargement. En début de chargement 33% de la déformation provient de l'ancrage. En fin de chargement, 82% du glissement provient du déplacement relatif de l'ancrage par rapport à la porteuse.

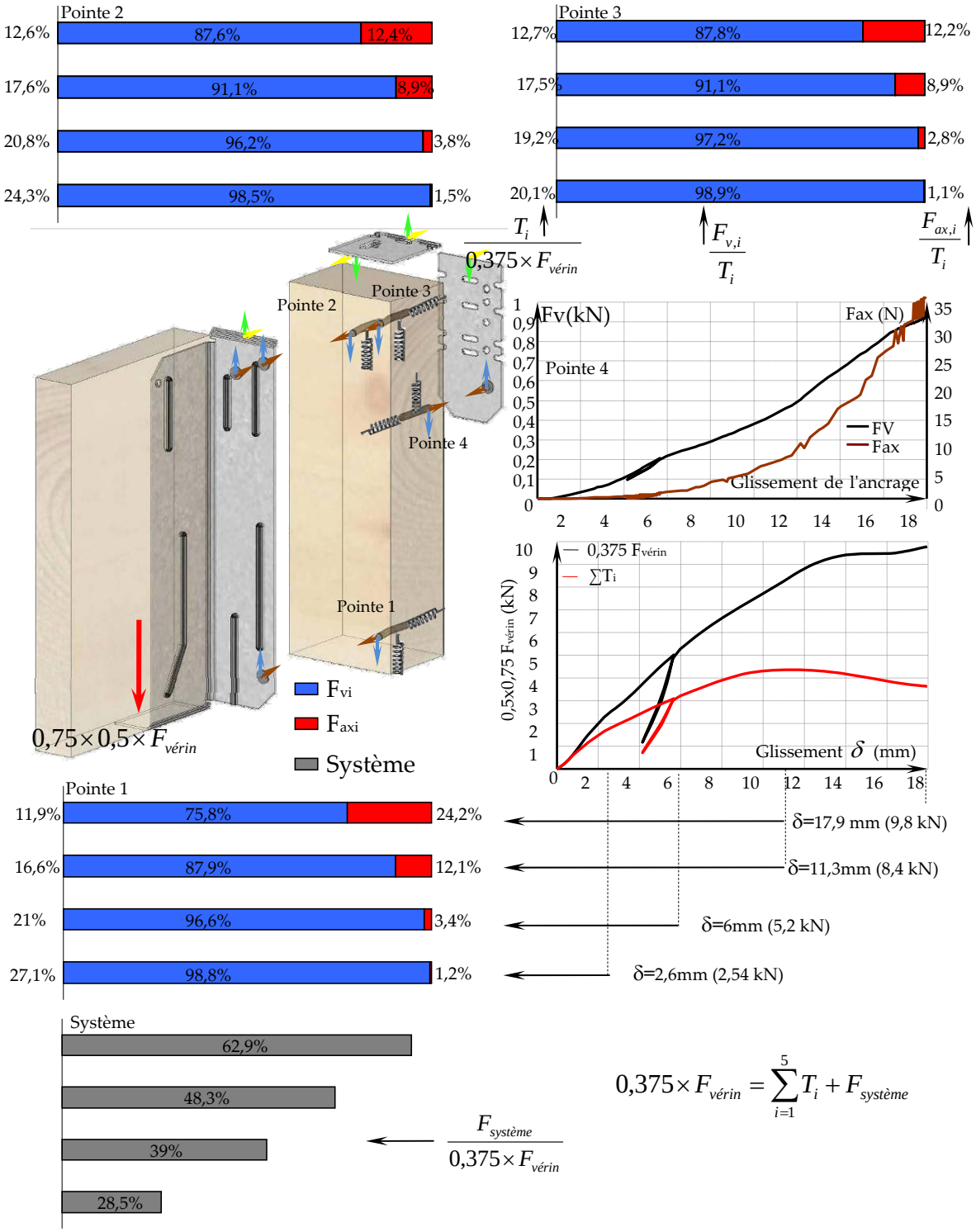


Figure 184 : Répartition de l'effort de cisaillement dans l'ancrage entre les pointes et le système à différents seuils de chargement (UW).

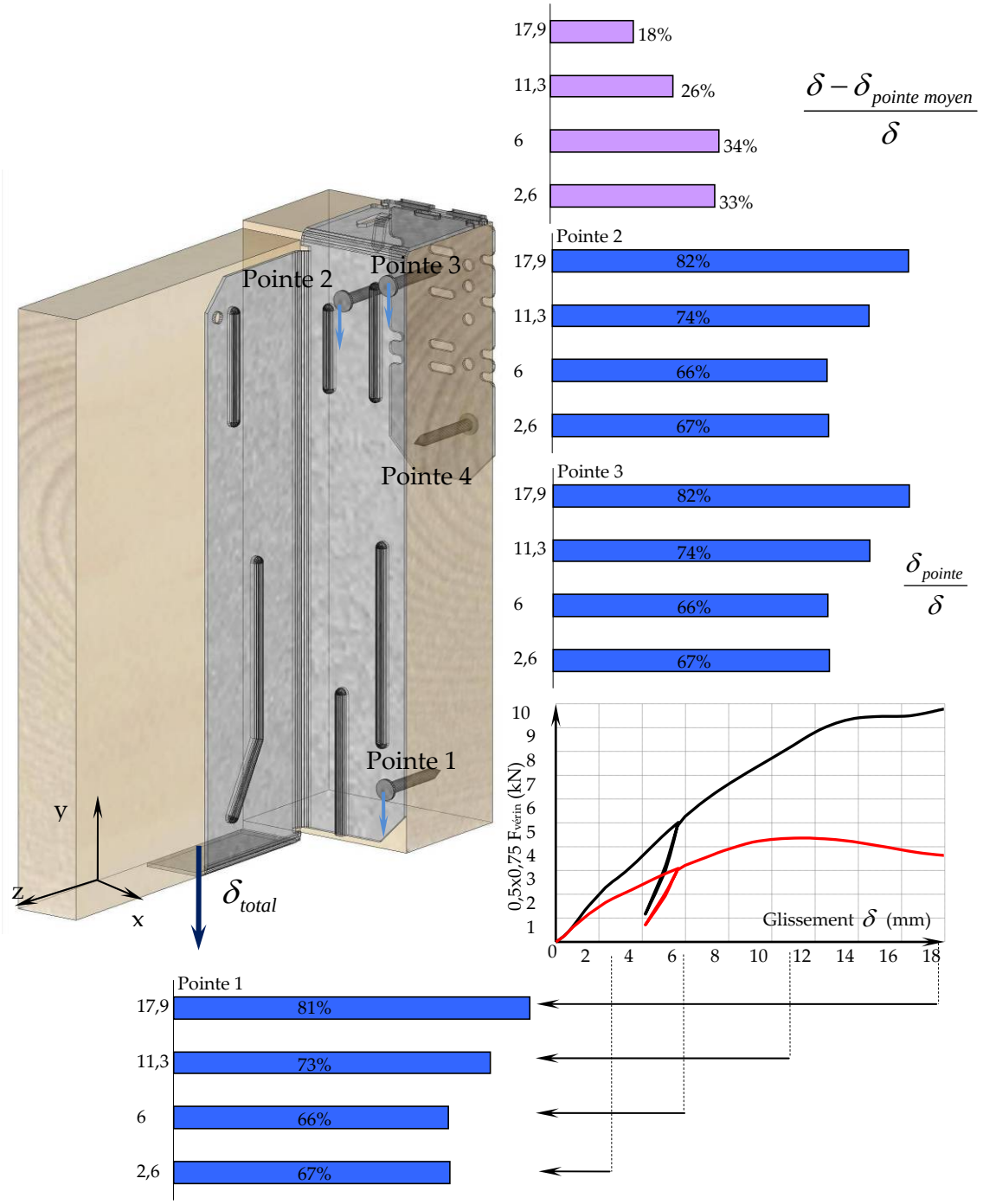


Figure 185 : Participation relative au glissement de l'ancrage des pointes et du boîtier associé au bois, à différents seuils de chargement (UW).

Les investigations précédentes montrent que l'approche proposée pour modéliser les ancrages de la société CULLEN permet de comprendre de manière assez fine l'évolution des comportements internes complexes de ces assemblages. La démarche mise en place se révèle pouvoir être un outil de développement puissant de ces assemblages en termes mécaniques car très rapidement des modifications de configurations peuvent être évaluée précisément. L'optimisation mécanique est donc très facilement accessible. Il ne faut cependant pas perdre de vu que dans la production industrielle d'ancrages, l'aspect mécanique de la résistance est important mais n'est qu'un des critères parmi les autres. En effet sont également essentiels la production, le conditionnement, la mise œuvre et la robustesse souvent à l'opposé de l'optimisation mécanique.

C'est donc un lien très étroit autour d'une boucle associant les différents acteurs responsables des points d'optimisation cités précédemment qu'il est nécessaire de mettre en œuvre pour améliorer ou développer des ancrages. Sans cette méthodologie, qui nécessite d'intégrer dans le processus d'optimisation les « savoir faire » à l'apprentissage long de chaque métier, il semble peu probable d'aboutir à des développements vraiment fructueux.

CONCLUSION

La modélisation des assemblages de structures bois fait l'objet depuis plusieurs années de nombreux travaux de recherche. Ce matériau est complexe par son comportement anisotrope et surtout par les propriétés qui lui sont conférées par son degré de transformation faible, très proche de ce qu'il est à l'état naturel.

La voie la plus couramment empruntée consiste à accepter l'hypothèse que le bois peut être vu comme un matériau continu et homogène. Cette hypothèse pratique en termes mécaniques pour établir des lois de comportement et cependant fortement discutable en particulier lorsque la matière est sollicitée à l'échelle des assemblages et des organes qui les constituent. Cette remarque est d'autant plus fondée lorsque des phénomènes non linéaires se produisent. Dans ce type d'approche, le nombre de paramètres est très important ainsi que leurs interactions, Leur détermination expérimentale est également encore très peu développée et standardisée lorsque le domaine non linéaire doit être abordé.

Devant la complexité du comportement des ancrages, cette hypothèse de continuité n'a pas été retenue pour modéliser le comportement non linéaire du bois, Une approche limitant le nombre de paramètres a été préférée, c'est en ce sens qu'elle peut être considérée comme pragmatique. Cette approche met en œuvre des poutres élasto-plastiques et des éléments volumiques auxquels un comportement de mousse isotrope décrit par Gibson&Ashby est associé. Cette approche déjà utilisée dans d'autres travaux est pour la première fois étendue à des problèmes tridimensionnels. Avant d'être utilisée avec des paramètres identifiés par des campagnes d'essais simples dans la modélisation des ancrages, des applications particulières sont réalisées. Dans ces exemples à deux ou trois dimensions seul le bois entre dans le domaine non linéaire. Ceci permet de tester le comportement du modèle bois seul. Les résultats obtenus en comparaison des tests expérimentaux sur les différentes applications conduites, ou issues de la bibliographie sont pertinents, car complexes, et n'ont que partiellement été traités dans la bibliographie jusqu'à présent. L'approche de modélisation montre ainsi une grande polyvalence pour la modélisation d'assemblage bois. Il est cependant important de constater que le modèle revêt un caractère écrouissable lorsque des déformations importantes sont observées localement. En effet, le modèle ne considère tout d'abord pas la diminution de la résistance du bois en traction transversale après l'atteinte du seuil de résistance. D'autre part, la loi de comportement de la mousse (crushable foam), et en particulier la forme du critère, lorsque le taux de compression isotrope devient important, ne représente pas tout à fait correctement le phénomène physique réel. Sans la prise en compte de ces deux dernières remarques, il n'est pas possible de vouloir modéliser de façon tridimensionnelle réelle les organes de petits diamètres comme les pointes dans le bois.

Pour cette raison, il a été choisi de modéliser les pointes comme une « sorte de condition aux limites particulières » de l'ancrage métallique en négligeant dans le comportement général leur présence à l'intérieur des éléments en bois. Ce point constitue, avec la modification des lois de comportement précédentes, un des axes majeurs d'amélioration de l'approche proposée. Simuler le comportement de la tête de la pointe sur l'ancrage s'est avéré complexe pour plusieurs raisons. Tout d'abord la rotation de la pointe est liée à la rigidité de flexion de celle-ci ainsi qu'à la résistance à l'enfoncement. Le fait de considérer superposable, comme il est courant de le faire en calcul analytique des organes d'assemblage, l'effet de corde avec la résistance en flexion ne sont pas représentatif de l'évolution du contact de la pointe à l'intérieur du bois. Le caractère adoucissant de la résistance de la pointe n'a pu être pris en compte que par un artifice sur la loi d'enfoncement. Ceci devra trouver un développement plus fondé dans l'actualisation du modèle de la pointe au cours du chargement. Néanmoins, ce caractère adoucissant de la résistance de la pointe est fondamental car il constitue un des critères permettant de limiter la charge sur l'assemblage. La transmission de l'effort entre la pointe et la tôle ainsi que le contact particulier de la tête de la pointe avec celle-ci ont été idéalisés et sont modélisés de façon simple et peu consommatrice en termes de ressources éléments finis. Ceci était important à considérer étant donné le nombre de pointes participant à la constitution d'un assemblage.

Après avoir montré que l'influence du formage initial de l'ancrage pouvait être négligée, la constitution d'un modèle global a pu être réalisée. La réunification des différents composants de l'assemblage intégrant les contacts et l'ancrage comme une coque élastoplastique a montré qu'il était possible de décrire correctement le comportement non linéaire d'ancrages représentatifs de la production de CULLEN. Afin de montrer la capacité de l'approche à décrire n'importe quel type d'ancrage, trois ancrages différents ont été testés en conditions de laboratoire. L'évolution de la raideur non linéaire est très correctement décrite pour chacun d'eux. L'approche du seuil de rupture conditionnée par l'arrachement des pointes et la traction transversale du bois n'ont pas complètement été intégrées dans la modélisation. En effet seul le critère d'arrachement des pointes s'intègre naturellement par le schéma de résolution implicite (solution toujours convergée) utilisé dans le logiciel Abaqus. L'absence de convergence indique que la rupture de l'ancrage intervient par arrachement des pointes et basculement de l'ancrage ou que le contact entre la tôle et le bois devient très petit. La détection du seuil de rupture en traction transversale est effectuée après calculs par analyse des efforts internes de l'ancrage en utilisant deux critères de rupture standard. L'intégration définitive de ce critère mériterait d'être validée par des essais complémentaires vu la localisation de cette rupture.

La démarche de modélisation prend en compte de manière simple l'ensemble des paramètres fondamentaux des ancrages. Elle permet de comprendre la distribution des efforts à l'intérieur de l'assemblage, elle peut donc être immédiatement un outil d'aide à la conception rapide de ces assemblages et

permettre de simplifier les gammes étendues de la production CULLEN. La modélisation doit permettre d'interpoler des résultats d'essais de façon précise pour en réduire le nombre ce qui permettrait sans doute également des gains de capacité résistante. Il reste cependant des travaux à conduire pour améliorer son caractère prédictif en particulier sur les pointes afin de venir en substitution complète des essais de caractérisation de l'ETAG015.

BIBLIOGRAPHIE

[1] *ETAG 015, Organisation Européenne pour l'Agrément Technique, Plaques clouer tridimensionnelle, Edition Septembre 2002*

[2] *www.jji-joists.co.uk*

[3] *KERTO – A wood product for advanced structural engineering, www.finnforest.fr*

[4] *www.steico.com*

[5] *Jørgen Munch-Andersen; Lateral load capacity for ITW connector nails; Danish Timber Information 2010-03-10*

[6] *EOTA TR016: Method of testing three-dimensional nailing plates with examples*

[7] *EN 26891, Structures en bois - Assemblages réalisés avec des éléments mécaniques de fixation - Principes généraux pour la détermination des caractéristiques de résistance et de déformation*

[8] *EN 14358, Structures en bois - Détermination des valeurs correspondant au fractile à 5 % d'exclusion inférieure et critères d'acceptation pour un échantillon*

[9] *Cull-ETA-05, Proposed Method for the Determination of Characteristic Loads and Slip Moduli from Tests on Three Dimensional Nailing Plates in Accordance with ETAG 015*

[10] *EN 1995 : (Eurocode 5) ; Conception et calcul des structures en bois - Partie 1-1 : généralités - Règles communes et règles pour les bâtiments*

[11] *NF EN ISO 6892-1 ; Matériaux métallique, NF A03-001-1 ; Essai de traction : partie 1 : méthode d'essai à température ambiante ; Octobre 2009*

[12] *Jaspart (modèle de Jaspart) disponible dans: A.J.M. LEIJTEN; Locally reinforced timber joints with expanded tube fasteners. Delft University of Technology, Fac. Of Civil Engineering, The Netherlands; 1999*

[13] *R.O.Foschi; load-slip characteristics of nails; Wood Science; Vol. 7 Nr. 1 Pag. 69-76; 1974*

[14] *Robert H. Falk and Rafii Y. Itani; Finite element modeling of wood diaphragm; Journal of Structural Engineering; Vol. 115, No. 3, March 1989.*

[15] *Yinh. H, Chun Ni, lei Jiang, Finite element model for nailed wood joints under revesed cyclic load; Journal of structural engineering; January 1998*

[16] *Chui Y.H and Ni, C; Load-embedment reponse of timber to reversed cyclic load; wood and fiber sci; 29(2), 148-160; 1997*

[17] *Nobuo Nishiyama, Naoto Ando; Analysis of load-slip characteristics of nailed wood joints: application of a two-dimensional geometric nonlinear analysis; J Wood Sci (2003) 49:505–512*

[18] *A.M.P.G. Dias, J.W. Van de Kuilen, S. Lopes, H. Cruz; A non-linear 3D FEM model to simulate timber–concrete joints; Advances in Engineering Software 38 (2007) 522–530*

[19] *De Magistris, F; Wood fibre deformation in combined shear and compression; Thèse de Doctorat d'Etat de Stockholm (Suède); 2005*

[20] *EN 1382 Décembre 1999 : Structures en bois - Méthodes d'essai - Résistance à l'arrachement dans le bois d'éléments de fixation*

[21] *EN 383 Juin 2007Structures en bois - Méthodes d'essai - Détermination de caractéristiques de fondation et de la portance locale d'éléments d'assemblage de type broche*

[22] *ETAG 017, Organisation Européenne pour l'Agrément Technique, Worked example calculation of characteristic load-carrying capacities of 90° angle bracket with a rib, Edition 2002*

[23] *EN 409 :1993 ; Structures en bois-Méthodes d'essai-Détermination du moment plastique de fixation de type broche – clous*

[24] *Bocquet ,Jean-François ; Modélisation des déformations locales du bois dans les assemblages broches et boulonnes ; Université Blaise Pascal - Clermont II ; École doctorale sciences pour l'ingénieur de Clermont – Ferrand ; 22 Décembre 1997*

[25] *Prüfbericht; haubold ankernagel nenndurchmesser 4 mm verzinkt; Air HAMMER - HAUBOLD, Nr 692-05;2/4,0 verz; august 2007*

[26] *EN 1380 :1999 ; Structures en bois - Méthodes d'essai des joints portante cloué*

[27] *Redington M, Deformation and damage in juvenile wood. University of Limerick – Ireland, 1993*

[28] *Mahmoud N.Nahas; Survey of failure and post-failure theories of laminated fiber-renforces composites; Journal of composites technology & research Vol 8, Nr page 138-153; 1986*

[29] *Bo Kasal, Robert J Leichti; State of the art in multiaxial phenomenological failure criteria for wood members; Prog. Struct. Engng Mater. 2005; 7:3–13; DOI: 10.1002/pse.185*

[30] *Toussaint Pascal; Application et modélisation du principe de la précontrainte sur des assemblages de structure bois ; DOCTEUR de l'UNIVERSITÉ HENRI POINCARÉ – NANCY 1, École doctorale : Ressources Produits Procédés Environnement, Discipline : Sciences du bois et des fibres ; École Nationale Supérieure des Technologies et Industries du Bois ; 2009*

[31] *Martin Fleischmann, Harald Krenn, Josef Eberhardsteiner, Gerhard Schickhofer; Numerische Berechnung vonHolzkonstruktionen unterVerwendung eines orthotropen elasto-plastischenWerkstoffmodells; Holz Roh Werkst (2007) 65: 301–313*

[32] *Grosser, D. & Liese, W; On the anatomy of Asian bamboos, with special reference to their vascular bundles. Wood Science and Technology, 5, 290-312; 1971*

[33] *Grosse, M. & Rautenstrauch, K; Numerical modelling of timber and connection elements used in timber-concrete-composite constructions. International Concil for Research and Innovation in Building and Construction (CIB-W18). Edinburg – Scotland; 2004*

[34] *P. Mackenzie-Helnwein, J. Eberhardsteiner, H. A. Mang; A multi-surface plasticity model for clear wood and its application to the finite element analysis of structural details; Computational Mechanics 31 (2003) 204–218; DOI 10.1007/s00466-003-0423-6*

[35] *William G. Davids, Eric. N. Landis, Svetalana Vasic; Lattice models for the prediction of load-induced failure and damage in wood; Wood and Fiber Science, 35(1)_2003; PP 120-134*

[36] *Fournier, C. R., Davids, W. G., Nagy, E., & Landis, E. N ; Morphological lattice models for the simulation of softwood failure and fracture; Holzforschung, 61, 360–366; 2007*

[37] *Reichert Thomas, RIDLEY-ELLIS Daniel; 3D Lattice Model for Post-Yield and Fracture Behaviour of Timber; Proceedings of the 10th world conference on timber engineering, Miyazaki,2008*

[38] *Reichert Thomas, RIDLEY-ELLIS Daniel; Computational issues regarding lattice models for wood; Proceedings of the 10th world conference on timber engineering, Trentino,2010*

[39] *Reichert Thomas; Development of 3d lattice models for predicting nonlinear timber joint behaviour A thesis of Edinburgh Napier University for the degree of Doctor of Philosophy in the Faculty of Engineering, Computing & Creative Industries; August 2009*

[40] *Cast3M (Castem) un logiciel de simulation numérique utilisé en mécanique des structures, et développé par le Département Mécanique et Technologie (DMT) du Commissariat français à l'Energie Atomique et aux énergies alternatives (CEA). http://www-cast3m.cea.fr/*

[41] *Gibson, L.J., Ashby, M.F., Schajer, G.S. & Robertson, C.I, The Mechanics of Two-Dimensional Cellular Materials, Proceedings of the Royal Society of London; 1982.*

[42] *Gibson, L.J. , Ashby, M.F; The mechanics of three-Dimensional Cellular Materials; Proceedings of the Royal Society, London, A 382, 43-59; 1982*

[43] *Deshpande,V S.,and N.A.Fleck; Isotropic Constitutive Model for Metallic Foams; Journal of the Mechanics and Physics of Solids; vol. 48, pp. 1253–1276; 2000.*

[44] *Tabarsa, T. , Chui, Y; Stress-strain response of wood under radial compression. Part I. Test method and influences of cellular propertie; Wood and fiber science, 32,2, 144-152; 2000*

[45] *Francois P. Plasticité du bois en compression multiaxiale, application à l'absorption d'énergie mécanique. Thèse n°813, Université de Bordeaux I, (1992)*

[46] *Tabarsa, T. , Chui, Y; Characterizing microscopic behavior of wood under transverse compression. Part II. Effect of species and loading direction; Wood and fiber science, 33,2, 223-232; 2001*

[47] *Rabaud, Guillaume, Hilbert Denis ; phénomène anatomique de la rupture en compression radiale et tangentielle ; Rapport de projet de fin étude, l'Université Henri Poincaré, Nancy I ,2010*

[48] *Stefan Holmberg, Kent Persson, Hans Petersson; Nonlinear mechanical behaviour and analysis of wood and fibre materials; Computers and Structures 72 (1999) 459-480*

[49] *EN 338 Décembre 2009 ;:Bois de structure - Classes de résistance*

[50] *Gibson, L. J. and Ashby, M. F. Cellular solids: structure and properties, 2nd ed. Cambridge University Press, Cambridge, UK, ISBN-0-521-49911-9; 1997.*

[51] *Wood handbook : wood as an engineering material ; Forest products laboratory ; 1974*

[52] *J.M.Dinwoodie ; Timber Its nature and behaviour ; Second edition ;Centre for Timber Technology and Construction at BRE; Taylor & Francis e-Library; 2004*

[53] *Guitard, D., Mécanique du matériau bois et composites. Éditions CEPADUES ; 1987.*

[54] *Schubverstärkung von Holtz mit Holtzchrauben und Gewinddestangen. Oliver Krüger Holzbau und Baukonstruktionen Karlsruher Institut für Technologie (KIT) Karlsruhe, Deutschland Internationales Holzbau-Forum (IHF 2010) Aus der Praxis – Für die Praxis Band 1 Dezember 10*

[55] *Beaulieu, C, étude du comportement du bois en cisaillement soumis a de la compression transversale Rapport de projet de fin étude, l'Université Henri Poincaré, Nancy I ,2009*

[56] *Hans Joachim Blass, Rainer Geirlacher; Compression perpendicular to the grain; Proceedings of the 8th World Conference on Timber Engineering, Vol. II, Lahti, Finland, 2004*

[57] *Bléron, L.;Bocquet, J. F.; Duchanois, G.; Triboulot, P. comparative study on the design of dowelled glued laminated timber joints with C.B.71 and N.A.D. E.C.5 rules; Annales GC Bois 2000 Vol. 5 pp. 57-64*

[58] *P.D. Rodd 1988 - Timber joints made with improved circular dowel fasteners. Int.Conf. Timber Eng, Seattle U.S.A., Aout, Vol. 1, pp.26-37.*

[59] *P.D. Rodd & Z.W. Guan 1996 - A simplified FE model for double shear joints made with a hallow dowel fastener. Proceedings of the Internationnal Wood Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, USA October 28-31, Volume 1 pp 164 171.*

[60] *DIN 1052 Entwurf, Berechnung und Besmessung von Holzbauwerken – Allgemeine Bemessungsregeln und Bemessungsregeln für den Hochbau ICS 91.080.20*

[61] *Steck Euro Holzbau Teil1 Grund lager – Werner Verlag- ISBN 3-8041-3173-5 Numerical Simulation of Contact Problems –Traditional Timber Joints under monotonous loading -Kay-Uwe Schober, Dipl. Eng. Univ. BDB - Dresden University of Technology, Germany Schober + Partner Architects, Lichtenstein*

/ Dortmund, Germany Ehlbeck J. (1995). Carpenry Joints. Timber Engineering STEP 1, Centrum Hout.

[62] *Parisi M., Piazza M. (2000). Mechanics of Plain and Retrofitted Traditional Timber Connections. Journal of Structural Engineering, Vol. 126, N°12, p.1395-1403.*

[63] *Palma P., Cruz H. (2007). Mechanical Behaviour of Traditional Timber Carpentry Joints in Service Conditions–Results of Monotonic Tests. Proceedings ICOMOS IWC-XVI International Symposium, Florence, November 2007.*

[64] *Bulleit W., Sandberg L. et O'Bryant T. (1999). Behavior and modelling of wood-pegged timber frames. Journal of Structural Engineering, Vol 123, N°3, p.3-9.*

[65] *Görlacher, R; HistorischeHolztragwerke – Untersuchen, Berechnenund Instandsetzen. SFB 315, UniversitätKarlsruhe 1999*

[66] *Bocquet J.F., Pierrat J.P; Étude d'assemblages traditionnels : embrèvements et tenons+chevilles bois. Rapport ENSTIB-Epinal et Lycée André Malraux-Remiremont ; 2005.*

[67] *Lignum (2005). Documentation bois - Bases de dimensionnement - Assemblages et moyen d'assemblage.*

[68] *Blass H.J., Ehlbeck J., Kreuzinger H., Steck G. (2005). Erlaüterungen zu DIN 1052:2004-2008. Entwurf, Berechnung und Bemessung von Holzbauwerken. DGfH Deutsche Gesellschaft für Holzforschung, Munich.*

[69] *N. Kharouf, G. McClure, I. Smith; Elasto-plastic modeling of wood bolted connections; Computers and Structures 81 (2003) 747–754*

[70] *P. Racher, J.F. Bocquet; Non-linear analysis of dowelled timber connections: a new approach for embedding modelling; Electronic Journal of Structural Engineering, 5;2005*

[71] *Z.W. Guan , P.D. Rodd; A three-dimensional finite element model for locally reinforced timber joints made with hollow dowel fasteners; Can. J. Civ. Eng. 27: 785–797 (2000)*

[72] *Van de Kuilen JWG, Dejong M. 3D-numerical modelling of DVWreinforced joints. In: Proceedings of 8th WCTE Finland; 2004*

[73] *C.J. Chen, T.L. Lee, D.S. Jeng; Finite element modeling for the mechanical behavior of dowel-type timber joints; Computers and Structures 81 (2003) 2731–2738; 2003*

[74] *Bohan Xu, Mustapha TAAZOUNT, Eric FOURNELY ; Analyse mécanique tridimensionnelle des assemblages bois par organes métallique expérimentation et modélisation ; XXVIe Rencontres Universitaires de Génie Civil. Nancy, 4 au 6 juin 2008*

[75] *P. Racher, K. Laplanche, D. Dhima, A. Bouchaïr; Thermo-mechanical analysis of the fire performance of dowelled timber connection; Engineering Structures 32 (2010) 1148_1157*

[76] *André Johannes Maria JORISSEN; Double shear timber connections with dowel type fasteners; Université Delf; Décembre 1998*

[77] *Fahlbusch,H. Ein Beitrag zur Frage der Tragfähigkeit von Bolzen in Holz bei statischer Belastung. Dessertation T.H.Braunschweig, 1949*

[78] *Vermeyden P. Literatuuronderzoek naar het draagvermogen van boutverbindingen (in Dutch). Literature research to the load carrying capacity of bolted connections. Stevin Laboratorium van de afdeling Weg- en Waterbouwkunde der Technische Hogeschool, Delft ; 1962*

[79] *Larsen H.J, The yield load of bolted and nailed joints. Colloque IUFRO 5-02, Rep.South Afr., pp. 646 – 654, 1973*

[80] *www.videometric.com*

[81] *Z.W. Guan, E.C. Zhu; Finite element modelling of anisotropic elasto-plastic timber composite beams with openings; Engineering Structures (2008)*

[82] *Smith I. Coefficient of friction values applicable to contact surfaces between mild steel connectors such as bolts and dry European white wood. J Inst Wood Sci 1983:229–34.*

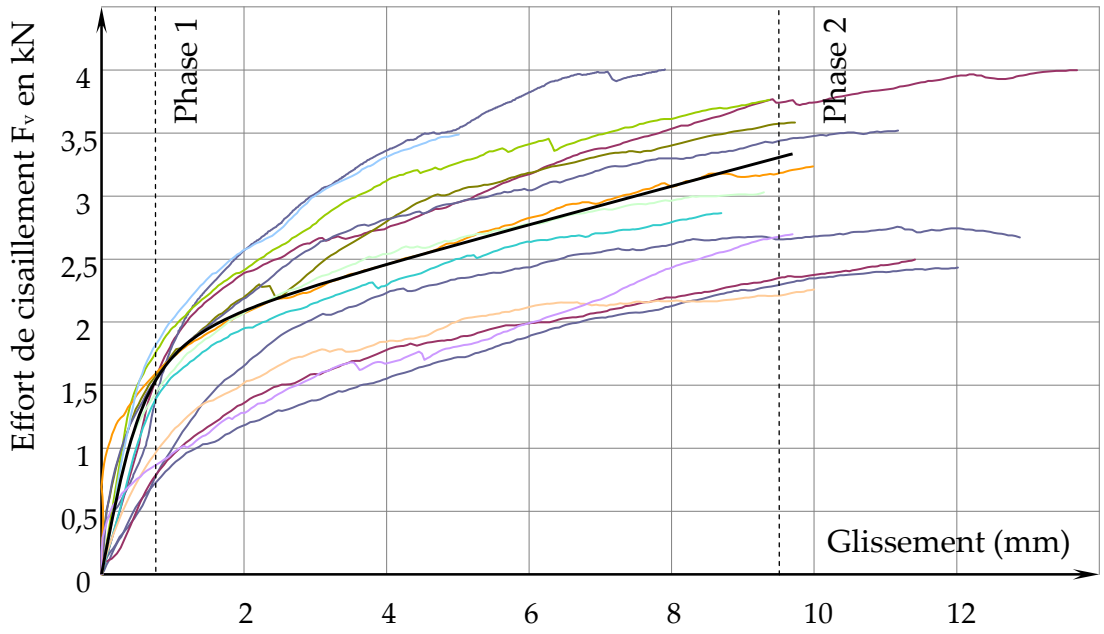
[83] *Erik Serrano; A numerical study of the shear-strength-predicting capabilities of test specimens for wood–adhesive bonds; International Journal of Adhesion & Adhesives 24 (2004) 23–35*

[84] *Python est un langage de programmation multi-paradigme, www.python.org*

ANNEXE 1 : CISAILLEMENT DE POINTES

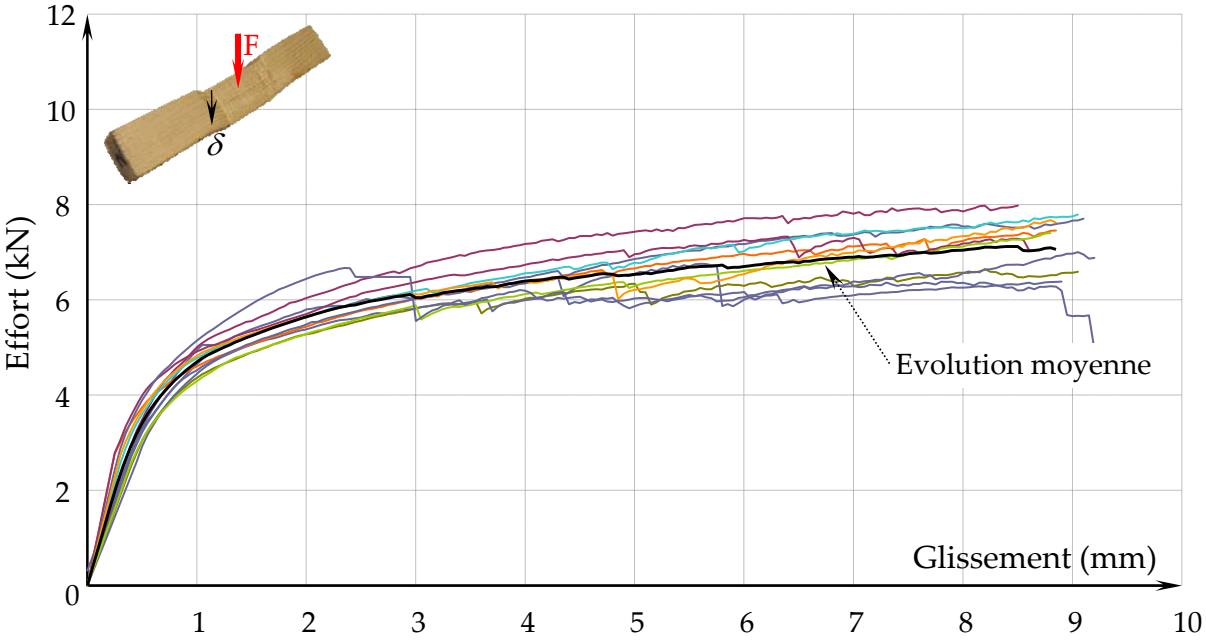
Valeurs moyennes des essais en simple cisaillement bois tôle mince des pointes (valeur pour deux pointes)

	Fv,max	K1	K2	K3	r	α	γ	β	$\rho_{12\%}$
	kN	kN/mm	kN	kN/mm					Kg.m-3
N°1	2,88	4,50	2,90	0,21	0,95	0,05	1,03	1,01	410
N°2	4,00	5,10	2,32	0,53	0,94	0,07	0,98	1,31	443
N°3	3,58	6,50	3,40	0,38	0,65	0,07	0,99	1,11	423
N°4	4,02	3,94	4,64	0,35	0,79	0,08	0,94	1,16	422
N°5	3,02	2,1	1,20	0,51	2,22	0,08	0,92	1,27	414
N°6	2,50	3,02	1,64	0,36	1,18	0,09	0,89	1,01	407
N°7	3,76	4,12	4,20	0,28	0,63	0,10	0,89	0,76	435
N°8	3,52	2,9	4,13	0,29	0,58	0,10	0,91	0,73	410
N°9	2,87	1, 8	3,10	0,27	0,77	0,10	0,90	0,71	408
N°10	3,23	7,67	2,30	0,37	0,77	0,10	0,92	0,72	435
N°11	3,49	4,43	3,50	0,20	1,47	0,07	0,94	0,77	434
N°12	2,40	2,05	2,86	0,18	1,16	0,09	0,82	0,92	427
N°13	3,03	3,90	4,37	0,19	0,74	0,09	0,82	0,99	418
N°14	2,70	2,81	4,45	0,21	0,84	0,11	0,86	0,99	440
moyenne	3,21	3,9	3,21	0,31	0,98	0,09	0,92	0,96	423
écart-type	0,53	1,7	1,08	0,11	0,43	0,02	0,06	0,20	12,5
COV	16%	43,6%	34%	37%	45%	18%	7%	21%	3%

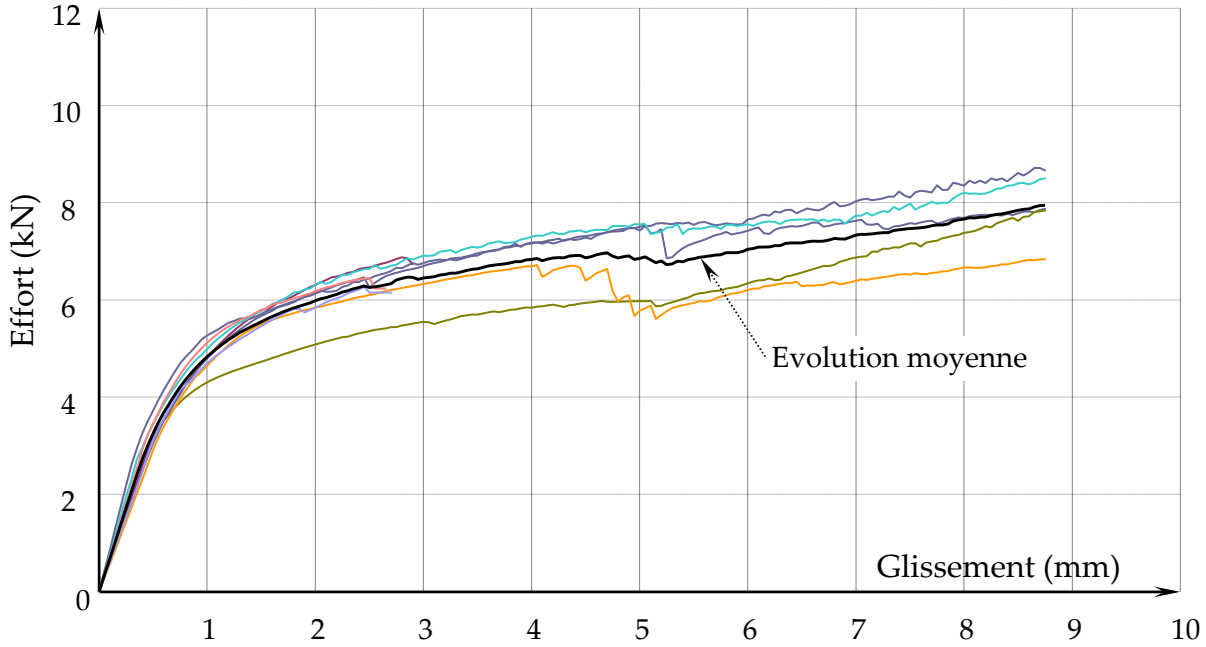


Évolution effort glissement des essais en simple cisaillement des pointes CULLEN (évolution pour deux pointes phase 1 et phase 2)

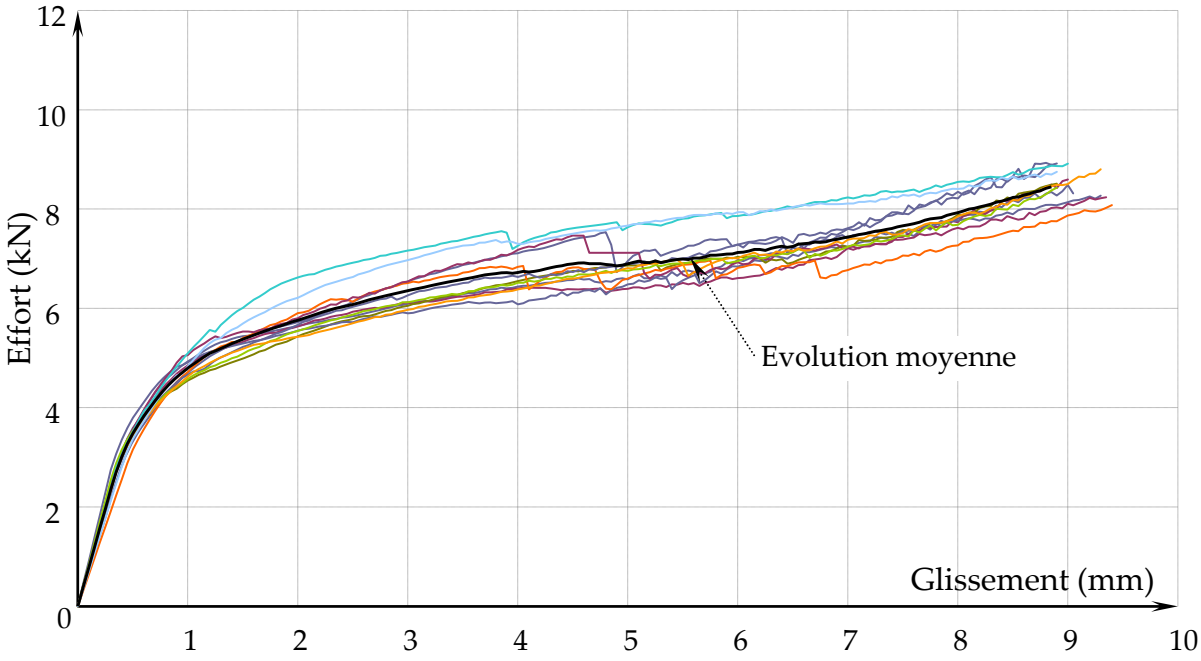
ANNEXE 2 : CISAILLEMENT BARREAUX



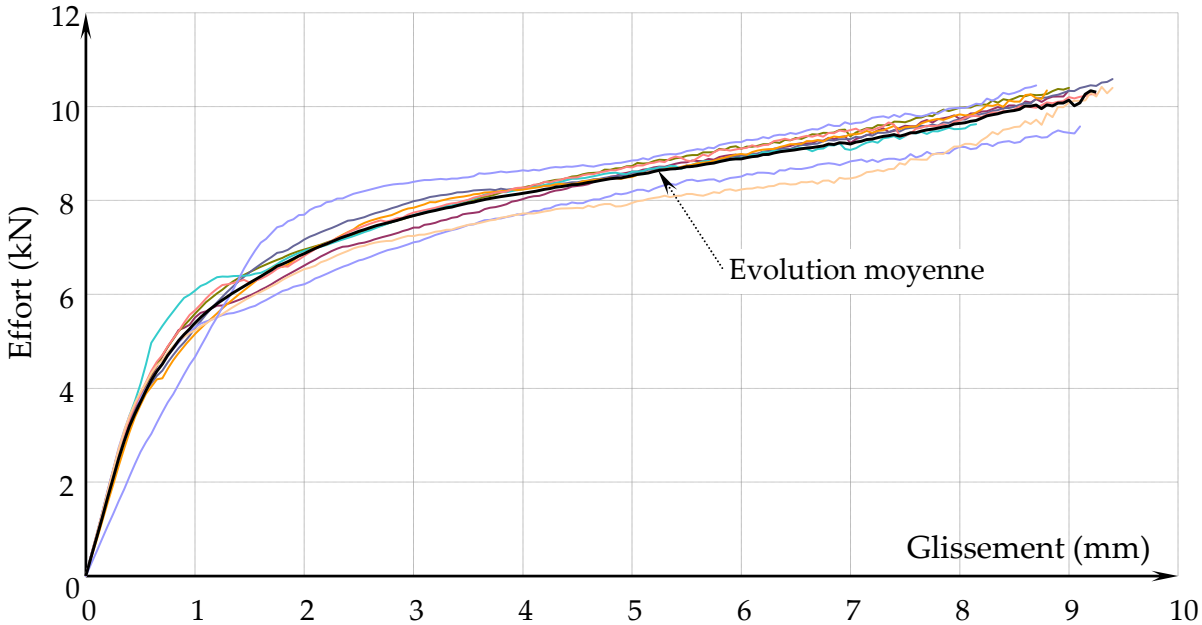
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho < 420$ kg.m^{-3} (1er groupe) et espacement 0 mm



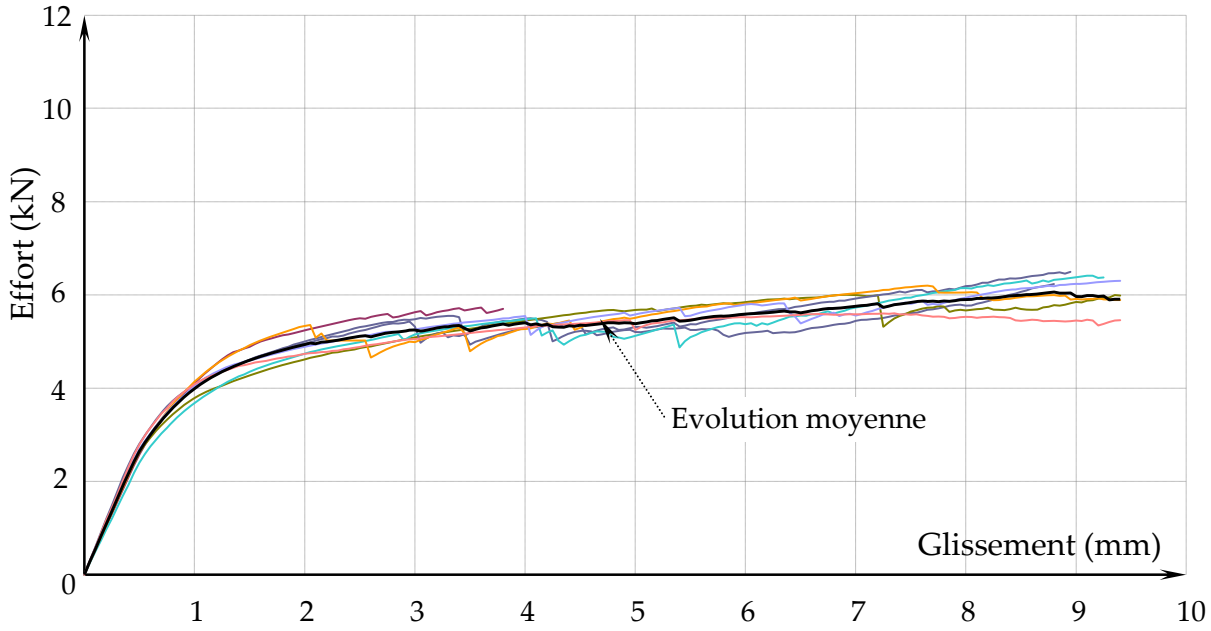
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $420 < \rho < 460$ kgm^{-3} (2eme groupe) et espacement 0 mm



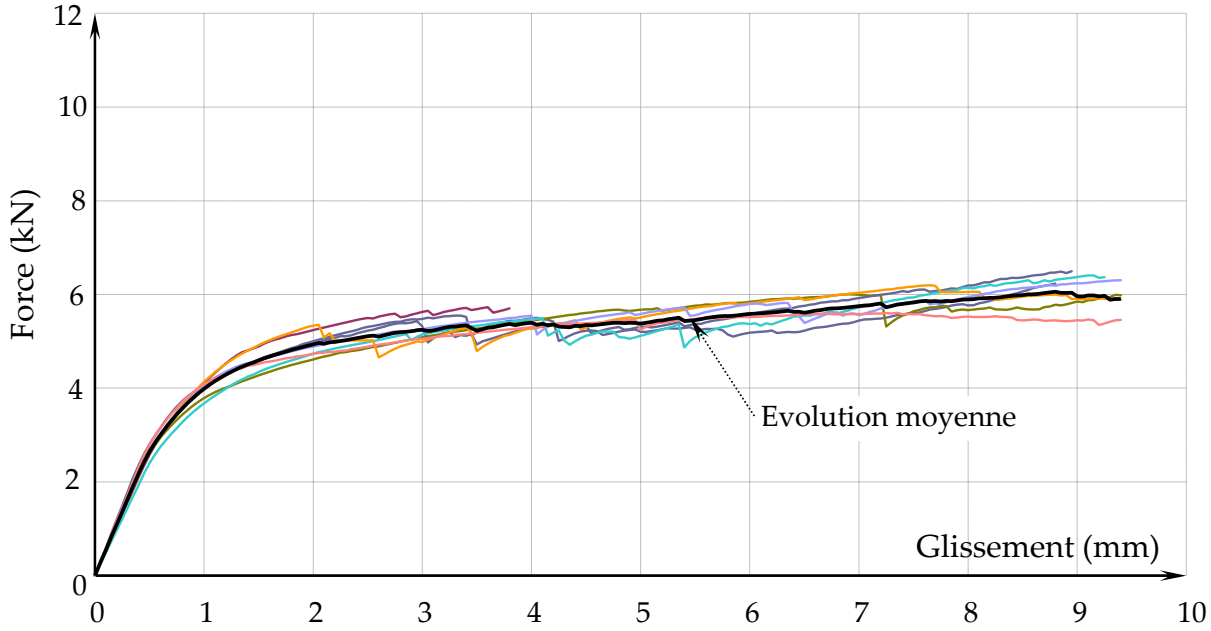
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $460 < \rho < 520$ kgm^{-3} (3eme groupe) et espacement 0 mm



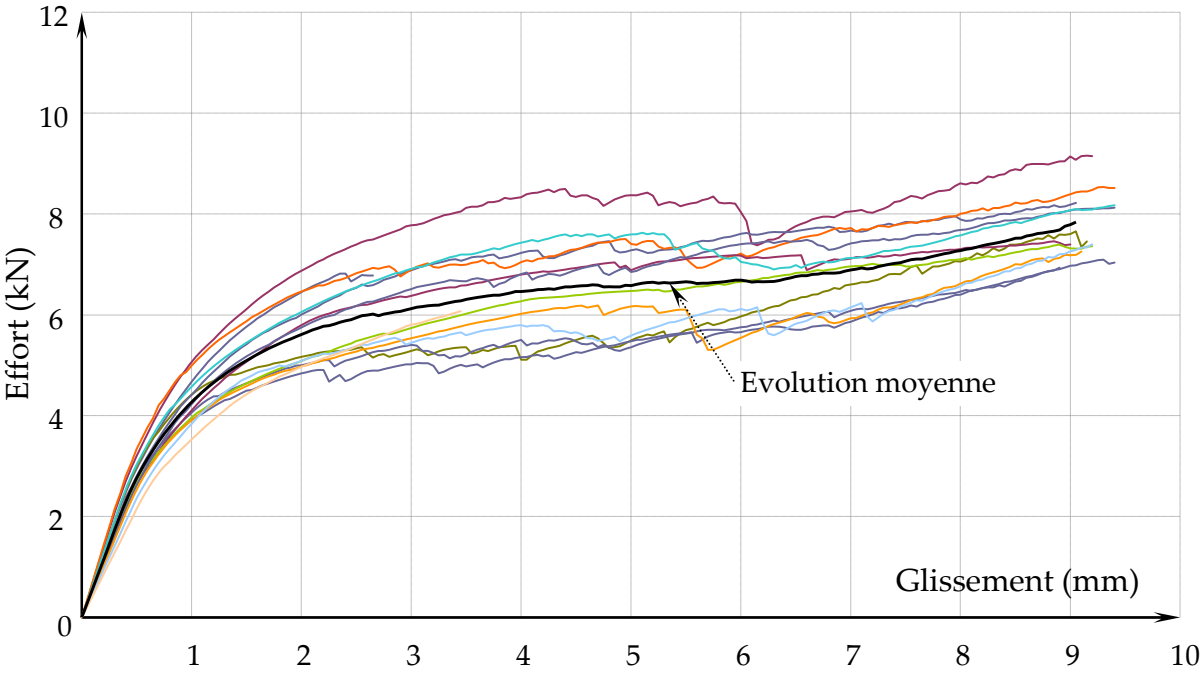
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho > 520$ kg.m^{-3} (4eme groupe) et espacement 0 mm



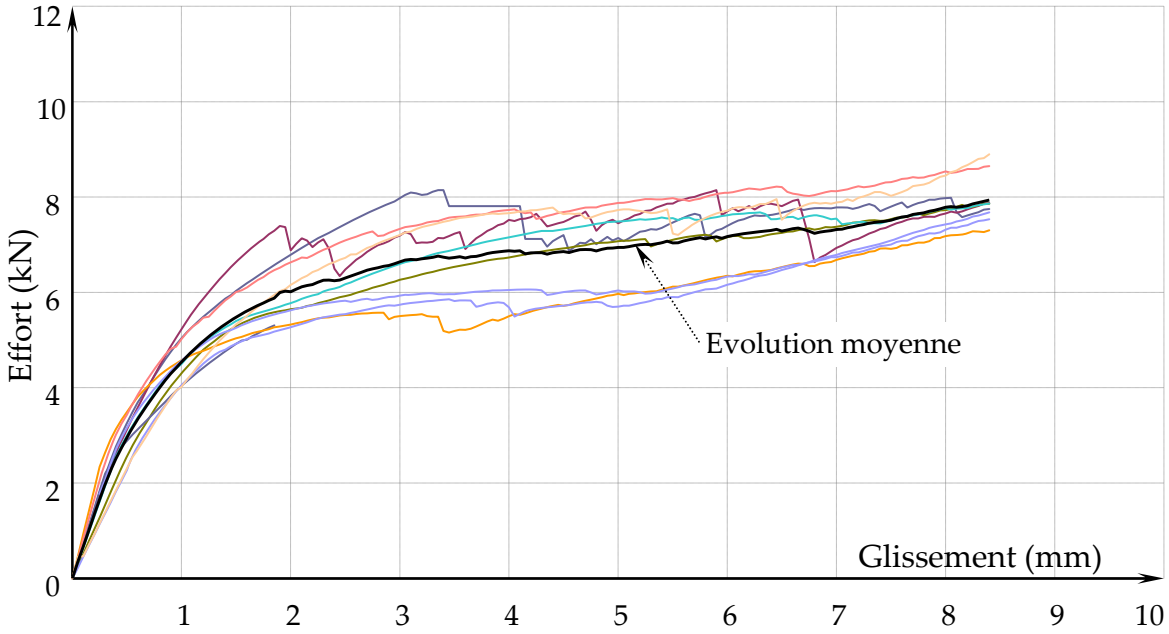
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho < 420$ kg,m^{-3} (1er groupe) et espacement 5 mm



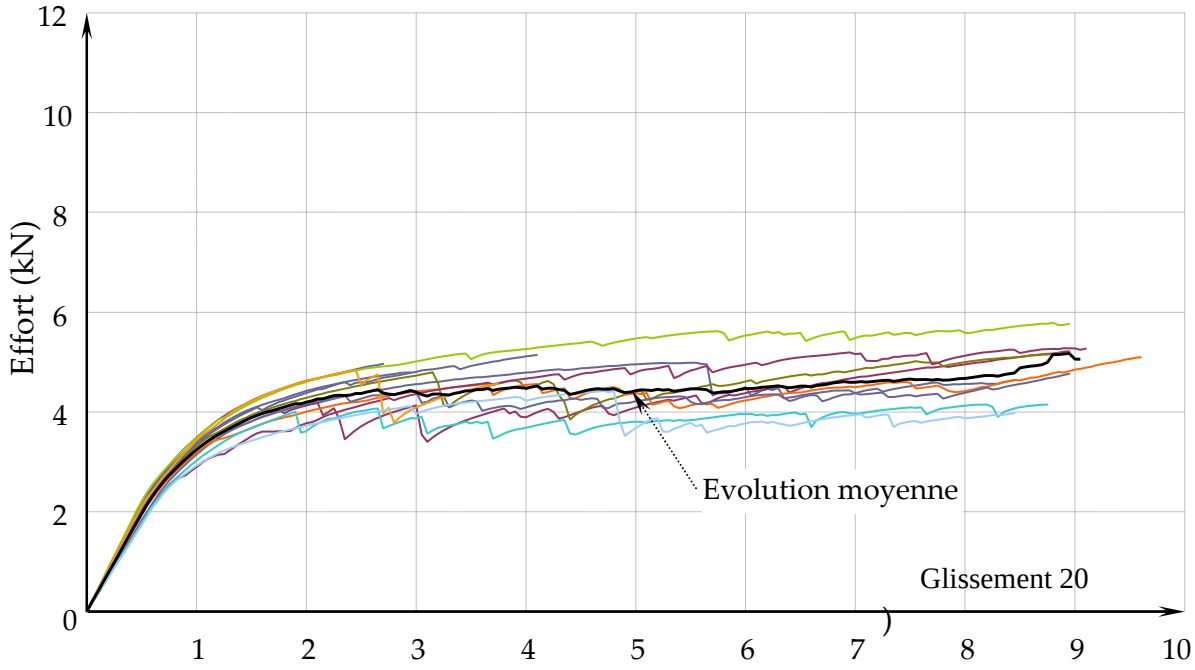
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $420 < \rho < 460$ kgm^{-3} (2eme groupe) et espacement 5 mm



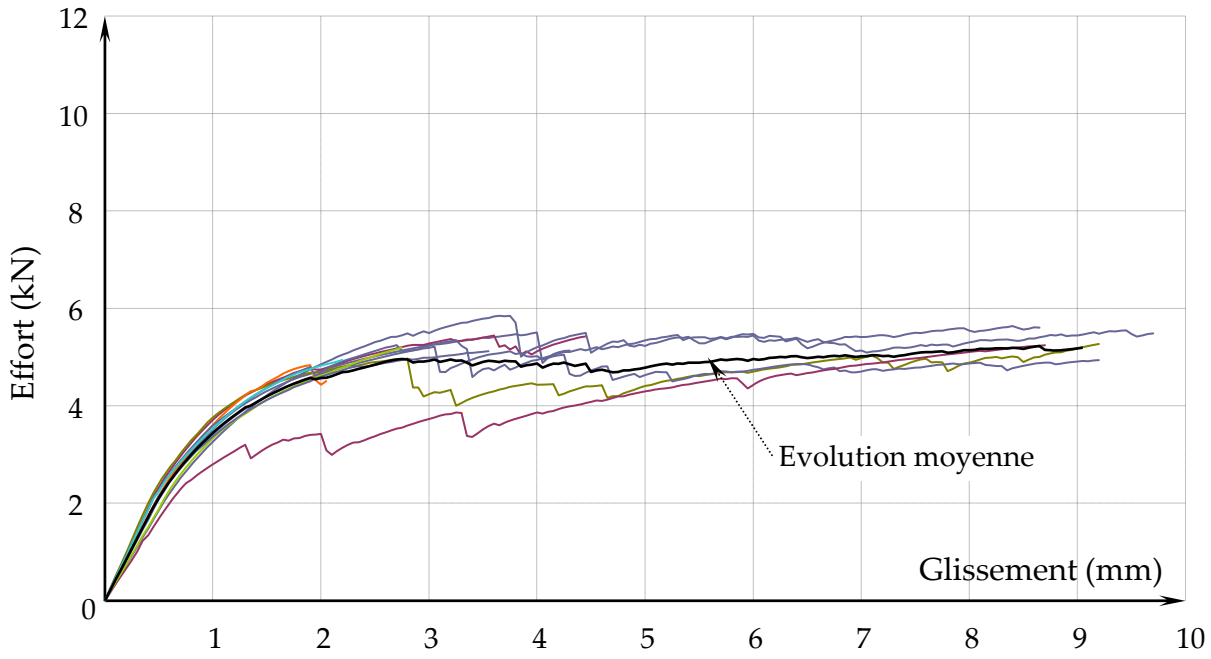
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $460 < \rho < 520$ kgm^{-3} (3eme groupe) et espacement 5 mm



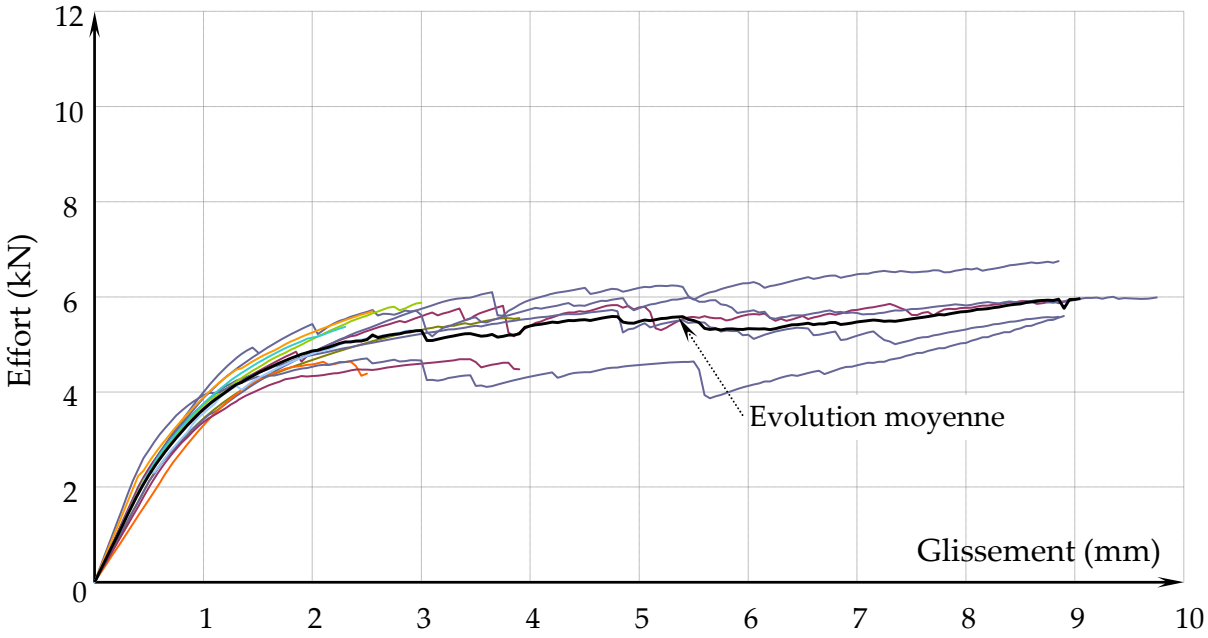
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho > 520$ kg,m^{-3} (4eme groupe) et espacement 5 mm



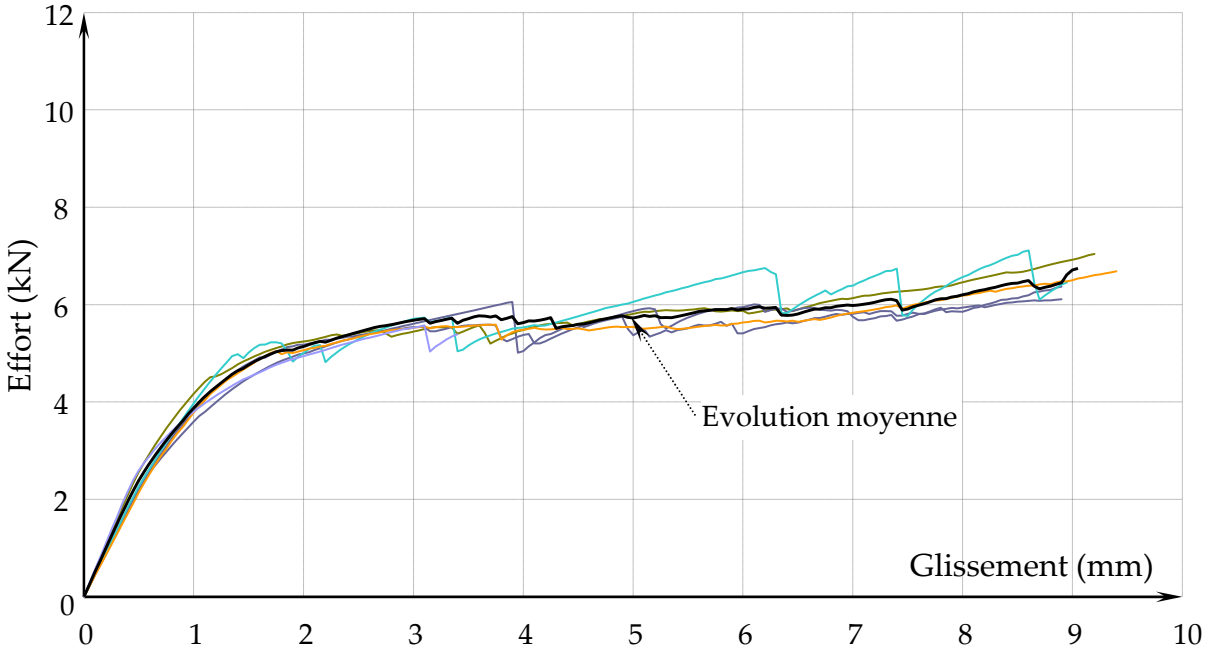
Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho < 420$ kg,m^{-3} (1er groupe) et espacement 10 mm



Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $420 < \rho < 460$ kgm^{-3} (2eme groupe) et espacement 10 mm

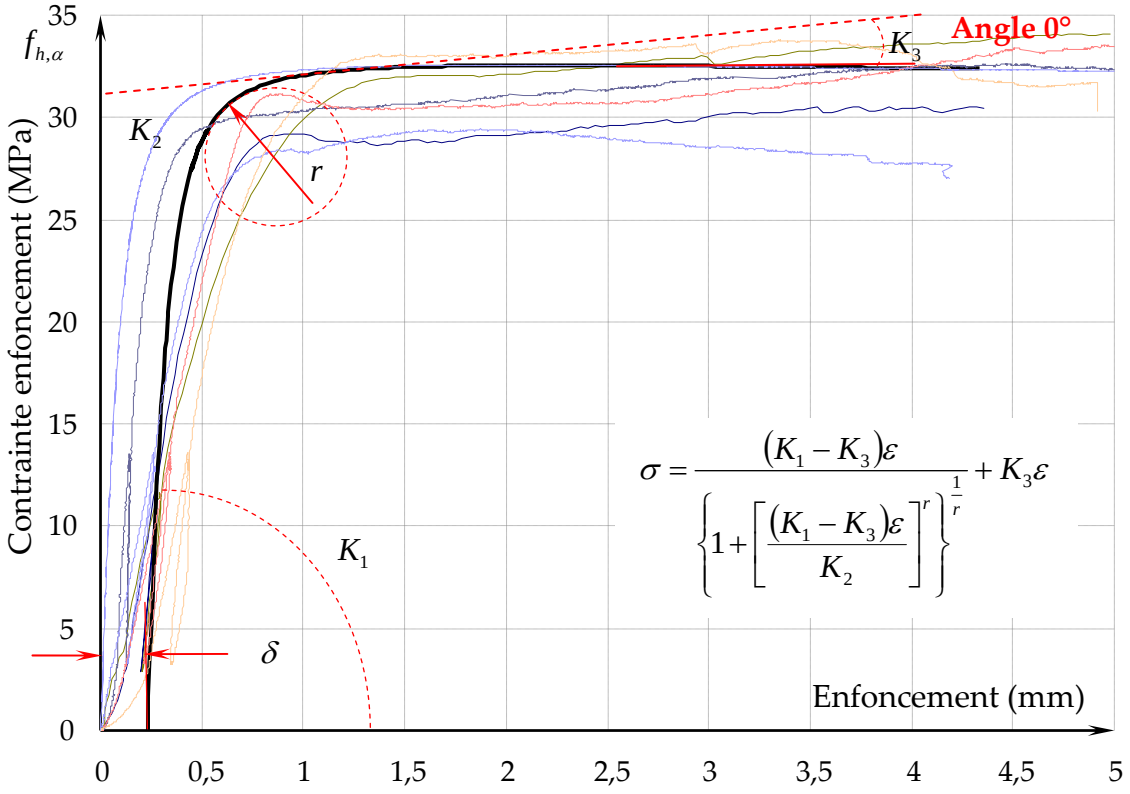


Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $460 < \rho < 520$ kgm^{-3} (3eme groupe) et espacement 10 mm

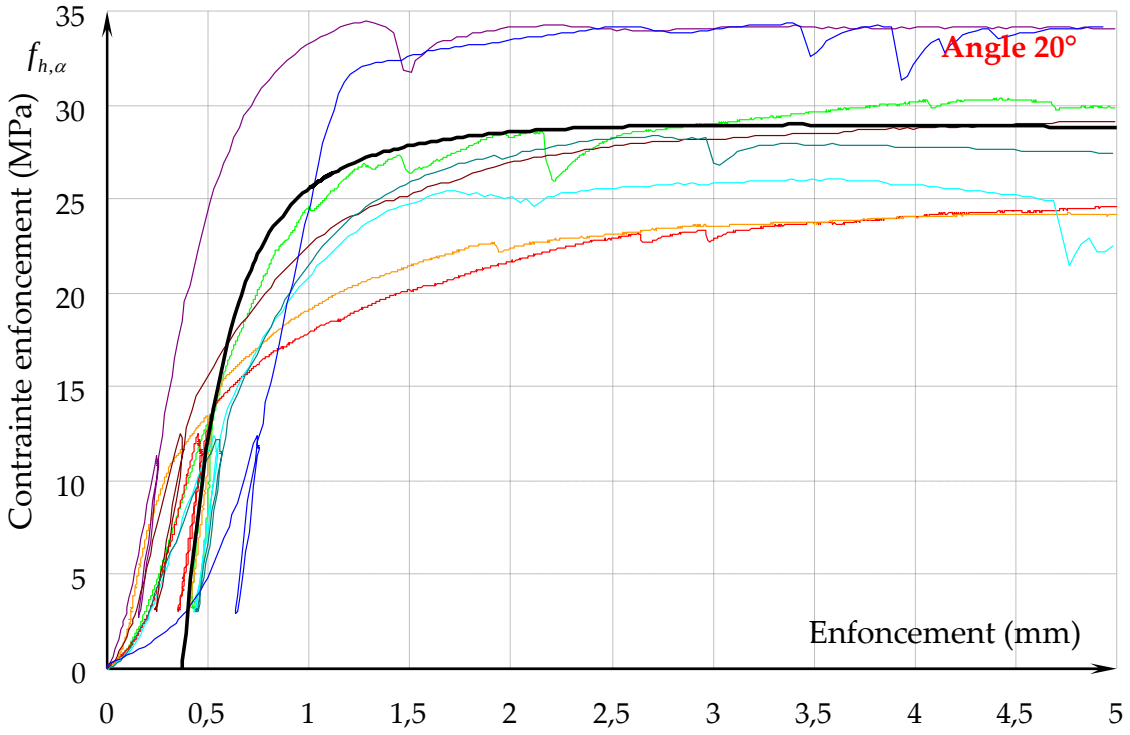


Évolutions effort glissement en cisaillement des barreaux : masse volumique $\rho > 520$ kg,m^{-3} (4eme groupe) et espacement 10 mm

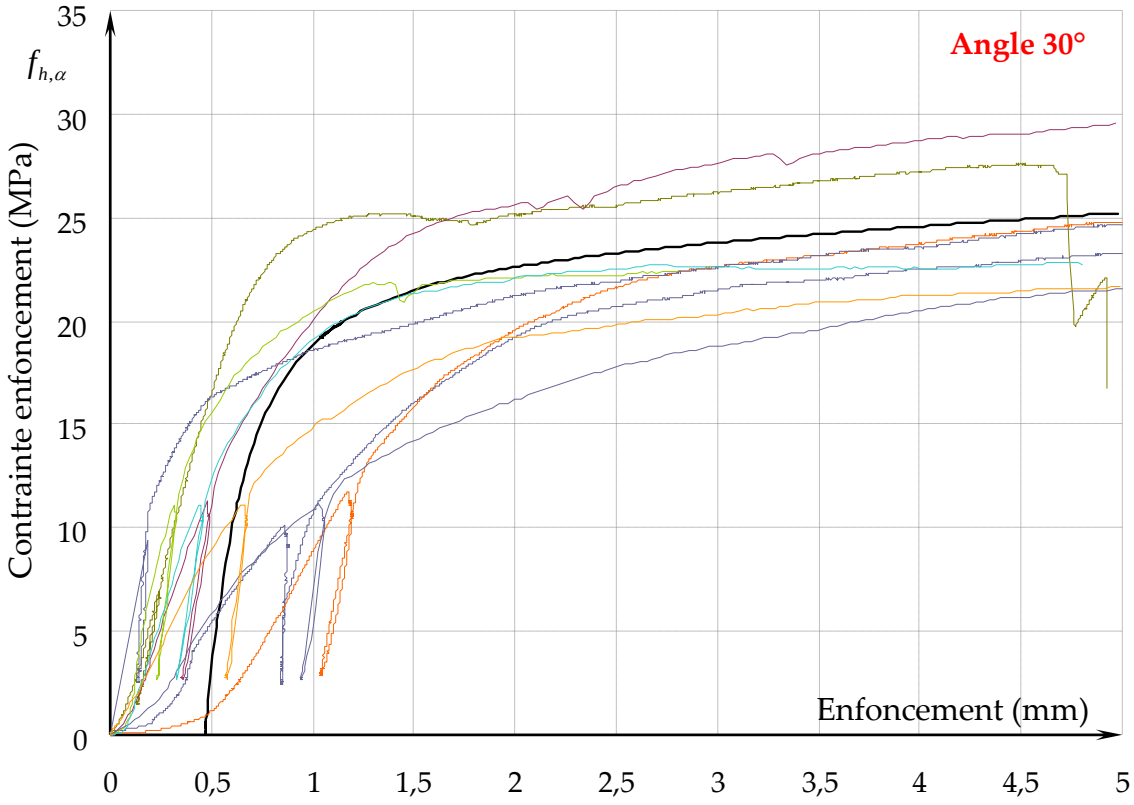
ANNEXE 3 : ENFONCEMENT BROCHES



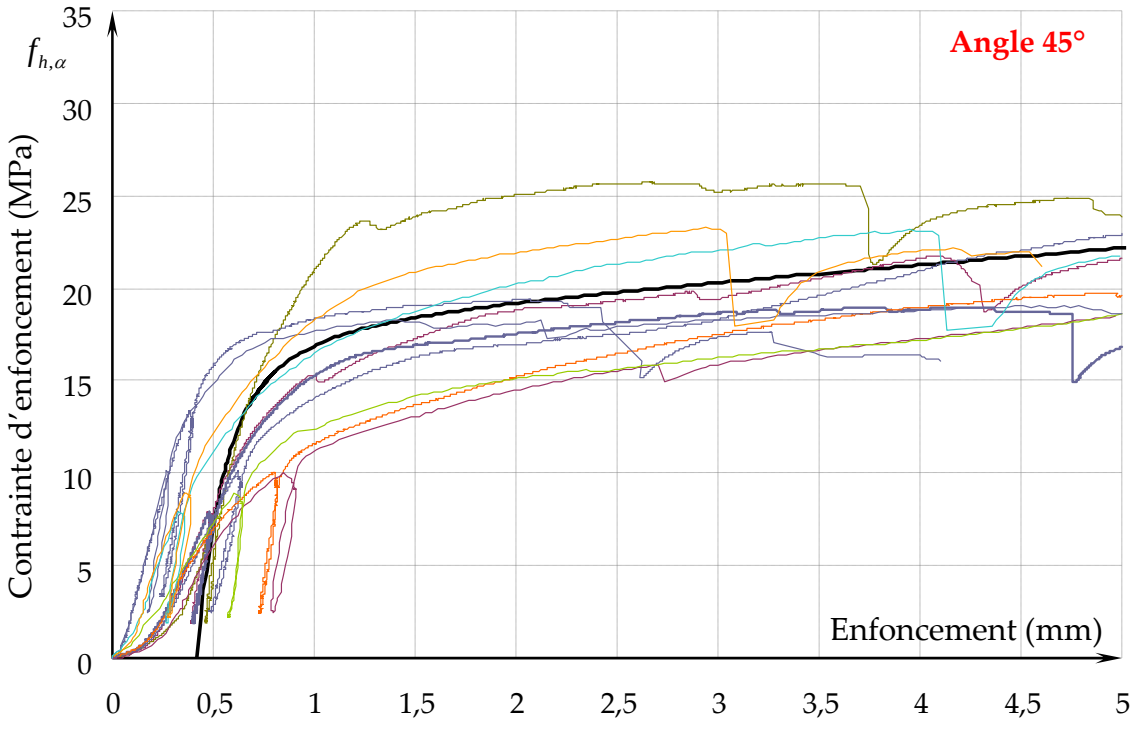
Évolutions contrainte enfoncement broche ϕ16 mm à 0° degrés par rapport au fil



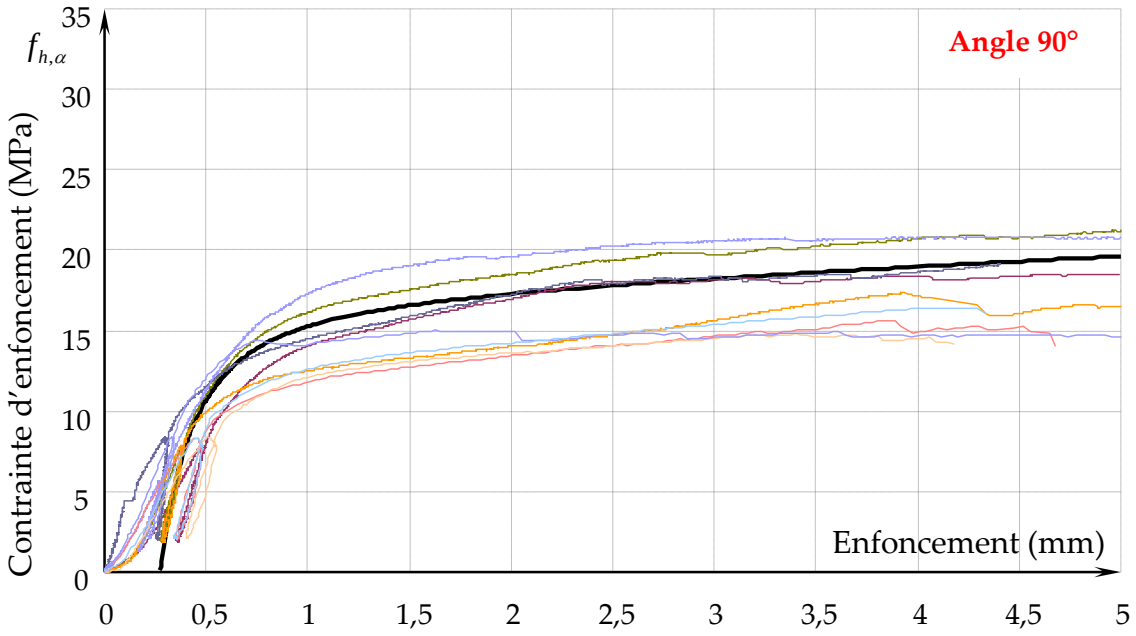
Évolutions contrainte enfoncement broche ϕ16 mm à 20° degrés par rapport au fil



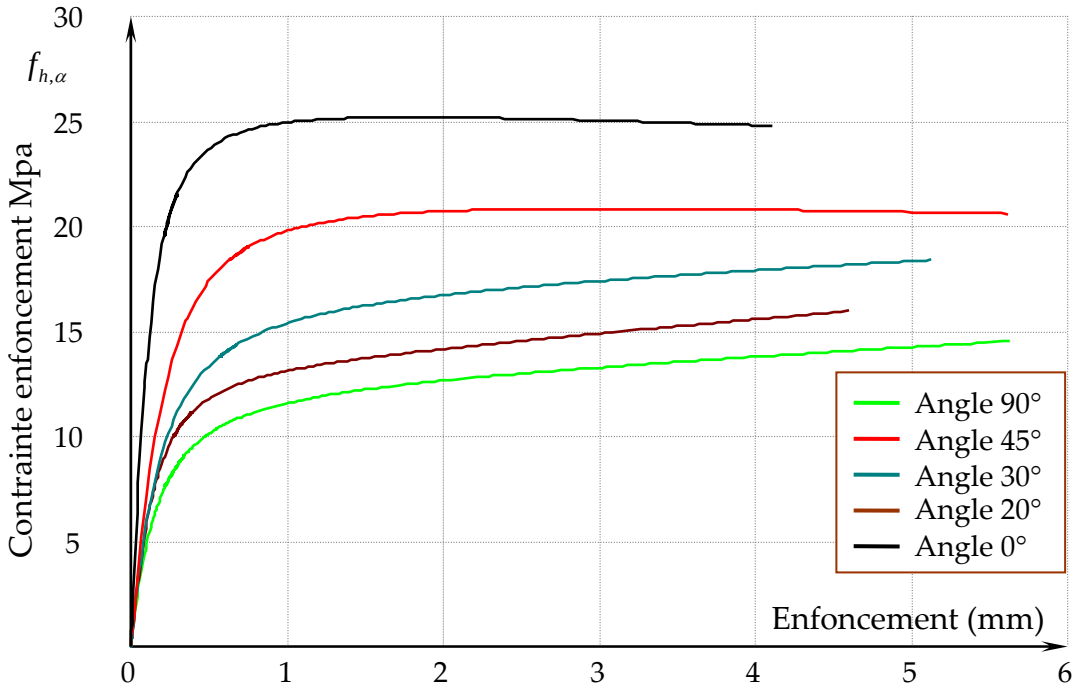
Évolutions contrainte enfoncement broche ϕ 16 mm à 30° degrés par rapport au fil



Évolutions contrainte enfoncement broche ϕ 16 mm à 45° degrés par rapport au fil



Évolutions contrainte enfoncement broche ϕ 16 mm à 90° degrés par rapport au fil



Évolutions moyennes (avec le modèle de Jaspart) des essais d'enfoncement pour les différents angles

Valeurs moyennes des coefficients du modèle de Jaspart obtenus sur les résultats d'essais d'enfoncement aux différents angles

Angle		$\rho_{12\%}$	K1	K2	K3	r	δ
		Kg.m^{-3}	kN/mm	kN	kN/mm		mm
0°							
	Moyenne	423,94	176,11	26,03	-0,277	1,56	0,21
	Écart-type	21,81	165,11	1,97	0,53	0,89	0,12
	COV	5%	64%	8%	-382%	62%	42%
20°							
	Moyenne	437,96	81,87	21,76	-0,178	1,496	0,37
	Écart-type	20,437	29,269	2,847	0,256	0,618	0,141
	COV	5%	36%	13%	-144%	41%	38%
30°							
	Moyenne	402,70	75,244	16,78	0,366	1,269	0,466
	Écart-type	6,12	25,27	3,42	0,68	0,53	0,344
	COV	2%	34%	20%	187%	42%	74%
45°							
	Moyenne	443,48	73,63	13,17	0,625	1,47	0,41
	Écart-type	14,73	23,24	3,5623	0,549	0,565	0,2
	COV						
		3%	32%	27%	88%	38%	48%
90°							
	Moyenne	457,8	67,5	12,44	0,405	1,19	0,274
	Écart-type	15,92	22,72	3,045	0,373	0,25	0,0518
	COV	3%	34%	24%	92%	22%	19%

RESUMÉ

L'assemblage des éléments de structures en bois de dimensions standard comme des poutres massives ou composites s'effectue très fréquemment avec des ancrages métalliques cloués. Ces éléments en tôle pliée formés à froid peuvent être mis sur le marché Européens lorsqu'un ATE est obtenu à partir des recommandations de l'ETAG 015. Le développement ainsi que la caractérisation de la résistance de ces ancrages s'effectue jusqu'à présent dans la société CULLEN Building Products par des essais longs et coûteux. En alternative à cette démarche, ce travail présente une démarche permettant de modéliser le comportement de ces assemblages par la méthode des éléments finis.

En premier lieu une étude est conduite sur les types d'aciers utilisés et sur l'influence de la phase de formage sur la résistance de l'ancrage. Il est alors montré qu'il n'est pas nécessaire d'intégrer l'état d'écrouissage produit par le pliage et que la modélisation peut débuter à partir de la géométrie finale à l'aide d'éléments coques. En second lieu une modélisation simplifiée du comportement des pointes est proposée. Les paramètres nécessaires à sa mise en œuvre sont identifiés. Le modèle est mis en œuvre pour simuler le comportement d'un assemblage tôle sur bois à une seule pointe. Les résultats sont confrontés à des résultats expérimentaux. La modélisation de l'ancrage étant forcément tridimensionnelle, une modélisation non linéaire du bois 3D est proposée en idéalisant le bois comme une structure. Cette structure est composée de cube de mousse (crushable foam) associé à des poutres élasto plastique qui donne à cet édifice son caractère fortement orthotrope. Ce modèle structurale du bois est mis en œuvre pour modéliser le cisaillement de barreaux de bois, de la compression transversale sur appuis de poutre, des essais d'enfoncement de broches et un assemblage traditionnel par embrèvement. Ces modélisations permettent de montrer les capacités du modèle à décrire les comportements et de définir ses limites.

Dans une dernière partie, l'ancrage, les pointes et le bois sont rassemblés pour constitué trois modèles d'ancrages caractéristiques les plus complexes de la production CULLEN. Les résultats obtenus sont confrontés à des résultats expérimentaux conduits en laboratoire. Enfin les modélisations sont utilisés pour expliquer le comportement interne des ancrages au cours du chargement jusqu'à l'atteinte de la rupture.

Mots clés :

Modélisation non linéaire, Assemblage bois, Ancrage métallique, Pointe

ABSTRACT

The assembly of various elements of timber structures of standard dimensions such as timber beams or composite beams is often achieved by nailed steel connectors. These folded steel elements obtained by cold forming can be launched on the European market once an ETA is delivered regarding the recommendations of the ETAG 015. Up to now, the development and the characterisation of the strength of these connectors have been done within the company: CULLEN Building Products by lengthy and costly experimental tests. As an alternative to this procedure, this work presents an approach which enables modelling the behaviour of these connections by the finite element method.

In the first place the influence of the type of steel used and the forming process on the strength of these hangers was studied. It is shown that it is not necessary to take into account the hardening produced by the forming of the steel so that the modelling can be achieved from the final geometry by shell elements. Secondly a simplified model of the behaviour of the nails is proposed. The parameters necessary for its implementation are identified. The model is then used to simulate the behaviour of the connection of a steel plate to timber by a single nail. These results are then confronted with the experimental results. As the model is necessarily 3 dimensional, a 3D non linear model is proposed for the timber by considering it as a structure. This structure is composed of cubes of crushable foam which are associated with elasto-plastic beams to give this structure its highly orthotropic behaviour. This structural model of wood is implemented to model the shear of timber bars, transversal compression where beams are supported, embedment tests of steel dowels and a traditional bird's mouth assembly. These various models show the capacities of this structural model to describe timber's complex behaviours; they also define the limits of this modelling.

In the last section, the hanger, the nails and the timber are assembled in order to constitute the models for three characteristic and complex hangers of CULLEN's production. The results obtained are confronted with the experimental results. Finally, the models are used to explain the internal behaviour of these hangers at various loads up to their failure.

Keywords:

Non linear modelling, Timber connections, Steel hangers, Nail