Modélisation du comportement mécanique d'assemblages bois avec prise en compte de critères de rupture

Bohan Xu

▶ **To cite this version:**

Bohan Xu. Modélisation du comportement mécanique d'assemblages bois avec prise en compte de critères de rupture. Génie des procédés. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2009. Français. NNT : 2009CLF21956 . tel-00725264

HAL Id: tel-00725264

https://theses.hal.science/tel-00725264

Submitted on 24 Aug 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° DU : 1956 Année 2009 N°ED : 447

UNIVERSITE BLAISE PASCAL – CLERMONT II

ECOLE DOCTORALE
SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE CLERMONT-FERRAND

Thèse

Présenté par

Bohan XU

DEA Sciences du bois – ENSTIB
Formation Doctorale : « Génie Mécanique – Génie Civil »

Pour obtenir le grade de :

DOCTEUR D'UNIVERSITE

SPECIALITE : GENIE CIVIL

Modélisation du comportement mécanique d'assemblages bois avec prise en compte de critères de rupture

Soutenue publiquement le 9 Octobre 2009, devant le jury composé de :

F. DUBOIS	**Rapporteur**
P. TRIBOULOT	**Rapporteur**
J-F. BOCQUET	**Examinateur**
F. BOS	**Examinateur**
M. TAAZOUNT	**Examinateur**
A. BOUCHAIR	**Examinateur**
P. RACHER	**Directeur de thèse**

*Thèse préparée au **LaMI – Polytech'Clermont Ferrand, Université Blaise Pascal***

A mon père et à ma mère pour leur affection et leur soutien inconditionnel.

A ma sœur pour la chaleur familiale dont elle m'a entourée très généreusement.

A toutes les personnes qui ont fait de moi ce que je suis.

Avant propos

Arrivé au bout de ce travail, effectué au sein du Laboratoire de Mécanique et Ingénieries "LaMI" de l'Unversité Blaise Pascal (Clermont-Ferrand), je tiens donc à associer à l'aboutissement de ce travail toutes les personnes qui m'ont permis de le réaliser et celles qui m'ont apporté leur soutien.

Je remercie en premier lieu M. Patrick RACHER, Directeur Recherche et Développement, à l'Aubrilam, qui était Maître de Conférences Hors Classe et Habilité à Diriger les Recherches à Polytech'Clermont-Ferrand, pour m'avoir accepté au sein du laboratoire LaMI et pour son support et ses conseils scientifiques.

J'exprime ma profonde reconnaissance à M. Abdelhamid BOUCHAIR, Professeur de l'Unversité Blaise Pascal, correspondant universitaire, qui m'a fait l'honneur de diriger ce travail. Il m'a apporté aussi bien techniquement que personnellement Toutes les discussions ont été productives grâce à ses compétences et sa grande disponibilité pour cette recherche. Je tiens à l'assurer de mon profond repect et sympathie.

Je tiens à remercier M. Mustapha TAAZOUNT, Maître de Conférences à Polytech'Clermont-Ferrand, pour l'encadrement et le soutien qu'il a su m'apporter. Qu'il trouve ici l'expression de toute mon amitié et mes sincères remerciements.

M. Frédéric DUBOIS, Professeur à l'Université de Limoges, et M. Pascal TRIBOULOT, Professeur à l'ENSTIB, ont accepté d'examiner et de rapporter ce travail. Ils m'ont fait l'honneur d'effectuer cette tâche avec une grande objectivité. J'attache une grande importance à les remercier pour m'avoir consacré une partie de leur temps précieux et pour leurs fructueuses remarques.

J'exprime également ma sincère reconnaissance à M. Jean-François BOCQUET, Maître de Conférences à l'ENSTIB, et M. Frédéric BOS, Professeur à l'Université Bordeaux 1, pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner ce travail.

Je voudrais également remericer les membres et les thésards du laboratoire "LaMI" – Polytech'Clermont Ferrand pour leur bonne humeur qui m'a accompagnée durant ces années de travail.

Enfin, je remercie tous mes amis qui m'ont aidé et encouragé. Qu'ils soent assurés de mon amicale sympathie.

Résumé

Les liaisons par broches ou boulons, largement utilisés dans les structures en bois, sont conçues pour transmettre des efforts de cisaillement et des moments de flexion entre les éléments assemblés tels que les poteaux et les poutres dans les portiques traditionnels. Pour ce type de liaison, les assemblages bois-bois sont souvent utilisés avec ou sans renforcement par plaques collées en contre-plaqué ou autres matériaux. Pour répondre à certaines exigences architecturales, de résistance mécanique et de tenue au feu, les assemblages bois-bois sont souvent remplacés par des assemblages mixtes bois-métal où la plaque métallique est protégée par les éléments en bois.

Des essais sont réalisés sur des assemblages bois-métal à organes multiples sollicités en traction parallèle et perpendiculaire aux fibres et en flexion pour disposer de résultats expérimentaux de référence. En se basant sur ces résultats, un modèle éléments finis 3D est développé en utilisant les hypothèses suivantes: une loi matérielle élasto-plastique non linéaire pour l'acier, des lois de contact et de frottement entre les broches métalliques et le bois et une loi élastique parfaitement plastique pour le bois sur la base du critère de Hill associé ou non au critère de Hoffman qui représente la rupture du bois.

Pour la modélisation du matériau bois, qui est la partie la plus délicate, différentes approches sont utilisées dans la littérature. Il s'agit de modèles souvent basés sur des critères de plasticité anisotrope comme celui de Hill. Cependant, ce critère ne prend pas en compte la dissymétrie du comportement du bois entre traction et compression et ne tient pas compte du caractère fragile du matériau en traction perpendiculaire au fil ou en cisaillement. Pour combler ces insuffisances, le critère de Hill est associé au critère de Hoffman qui représente l'évolution du dommage dans le matériau bois par une réduction du module d'élasticité.

Ce critère est particulièrement adapté au comportement mécanique fragile de la traction perpendiculaire au fil du bois. Ainsi, le critère de Hill gère la plasticité bien acceptée pour les sollicitations du bois en compression et le critère de Hoffman est utilisé pour représenter le comportement fragile du bois en traction perpendiculaire et en cisaillement.

La confrontation des résultats numériques et expérimentaux montre que le modèle numérique proposé représente de façon satisfaisante le comportement d'assemblages bois sous différents types de sollicitations. Le modèle ainsi validé est utilisé pour mener des études paramétriques sur des configurations d'assemblages plus variées que celles des essais expérimentaux. Sur la base des résultats du modèle, des expressions analytiques portant sur la prédiction du comportement des assemblages sont proposées ou vérifiées.

Mot clés: modélisation numérique, éléments finis, assemblages bois-métal, nonlinéarité matérielle, critère de rupture, évolution du dommage

Numerical modelling of the behaviour of timber connections considering the damage evolution

Abstract

The dowel-type connections largely used in the timber structures are designed to transmit shear forces and bending moments between the assembled elements such as the columns and the beams in the traditional portal frames. For this type of connection, the timber-to-timber joints are often used with or without reinforcement by glued plywood plates or other materials. Complying with the actual architectural trends, the high strength requirements and fire behaviour, the timber-to-timber joints are often replaced by the steel-to-timber joints where the steel plate is protected by the timber elements.

Tests were performed on the multiple-dowel steel-to-timber joints loaded by tension parallel and perpendicular to grain and bending. From these results, a three-dimensional finite element model was developed using the following hypotheses: a non-linear elasto-plastic material law for steel, the laws of contact and friction between the dowels and the timber and an elastic perfectly plastic law for timber on the basis of the Hill criterion associated with or without the Hoffman criterion which represents the failure of timber.

For the modelling of timber material, which is the most difficult part of modelling, various approaches are used in the literature. These models were often based on criteria of anisotropic plasticity such as Hill. However, this criterion does not take into account the asymmetry mechanical behaviour of timber material in tension and compression. Besides, it dose not consider brittle behaviour of material in tension perpendicular to grain and in shear. To fill the gaps, the Hill criterion is associated with the Hoffman failure criterion which represents the damage evolution of the timber by a reduction of the elastic modulus.

This criterion is particularly suited to the brittle tension behaviour in the direction perpendicular to grain. Thus, the Hill criterion controls the plasticity accepted well for the timber wood loaded in compression and the Hoffman criterion is used to represent the brittle behaviour of timber in certain directions.

The comparison between the experimental and numerical results shows that the proposed modelling is in good agreement with experimental results. The validated model is used for the parametric study on the geometry of timber joints. On basis of numerical results, the analytical models predicting the behaviour of joints are proposed or verified.

Keywords: numerical modelling, finite element, steel-to-timber joints, material nonlinearity, failure criterion, damage evolution

Sommaire

Table des illustrations 15

Table des tableaux 19

Nomenclature 23

Introduction 27

PARTIE A : Bibliographie 31

1. Matériau bois 33

1.1. Généralités 33

1.2. Propriétés mécaniques du bois 34

1.2.1. Propriétés élastiques 35

1.2.2. Traction et compression parallèle au fil 38

1.2.3. Traction et compression perpendiculaire au fil 40

1.2.4. Cisaillement 45

2. Caractéristiques générales des assemblages 48

2.1. Classification des liaisons 48

2.2. Assemblages traditionnels 51

2.2.1. Assemblage par embrèvement 52

2.2.2. Assemblage à mi-bois et à enfourchement 52

2.2.3. Assemblage à tenons et mortaises 53

2.3. Assemblages mécaniques 53

2.3.1. Typologie et comportement 54

2.3.2. Assemblages par organes de type tige 54

2.3.3. Assembleurs surfaciques : connecteurs métalliques 58

2.3.4. Assembleurs volumiques : anneaux et crampons 59

2.4. Comportement global des assemblages 60
3. Comportement des assemblages par broches et boulons 61
3.1. Portance locale dans les assemblages de type tige 62
3.1.1. Méthode de détermination de la portance locale 62
3.1.2. Effet du diamètre de la tige et de la densité 63
3.1.3. Effet de la direction de la charge 64
3.1.4. Effet de l'humidité 66
3.1.5. Modèle de la portance locale 66
3.2. Flexion de la tige 68
3.3. Effet de la géométrie d'assemblage 69
3.3.1. Ratio d'élancement 69
3.3.2. Espacement des organes 70
3.3.3. Longueur du talon 71
3.4. Type de chargement 71
3.4.1. Assemblages en traction parallèle au fil 72
3.4.2. Assemblages en traction perpendiculaire au fil 76
3.4.3. Assemblages en flexion 80
4. Modélisations numériques d'assemblages 81
4.1. Modèles en 2D 82
4.1.1. Modèles basés sur LEFM 82
4.1.2. Modèles de poutres sur appuis continus 82
4.2. Modèles en 3D 83
PARTIE B : Approche réglementaire et analytique 87
1. Introduction 89

2. Approche réglementaire 89

2.1. Théorie de l'analyse limite 89

2.2. Cisaillement de bloc 92

2.3. Sollicitation perpendiculaire au fil 93

2.4. Sollicitation en flexion 98

3. Approche analytique de contraintes 101

3.1. Théorie de poutres sur appuis continus 101

3.2. Théorie de Volkersen 106

PARTIE C : Approche expérimentale d'assemblages bois-métal 109

1. Introduction 111

2. Protocole expérimental 111

3. Résultats expérimentaux 112

3.1. Assemblages en traction parallèle au fil 112

3.2. Assemblages en traction perpendiculaire au fil 115

3.3. Assemblages en flexion 119

PARTIE D : Modélisation du comportement d'assemblages bois-métal 125

1. Introduction 127

2. Modèle mécanique non linéaire 127

2.1. Maillage 127

2.2. Modélisation des matériaux 131

2.2.1. Modélisation du bois 131

2.2.2. Modélisation de l'acier 136

2.3. Conditions aux limites 137

2.4. Description du contact 138

2.5. Modélisation de l'essai de portance locale 142

PARTIE E : Validation et application des modèles d'assemblages bois-métal 149

1. Introduction 151

2. Assemblages bois-métal sollicités en traction parallèle au fil 151

2.1. Maillage et matériaux 151

2.2. Comportement global charge-glissement 153

2.3. Moment plastique des broches 155

2.4. Analyse de contraintes 156

2.5. Modèle analytique basé sur les contraintes 158

2.5.1. Répartition des charges sur les organes 158

2.5.2. Modèle de rupture 159

3. Assemblages bois-métal sollicités en traction perpendiculaire au fil 162

3.1. Maillage et matériaux 162

3.2. Comportement global charge-glissement 164

3.3. Moment plastique des broches 165

3.4. Analyse de contraintes 166

3.5. Effets de la tolérance du perçage 168

3.6. Effets de la géométrie de l'assemblage 169

3.7. Évaluation des formules de prévision disponibles 173

3.8. Effet du rapport portée/hauteur de la poutre 174

3.9. Assemblages sous sollicitation inclinée par rapport au fil 175

4. Assemblages bois-métal sollicités en flexion 179

4.1. Maillage et matériaux 179

4.2. Comportement global charge-déplacement 179

4.3. Distribution des efforts sur les broches 181

4.4. Analyse de contraintes 185

Conclusion 189

Références bibliographiques 191

Table des illustrations

Figure I. 1 : Evaluation des approches de la modélisation sur des assemblages bois 28

Figure A. 1 : Coupes et axes dans un tronc d'arbre 33
Figure A. 2 : Principes de formation d'un élément en BLC [LY 06] 34
Figure A. 3 : Directions principales d'un échantillon de bois 36
Figure A. 4 : Comportement du bois en traction / compression dans la direction longitudinale [TRO 01] 39
Figure A. 5 : Comportement du BLC dans la direction parallèle au fil [LY 06] 39
Figure A. 6 : Comportement du BLC dans la direction perpendiculaire au fil [LY 06] 41
Figure A. 7 : Géométrie et configuration de l'essai en cisaillement [GRE 08] 47
Figure A. 8 : Eprouvette et orientation de cerne [DEN 07] 47
Figure A. 9 : Principes de transmission des efforts dans les assemblages bois 49
Figure A. 10 : Principaux types d'embrèvements [NAT 00] 52
Figure A. 11 : Assemblage à mi-bois et à enfourchement [GOT 01] 53
Figure A. 12 : Assemblage à tenon et mortaise 53
Figure A. 13 : Différents types de clous 55
Figure A. 14 : Exemple d'assemblages boulonnés 56
Figure A. 15 : Nœud de treillis réalisé par goussets brochés BSB 57
Figure A. 16 : Caractéristiques géométriques des vis à bois et tire-fond de construction [NAT 00] 58
Figure A. 17 : Les assemblages à connecteurs à dents 58
Figure A. 18 : Assembleurs courants de structures bois 59
Figure A. 19 : Comportement expérimental d'assemblages sollicités en traction longitudinale : (a) liaison collée (12500 mm^2), (b) anneau bois sur bois (100 mm), (c) crampon double face (62 mm), (d) broche (14 mm), (e) boulon (14 mm), (f) connecteur métallique (10000 mm^2), (g) pointe (4,4 mm). 60
Figure A. 20 : Schéma de l'essai d'enfoncement européen [MOR 03] 62
Figure A. 21 : Schéma de l'essai d'enfoncement américain [MOR 03] 63
Figure A. 22 : Caractérisation de la portance hors axes d'orthotropie 66
Figure A. 23 : Schématisation des paramètres du critère plastique 67
Figure A. 24 : Comparaison des portances locales expérimentales et modélisées 68
Figure A. 25 : Moment élastique et plastique de la section transversale 68
Figure A. 26 : Modes de ruine pour l'assemblage bois-métal mono-broche [UHR 99] 69
Figure A. 27 : Charge à la rupture par boulon pour des assemblages bois métal en double cisaillement sollicités en traction parallèle au fil [YAS 87] 70
Figure A. 28 : Effet du talon sur la capacité maximale des assemblages 71
Figure A. 29 : Assemblages sous sollicitation inclinée 72
Figure A. 30 : Configuration d'assemblages testés [GAT 04] 73
Figure A. 31 : Courbes charge-glissement de l'assemblage K [GAT 04] 74
Figure A. 32 : Configuration d'assemblage bois-métal 75
Figure A. 33 : Configuration d'assemblages (a) pour les types O, P et Q (b) pour le type R [GAT 04] 77
Figure A. 34 : Courbes charge-glissement de l'assemblage O [GAT 04] 78
Figure A. 35 : Configuration d'assemblage bois-métal 79
Figure A. 36 : Configuration d'assemblage avec vis auto-taraudeuses 80

Figure A. 37 : Essais en flexion : (a) montage expérimental (b) mode de ruine de l'assemblage non-renforcé (c) mode de ruine de l'assemblage renforcé 81
Figure A. 38 : Sechéma de la modélisation d'un assemblage élémentaire [BOU 07] 83
Figure A. 39 : Courbes charge-glissement de l'assemblage bois-bois [LAP 06] 84
Figure A. 40 : Courbes charge-glissement de l'assemblage bois [KHA 03] 85

Figure B. 1 : Définition des espacements entre les organes selon l'EC 5 91
Figure B. 2 : Schéma de rupture par cisaillement de bloc 92
Figure B. 3 : Rupture par cisaillement de bloc partiel dû à la flexion/rotation de tiges 93
Figure B. 4 : Assemblage sollicité en traction oblique 94
Figure B. 5 : Assemblage bois-métal sollicité perpendiculairement au fil 95
Figure B. 6 : Comparaison de différentes formules théoriques de résistance d'assemblage en traction perpendiculaire au fil 96
Figure B. 7 : Efforts (M, N, T) agissant sur un assemblage 98
Figure B. 8 : Distribution des efforts sur les organes 99
Figure B. 9 : Définitions des efforts et des déplacements d'assembleurs (sous M) 99
Figure B. 10 : Modèle pour déterminer les contraintes perpendiculaires au fil 103
Figure B. 11 : Poutre infinie sur fondation élastique soumise à une charge ponctuelle P 104
Figure B. 12 : Poutre infinie sur fondation élastique supportant un couple Γ 104
Figure B. 13 : Poutre illimitée dans un seul sens 105
Figure B. 14 : Modèle pour la détermination des contraintes de cisaillement 106
Figure B. 15 : Energie de rupture 108

Figure C. 1 : Trois types d'assemblages avec différentes sollicitations 111
Figure C. 2 : Protocole de chargement pour les essais statiques 112
Figure C. 3 : Configuration de l'assemblage en traction parallèle au fil 112
Figure C. 4 : Montage expérimental pour la traction parallèle au fil [RAC 02] 113
Figure C. 5 : Courbes force-glissement en traction parallèle au fil (assemblages brochés) 114
Figure C. 6 : Modes de ruine observés (assemblages en traction parallèle au fil) 115
Figure C. 7 : Configuration de l'assemblage bois-métal en traction perpendiculaire au fil 116
Figure C. 8 : Courbes charge-glissement expérimentales 117
Figure C. 9 : Mode de ruine des éprouvette (pendant et après l'essai) 118
Figure C. 10 : Configuration et géométrie (mm) de l'assemblage testé en flexion 119
Figure C. 11 : Montage expérimental (essais en flexion) 120
Figure C. 12 : Zone d'assemblage après essai 120
Figure C. 13 : Courbes expérimentales charge-déplacement de l'assemblage A 121
Figure C. 14 : Courbes expérimentales charge-déplacement de l'assemblage B 121

Figure D. 1 : Poutre sollicitée en flexion 127
Figure D. 2 : Courbes force-déplacement : comparaison des éléments HEX8 et HEX20 128
Figure D. 3 : Courbes force-déplacement : éléments HEX20 129
Figure D. 4 : Courbes force-déplacement : comparaison des éléments HEX8 et HEX20 130
Figure D. 5 : Maillage de l'organe d'assemblage 130
Figure D. 6 : Maillage concentrique autour de l'organe d'assemblage 131
Figure D. 7 : Sollicitation uni-axiale parallèlement au fil 134
Figure D. 8 : Sollicitation uni-axiale perpendiculairement au fil 135
Figure D. 9 : Solliciation en cisaillement 135
Figure D. 10 : Représentation des critères limites du matériau bois 136

Figure D. 11 : Grande contrainte de compression longitudinale et faible contrainte de traction transversale 136
Figure D. 12 : Courbes σ-ε expérimentale et numérique 137
Figure D. 13 : Conditions aux limites de symétrie 138
Figure D. 14 : Jeu normal entre des corps de contact potentiels 138
Figure D. 15 : Description du maillage des organes d'assemblage et des éléments assemblés 139
Figure D. 16 : Exemple de contact Hertzien entre un cylindre et un massif élastique 139
Figure D. 17 : Répartition de la pression sur la zone de contact 141
Figure D. 18 : Modèle de contact et de frottement utilisé 141
Figure D. 19 : Maillage de l'essai de portance locale 142
Figure D. 20 : Configuration de l'éprouvette de portance locale 143
Figure D. 21 : Comparaison des courbes d'enfoncement (MEF et essais, BLC) 144
Figure D. 22 : Comparaison des courbes d'enfoncement longitudinal (MEF et essais, Sapin Douglas) 145
Figure D. 23 : Comparaison des courbes d'enfoncement transversal (MEF et essais, Iroko) 146
Figure D. 24 : Influence du coefficient de frottement sur le comportement à l'enfoncement 146

Figure E. 1 : Maillage de l'assemblage sollicité en traction parallèle au fil 152
Figure E. 2 : Comparaison les courbes charge-glissement expérimentales et numériques 153
Figure E. 3 : Comparaison de la courbe charge-glissement expérimentale et numérique avec décalage d'origine 154
Figure E. 4 : Moment le long des différentes tiges 155
Figure E. 5 : Distribution de contraintes de traction perpendiculaire au fil 156
Figure E. 6 : Distribution de contraintes de cisaillement parallèle au fil 157
Figure E. 7 : Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (zone d'assemblage en traction longitudinale) 157
Figure E. 8 : Répartition des efforts entre les organes pour différents niveaux de charge appliquée 159
Figure E. 9 : Configuration de l'assemblage 159
Figure E. 10 : Contraintes de traction perpendiculaire au fil sur une file d'assembleurs 160
Figure E. 11 : Contraintes de cisaillement parallèle au fil sur une file d'assembleurs 160
Figure E. 12 : Maillage de l'assemblage 163
Figure E. 13 : Courbes charge-glissement expérimentales et numériques 164
Figure E. 14 : Rotule plastique dans la broche 165
Figure E. 15 : Moment le long des différentes broches 166
Figure E. 16 : Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (zone d'assemblage en traction transversale) 166
Figure E. 17 : Contraintes de traction perpendiculaire au fil près des trous de broches à 50 kN 167
Figure E. 18 : Contraintes de cisaillement au fil près des trous de broches à 50 kN 167
Figure E. 19 : Cinq configurations différentes par les positions des broches en contact initial 168
Figure E. 20 : Courbes charge-glissement pour différentes positions de broches en contact initial avec les trous 168
Figure E. 21 : Courbes charge-glissement d'assemblages avec différentes géométries 170
Figure E. 22 : Configuration et géométrie d'assemblage 171
Figure E. 23 : Courbe charge-glissement de l'assemblage A9 et A4 171

Figure E. 24 : Moment le long des différentes broches 172
Figure E. 25 : Cartographie des zones où l'indice du critère de Hoffman est atteint (assemblage A9) 172
Figure E. 26 : Courbes charge-glissement pour différents rapport entre la portée et la hauteur de la poutre 174
Figure E. 27 : Configuration d'assemblage avec charge inclinée par rapport au fil 175
Figure E. 28 : Détail de la zone d'assemblage à 45° 176
Figure E. 29 : Courbes charge-déplacement de l'assemblage sous différentes directions de chargement 176
Figure E. 30 : Courbes charge-déplacement de l'assemblage (F_{90} et F_0) 177
Figure E. 31 : Cartographie des zones où l'indice du critère de Hoffman est atteint (F_y = 52 kN) 178
Figure E. 32 : Maillage de l'assemblage sollicité en flexion 179
Figure E. 33 : Courbes force-déplacement (comparaison essais A-modèles) 180
Figure E. 34 : Courbes force-déplacement (comparaison essais B-modèles) 180
Figure E. 35 : Distribution de la charge entre des broches de l'assemblage A (EC5 : F_r et F_s) 182
Figure E. 36 : Distribution de la charge entre des broches de l'assemblage B (EC5 : F_r et F_s) 182
Figure E. 37 : Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche (assemblage A) 183
Figure E. 38 : Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche (assemblage B) 183
Figure E. 39 : Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche sous M pur (assemblage A) 184
Figure E. 40 : Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche sous M pur (assemblage B) 185
Figure E. 41 : Ligne de rupture dans l'assemblage 186
Figure E. 42 : Contraintes de traction perpendiculaire et cisaillement dans l'assemblage A 186
Figure E. 43 : Contraintes de traction perpendiculaire et cisaillement dans l'assemblage B. 187
Figure E. 44 : Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (assemblage A) 188
Figure E. 45 : Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (assemblage B) 188

Table des tableaux

Tableau A. 1 : Caractéristiques élastiques du bois 37
Tableau A. 2 : Valeurs de coefficients de Poisson pour le bois [BOD 73] 37
Tableau A. 3 : Valeurs de coefficients de Poisson moyens pour les essences feuillues et résineuses [GUI 87] 37
Tableau A. 4 : Résistance caractéristique et rigidité en (MPa) et masse volumiques en (kg/m³) (pour du bois lamellé-collé homogène) 38
Tableau A. 5 : Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction parallèle au fil [LY 06] 40
Tableau A. 6 : Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction parallèle au fil [BRA 06] 40
Tableau A. 7 : Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction perpendiculaire au fil [LY 06] 42
Tableau A. 8 : Résistance en compression perpendiculaire au fil [HOF 00] 42
Tableau A. 9 : Résistance en traction perpendiculaire au fil [PED 03] 42
Tableau A. 10 : Traction perpendiculaire au fil du BLC [AIC 02] 43
Tableau A. 11 : Résultats de régression linéaire [AIC 02] 44
Tableau A. 12 : Résistance en cisaillement à 10 différents angles de cerne 45
Tableau A. 13 : Résultats d'essais en cisaillement [GRE 08] 46
Tableau A. 14 : Résistance en cisaillement avec et sans moelle [DEN 07] 48
Tableau A. 15 : Les procédés d'assemblage en structure bois suivant leur principe de transmission [LEG 95] 50
Tableau A. 16 : Classification des assemblages selon leur géométrie et le type d'effort à transmettre [LEG 95] 51
Tableau A. 17 : Valeurs des coefficients suivant Smith [SMI 88] 64
Tableau A. 18 : Valeurs des coefficients suivant Werner [WER 93] 64
Tableau A. 19 : Résistance par plan de cisaillement et par mode de ruine 69
Tableau A. 20 : Caractéristiques mécaniques moyennes du bois BLC 73
Tableau A. 21 : Caractéristiques mécaniques moyennes de l'acier (MPa) 73
Tableau A. 22 : Résultats expérimentaux d'assemblages bois-métal [GAT 04] 74
Tableau A. 23 : Comparaison de la capacité de charge (assemblages à plusieurs boulons) 75
Tableau A. 24 : Résultats expérimentaux d'assemblages en traction parallèle au fil [SAW 03] 76
Tableau A. 25 : Caractéristiques mécaniques moyennes du bois 78
Tableau A. 26 : Résultats expérimentaux d'assemblages en traction perpendiculaire au fil [GAT 04] 79
Tableau A. 27 : Résultats expérimentaux [SAW 03] 79
Tableau A. 28 : Résultats expérimentaux d'assemblages sans et avec renforcement [LAM 08] 81

Tableau B. 1 : Théorie de Johansen pour les assemblages bois-métal 90
Tableau B. 2 : Valeurs minimales des espacements et des distances pour les broches 91

Tableau C. 1 : Géométrie de l'assemblage testé en traction parallèle au fil (en mm) 113

Tableau C. 2 : Caractérisques mécaniques d'assemblages sollicités en traction parallèle au fil 114
Tableau C. 3 : Capacité de charge théorique (kN) 115
Tableau C. 4 : Géométrie de l'assemblage bois-métal (mm) 116
Tableau C. 5 : Valeurs expérimentales (rigidité et charge) 119
Tableau C. 6 : Comparaison des résistances au fendage pour différentes formules analytiques (kN) 119
Tableau C. 7 : Résistances plastiques et ultimes 122
Tableau C. 8 : Comparaison des résultats expérimentaux pour les 2 types d'assemblages 122
Tableau C. 9 : Valeurs analytiques de résistance des assemblages (EC5) 122
Tableau C. 10 : Résistances ultimes (kN·m) (comparaison essais-EC5) 123

Tableau D. 1 : Propriétés des différents maillages 128
Tableau D. 2 : Propriétés mécaniques du matériau bois 134
Tableau D. 3 : Caractéristiques des matériaux en contact 140
Tableau D. 4 : Coefficients de frottement mis en place [LAP 06] 142
Tableau D. 5 : Dimensions de l'éprouvette de portance locale 143
Tableau D. 6 : Dimensions de l'éprouvette de portance locale [BOC 97] 144
Tableau D. 7 : Caractéristiques mécaniques du Sapin Douglas [BOC 97] [LY 06] 145
Tableau D. 8 : Caractéristiques mécaniques de l'Iroko [BOC 97] [LY 06] 145

Tableau E. 1 : Caractéristiques mécaniques du bois 152
Tableau E. 2 : Valeurs expérimentales mesurées du bois 152
Tableau E. 3 : Caractéristiques mécaniques de l'acier (en MPa) 153
Tableau E. 4 : Comparaison des valeurs numériques 154
Tableau E. 5 : Comparaison des valeurs de résistance analytiques et expérimentales 161
Tableau E. 6 : Comparaison des valeurs analytiques et expérimentales de la capacité de charge 162
Tableau E. 7 : Caractéristiques mécaniques du bois 163
Tableau E. 8 : Valeurs expérimentales du bois 163
Tableau E. 9 : Caractéristiques mécaniques de l'acier (en MPa) 164
Tableau E. 10 : Comparaison des rigidités et des résistances (MEF/essais) 165
Tableau E. 11 : Moment de la broche (N·mm) 165
Tableau E. 12 : Dimensions (mm) et résistances (kN) d'assemblages bois-métal 169
Tableau E. 13 : Comparaison des rigidités et résistances 171
Tableau E. 14 : Moment de la broche (N·mm) 172
Tableau E. 15 : Comparaison des valeurs de résistance : modèles numériques et analytiques (kN) 173
Tableau E. 16 : Résistance au fendage en fonction du rapport portée/hauteur (kN) 174
Tableau E. 17 : Géométrie d'assemblage incliné par rapport au fil (mm) 175
Tableau E. 18 : Comparaison des valeurs de résistance : modèles numériques et analytiques (kN) 177
Tableau E. 19 : Comparaison des résistances perpendiculaires au fil (F_{90}) : modèles numérique et analytique (kN) 178
Tableau E. 20 : Rigidité élastique et charge ultime (comparaison essais–modèle 2) 181
Tableau E. 21 : Distribution de la charge entre les broches (assemblage A) 181
Tableau E. 22 : Distribution de la charge entre les broches (assemblage B) 181
Tableau E. 23 : Distribution de la charge entre les broches (assemblage A) 184

Tableau E. 24 : Distribution de la charge entre les broches (assemblage B) 184

Nomenclature

Lettres latines majuscules

$A_{net,t}$	Section résiduelle perpendiculaire au fil	mm²
$A_{net,v}$	Section résiduelle en cisaillement dans la direction parallèle au fil	mm²
A_{ef}	Surface fictive	mm²
COV	Coefficient de variation	%
E	Module d'élasticité	MPa
E_0	Module d'élasticité longitudinal	MPa
E_{90}	Module d'élasticité transversal	MPa
E_L	Module d'élasticité longitudinal	MPa
E_R	Module d'élasticité radial	MPa
E_T	Module d'élasticité tangentiel	MPa
F	Charge	kN
$F_{bs,RK}$	Capacité de cisaillement en bloc	kN
F_u	Charge ultime	kN
F_{u1}	Chrage du fendage	kN
F_y	Charge élastique	kN
G	Module de cisaillement	MPa
G_c	Energie de rupture	N/mm
H	Humidité	%
K_i	Rigidité initiale	kN/mm
K_e	Rigidité élastique	kN/mm
K_r	Rigidité rotationnelle	kN/mm
K_s	Rigidité en service	kN/mm
L	Direction Longitudinale	
$L_{net,t}$	Largeur résiduelle de la section perpendiculaire au fil	mm
$L_{net,v}$	Longueur résiduelle de la surface de rupture en cisaillement	mm

M	Moment	N·m
M_{el}	Moment élastique	N·mm
M_{pl}	Moment plastique	N·mm
$M_{y,Rk}$	Moment plastique caractéristique	N·mm
N	Effort normal	kN
P	Force trensversale externe	
R	Direction Radiale	
S	Section	mm^2
$[S]$	Matrice de souplesse	
T	Direction Tangentielle	
T	Effort tranchant	kN
V	Volume	mm^3
V	Force transversale	

Lettres latines minuscules

b	Largeur de la plaque métallique	mm
d	Diamètre de l'organe	mm
e	Epaisseur de la plaque métallique	mm
$f_{c,0}$	Résistance en compression longitudinale	MPa
$f_{c,90}$	Résistance en compression transversale	MPa
$f_{e,0}$	Limite élastique longitudinale	MPa
$f_{e,90}$	Limite élastique transversale	MPa
$f_{h,0}$	Portance longitudinale	MPa
$f_{h,\alpha}$	Portance à un angle α	MPa
$f_{h,90}$	Portance transversale	MPa
f_m	Résistance en flexion	MPa
$f_{t,0}$	Résistance en traction longitudinale	MPa
$f_{t,90}$	Résistance en traction transversale	MPa
f_u	Résistance ultime de l'acier	MPa

f_v	Résistance en cisaillement	MPa
f_y	Résistance élastique de l'acier	MPa
g	Glissement	mm
h	Hauteur	mm
h_e	Distance de la rangée des organes la plus proche du bord chargé	mm
l	Longueur	mm
n	Nombre d'organe	
n_{ef}	Nombre efficace d'assembleurs	
$r(x)$	Réaction de la fondation (poutre sur appui continu)	
t	Epaisseur du bois	mm
t_{ef}	Epaisseur efficace qui dépend du mode de rupture	mm
u	Déplacement	mm
y	Longueur (TAL)	mm

Lettres latines grecques

ε	Déformation axiale	MPa
η	Facteur efficace	
γ	Déformation de cisaillement	
υ	Coefficient de Poisson	
$\upsilon(x)$	Flèche de la tige	
ρ	Masse volumique	kg/m^3
σ	Contrainte	MPa
$\sigma_{t,90}$	Contrainte de traction perpendiculaire au fil	MPa
τ	Contrainte de cisaillement parallèle au fil	MPa
Γ	Moment externe	
μ	Coefficient de frottement	

Introduction

Le bois est sans conteste le plus ancien des matériaux de construction. En s'intéressant à son côté esthétique et son rapport résistance mécanique/densité, le bois était utilisé dans les éléments de structures et spécialement les charpentes. Des édifices millénaires témoignent, à travers l'Europe et l'Asie, de la bonne tenue des structures bois dans le temps et l'environnement variable. La planification rigoureuse d'une construction en bois exige des connaissances spécifiques dans trois domaines particuliers : le matériau, les assemblages et les systèmes structuraux (principaux, secondaires et de stabilisation). Ainsi la conception des assemblages apparaît comme essentielle, en relation directe avec la durabilité de l'ouvrage.

Les performances mécaniques des assemblages sont particulièrement importantes dans l'ingénierie des structures en bois. Parmi les divers composants structuraux, les assemblages sont souvent le point le plus faible dans la structure bois. En effet, environ *80%* des ruptures des liaisons sont la cause directe des ruptures structurales. De plus, ils régissent la capacité de charge de la structure. Ainsi, la connaissance du comportement mécanique des assemblages bois est particulièrement importante pour des ingénieurs.

Actuellement, le comportement des assemblages bois peut être analysé par diverses approches : expérimentale, numérique ou analytique. L'approche expérimentale est l'approche globale qui permet de connaitre macroscopiquement le comportement général de l'assemblage bois dans des conditions de charge commandées. Mais, il n'est pas souvent réaliste de concevoir des expériences qui couvrent toutes les variables possibles qui ont une influence significative sur les résultats. Afin d'économiser les frais expérimentaux et d'enrichir les résultats, l'approche numérique basée sur la méthode des éléments finis est largement utilisée en combinaison avec les identifications et les validations expérimentales. De plus, cette méthode apporte des informations difficiles d'accès expérimentalement telles que les contraintes pour comprendre le comportement mécanique des assemblages bois. Cependant, l'approche numérique est une méthode qui demande beaucoup de temps pour la maîtrise et l'utilisation des outils de calcul. Ainsi, il est nécessaire de développer des approches analytiques plus simples telles que la théorie d'analyse limite, le modèle de poutres sur appuis continus et le modèle de Volkersen.

Selon Haller [HAL 98], la modélisation des assemblages bois peut être classée selon quatre catégories : expérimentale, mécanique, numérique, ou analytique (Figure I.1). Les modèles basés sur l'expérience s'appuient généralement sur l'interpolation et l'ajustement de courbes. Les essais utilisent généralement des efforts modérés ce qui rend irréaliste la généralisation par extrapolation, de leurs résultats, aux assemblages de dimensions ou de géométries différentes. Les modèles purement empiriques, souvent difficiles à utiliser, contribuent peu à la compréhension globale des interactions complexes entre les différents paramètres influents sur le comportement des assemblages. L'approche des modèles basés sur la mécanique discrétisent souvent la structure au moyen de ressorts linéaires ou non linéaires. Ces modèles, relativement faciles à utiliser, impliquent peu d'effort de développement et contribuent à une bonne compréhension. Cependant, la possibilité de changer la conception commune de base ou d'étudier des assemblages innovants reste limitée.

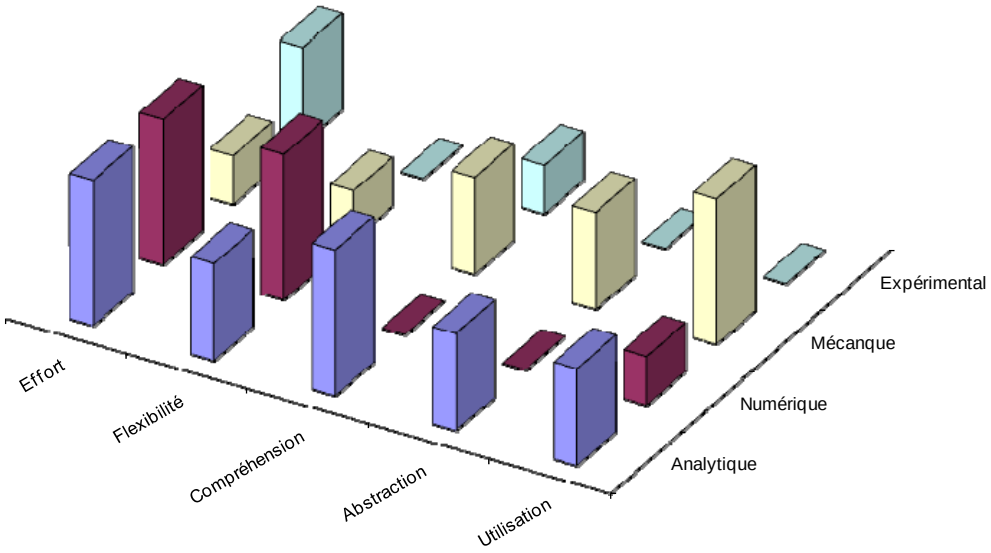


Figure I. 1 : ***Evaluation des approches de la modélisation sur des assemblages bois***

Les éléments structuraux en bois sont souvent assemblés par des tiges et des plaques métalliques qui constituent les liaisons dans la structure. Ce type de liaison est généralement conçu pour transmettre des efforts de cisaillement et des moments de flexion. Afin de simplifier l'analyse de son comportement, des sollicitations simples sont souvent adoptées : traction parallèle au fil, perpendiculaire au fil ou flexion.

Certains résultats expérimentaux sont disponibles dans la littérature, mais ils ne sont pas en nombre suffisant pour vérifier et proposer des modèles analytiques. Le modèle numérique validé peut nous permettre de mener des études paramétriques sur des configurations d'assemblages plus larges que celles disponibles. Ainsi, il est nécessaire de développer un modèle qui peut bien simuler la résistance et la rigidté d'assemblages bois.

La rupture fragile de l'assemblage bois-métal est provoquée par le composant bois en raison de sa faible résistance par rapport au composant métallique. Au cours de l'augmentation de la charge, le matériau bois montre un processus de rupture progressive. Toutefois, les modèles éléments finis existants basés sur un comportement élasto-plastique ne peuvent pas appréhender ce phénomène. L'expérience numérique basée sur des modèles élément finis a montré que le calcul permet d'obtenir un comportement mécanique de l'assemblage plus rigide que l'observation expérimentale [LAP 06]. La présente étude est consacrée à la modélisation de ces assemblages en introduisant un critère qui tient compte de la rupture progressive du matériau bois.

Ce rapport de thèse est organisé en cinq parties. La partie A présente une introduction générale sur le matériau bois et les assemblages. Cette étude bibliographique est complétée par des mesures des propriétés mécaniques du bois et du comportement général des assemblages, et en particulier, les assemblages mécaniques par broches et boulons. Aussi, sont présentés des études expérimentales d'assemblages et l'état de l'art des modèles numériques basés sur les éléments finis.

La partie B présente les données relatives aux approches réglementaires et analytiques disponibles dans la littérature. L'approche réglementaire nous permet de calculer la résistance des assemblages sous différentes sollicitations. La théorie de poutres sur appuis élastique continus et la théorie de Volkersen sont introduites afin de calculer les contraintes de traction perpendiculaire au fil et les contraintes de cisaillement parallèle au fil, respectivement. A l'aide de ces deux types de contraintes, nous proposons une approche analytique basée sur les interactions des contraintes pour le calcul de la résistance d'assemblage sollicité parallèlement au fil (partie E).

Dans la partie C, les résultats d'essais expérimentaux réalisés dans la Plateforme MSGC de Polytech'Clermont-Ferrand, sont rapportés. Ils concernent des assemblages bois-métal à broches multiples en double cisaillement avec une plaque métallique centrale, sous trois types de sollicitations : traction parallèle au fil, traction perpendiculaire au fil et flexion. Ils permettent de valider le modèle numérique construit dans cette étude

La partie D présente le modèle éléments finis tridimensionnel développé à l'aide du logiciel Marc. Afin de bien comprendre ce modèle, nous exposons la démarche retenue pour la simulation numérique du comportement des assemblages, telle que, le maillage, la modélisation des matériaux, les conditions aux limites et la description du contact. Une autre application concerne les simulations d'essais de portance locale.

La partie E présente la validation et l'application du modèle éléments finis 3D. Il est validé sur la base d'une approche globale où les courbes charge-glissement sont comparées à celles des essais rapportés dans la partie C. Le modèle ainsi validé est utilisé pour mener une étude paramétrique du comportement des assemblages. Cette étude paramétrique permet d'avoir une compréhension fine de la réponse mécanique des assemblages. Elle est ensuite utilisée pour évaluer la pertinence des modèles analytiques portant sur la prédiction du comportement des assemblages.

Partie A
Bibliographie

1. Matériau bois

Contrairement à l'acier et au béton, l'utilisation du bois a été moins développée dans le domaine de la construction pendant de longues années à cause de son origine naturelle (matériau fortement anisotrope, non homogène, sensible à l'humidité, à résistance limitée…). Aujourd'hui, et suite à l'accomplissement de plusieurs programmes de recherche scientifique, de nouvelles technologies ont été développées pour mieux maîtriser les constructions en bois. Son caractère écologique, son aspect esthétique et sa faible consommation d'énergie d'usinage, ne laissent pas les architectes et les concepteurs techniques indifférents. Ce qui lui a permis d'acquérir une certaine notoriété d'utilisation qui s'explique par une demande de plus en plus croissante.

Ainsi, il est nécessaire de connaître le comportement du matériau bois, et en particulier ses propriétés mécaniques telles que la traction et la compression parallèles et perpendiculaires au fil et le cisaillement.

1.1. Généralités

De par son origine naturelle, le bois est considéré comme un matériau vivant. Par conséquent, son organisation et sa structure conditionnent ses propriétés mécaniques. En effet, c'est un matériau anisotrope. Ainsi, la coupe transversale du tronc d'un arbre montre une succession de couches concentriques d'accroissement annuel appelées cernes. Ce bois est formé de différents tissus ayant des fonctions différentes. Le tissu servant de soutien est appelé la lignine. Elle est composée de cellules allongées parallèles et groupées en faisceaux appelées fibres. Ces fibres sont orientées dans le sens du tronc de l'arbre en définissant le sens du fil (ou des fibres). De part la structure même du matériau, deux autres directions transversales peuvent être définies. La première appelée direction radiale coïncide avec la normale aux cernes. La deuxième appelée direction tangentielle correspond à une direction tangentielle aux cernes. Il est commun de considérer ces trois axes de symétrie géométrique comme des axes de symétrie matérielle en considérant une hypothèse de comportement orthotrope plan (figure A.1).

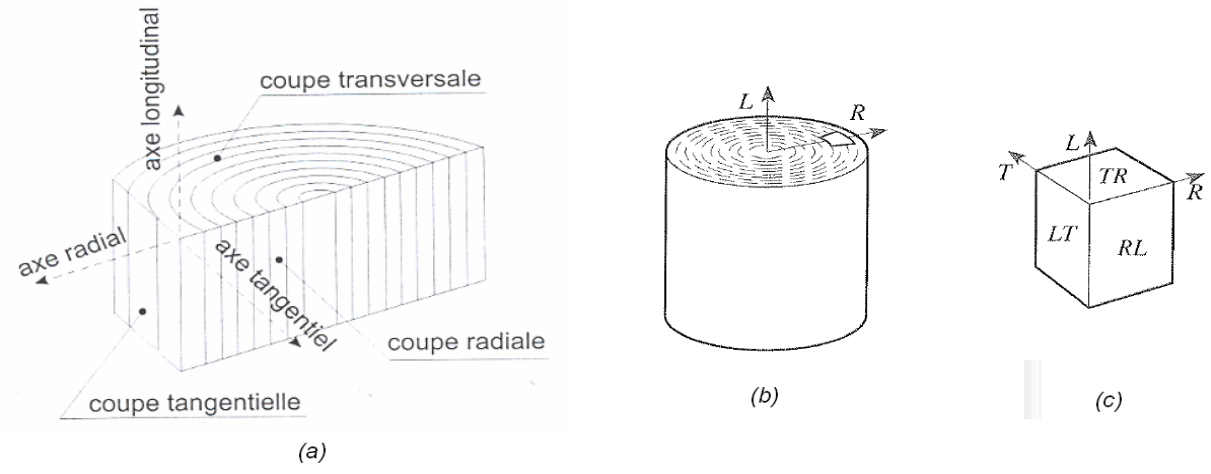


Figure A. 1 : ***Coupes et axes dans un tronc d'arbre***

Pour éviter des problèmes liés au caractère fortement anisotrope et hétérogène du bois et pour permettre d'atteindre des portées plus grandes et des formes courbes, le bois lamellé-collé (*BLC*) est développé. Il est obtenu par collage de lamelles de bois dont le fil est généralement parallèle. Les éléments de base sont des lamelles en résineux, le plus souvent de l'épicéa, de sapin, de pin sylvestre et de douglas. Les dimensions courantes sont :

- Largeur : de *60* à *240 mm*,
- Hauteur : de *100* à *600 mm*,
- Longueur : jusqu'à *40 m*.

Ces lamelles sont séchées jusqu'à une humidité inférieure à *15%*, rabotées et puis classées mécaniquement. Les nœuds d'extrémité des lamelles sont éliminés pour garantir un aboutage de bonne qualité. Elles sont ensuite raboutées à l'aide de joints collés à entures multiples, pour former des lamelles continues. Ces dernières sont alors juxtaposées et superposées afin de constituer un élément structural en BLC (figure A.2) [LY 06].

(a) Principe du joint à entures multiples *(b) Poutre en BLC*

Figure A. 2 : ***Principes de formation d'un élément en BLC [LY 06]***

Le bois lamellé-collé (*BLC*) est un matériau de structure de haute technologie ayant de nombreux avantages comparés au bois massif. La haute résistance du *BLC* par rapport à son poids permet de montrer que, à prix comparable, il est le plus solide des matériaux de construction en bois. Il est possible de fabriquer des éléments droits ou courbes, selon la demande. Ce matériau revêt un grand intérêt pour la réalisation d'éléments de grande portée (donc, de grandes surfaces.) le *BLC* est aussi régulièrement utilisé dans des complexes sportifs et d'autres bâtiments publics, où il est également apprécié pour ses qualités acoustiques. La grande souplesse architecturale qu'il autorise en fait aussi un matériau de choix pour les maisons individuelles, églises, écoles. Son coût d'entretien est bas grâce à son haut degré d'imperméabilité à l'humidité et à la pollution. Il offre également une grande stabilité au feu car, même s'il est combustible, son mode de combustion et l'épaisseur des sections utilisées lui permettent de conserver longtemps sa résistance lorsqu'il est exposé à de fortes températures.

1.2. Propriétés mécaniques du bois

Les propriétés mécaniques du bois sont les grandeurs qui permettent de caractériser le comportement de ce matériau, de point de vue élastique et de point de vue de sa résistance. Les modules d'élasticité, les modules de cisaillement et les coefficients de Poisson sont associés à la description du comportement élastique selon les axes d'orthotropie du matériau.

Le module de rupture en flexion, les contraintes de compression et de traction parallèle et perpendiculaire au fil, et la contrainte de cisaillement parallèle au fil sont associés à la description de la résistance. Des mesures supplémentaires sont généralement faites pour évaluer le travail de la charge maximale en flexion, la résistance à l'impact.

1.2.1. Propriétés élastiques

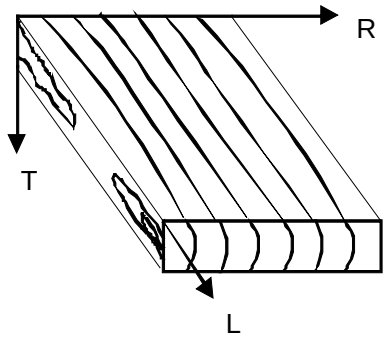
Pour une pièce de dimension suffisamment grande par rapport aux dimensions des fibres, lorsque le bois est soumis à de petites déformations, la loi élastique de Hooke généralisée pour un matériau homogène élastique orthotrope peut assez bien représenter le comportement du matériau bois [GUI 87]. Par rapport aux matériaux de construction usuels, les propriétés du bois sont fortement directionnelles.

Pour un matériau anisotrope, la matrice des complaisances élastiques comporte *81* termes indépendants. Cependant, les hypothèses d'orthotropie et de symétrie de cette matrice réduisent le nombre de termes indépendants à un nombre de *9*. La matrice de complaisance en notation condensée $\{\varepsilon_{ij}\} = [S_{ij}]\{\sigma_j\}$ s'écrit alors pour les plans du repère (*O,L,R,T*) comme suit :

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{LL} \\ \varepsilon_{TT} \\ \varepsilon_{RR} \\ \gamma_{TL} \\ \gamma_{LR} \\ \gamma_{RT} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_L} & -\frac{\upsilon_{TL}}{E_T} & -\frac{\upsilon_{RL}}{E_R} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\upsilon_{LT}}{E_L} & \frac{1}{E_T} & -\frac{\upsilon_{RT}}{E_R} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\upsilon_{LR}}{E_L} & -\frac{\upsilon_{TR}}{E_T} & \frac{1}{E_R} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{TL}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{LR}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{RT}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{LL} \\ \sigma_{TT} \\ \sigma_{RR} \\ \sigma_{TL} \\ \sigma_{LR} \\ \sigma_{RT} \end{Bmatrix} \qquad \text{(A.1)}$$

où :

- ε est la déformation axiale ;
- γ est la déformation de cisaillement ;
- E est le module d'élasticité ;
- G est le module de cisaillement ;
- ν est le coefficient de Poisson ;
- σ est la contrainte.



L = direction longitudinale

R = direction radiale

T = direction tangentielle

Figure A. 3 : ***Directions principales d'un échantillon de bois***

La symétrie de la matrice de souplesse $[S_{ij}]$ de (A.1) est respectée si :

$$\frac{\upsilon_{ij}}{E_i} = \frac{\upsilon_{ji}}{E_j} \quad \text{avec } i \text{ et } j = L, R, T. \tag{A.2}$$

De plus, les coefficients de Poisson doivent vérifier la condition de "positivité" de l'énergie de déformation telle que :

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} > 0 \quad \text{avec } i \text{ et } j = L, R, T. \tag{A.3}$$

Toutes les grandeurs étant par définition positives, cette condition se traduit par la relation suivante :

$$\begin{cases} 1 - \upsilon_{RT} \cdot \upsilon_{TR} - \upsilon_{RL} \cdot \upsilon_{LR} - \upsilon_{LT} \cdot \upsilon_{TR} \cdot \upsilon_{TL} - \upsilon_{LT} \cdot \upsilon_{LR} \cdot \upsilon_{RT} - \upsilon_{TL} \cdot \upsilon_{LT} > 0 \\ 1 - \upsilon_{LR} \cdot \upsilon_{RL} > 0 \\ 1 - \upsilon_{TR} \cdot \upsilon_{RL} > 0 \\ 1 - \upsilon_{TL} \cdot \upsilon_{LT} > 0 \end{cases} \tag{A.4}$$

Ce modèle représente le comportement élastique orthotrope de n'importe quelle essence de bois notamment en milieu continu tridimensionnel. Pour cela trois modules d'élasticité, trois modules de cisaillement et six coefficients de Poisson non indépendants sont définis. Le tableau A.1 et A.2 donnent les caractéristiques élastiques (valeurs moyennes) des principales essences utilisées. Le tableau A.3 donne les valeurs des coefficients de Poisson moyens pour les essences feuillues et résineuses [GUI 87].

Tableau A. 1 : ***Caractéristiques élastiques du bois***

	Douglas			Epicéa		Pin	Chêne		Movingui
ρ_m (kg/m^3)	470	440	480	360	390	490	560	590	760
H (%)	12	12	12	12,8	12	12	12	12	12
E_L (MPa)	16872	16858	16000	10775	11800	16015	15248	14881	16000
E_R (MPa)	949	848	1010	650	920	1182	1182	1505	2490
E_T (MPa)	934	842	800	349	510	616	616	830	1730
G_{LR} (MPa)	749	713	900	534	760	828	828	970	1410
G_{LT} (MPa)	802	856	900	440	730	688	688	697	1230
G_{RT} (MPa)	114	109	90	41	40	320	320	399	550

***** Les valeurs en blanc sont indiquées par Bodig [BOD 73]
****** Les valeurs en gris sont indiquées par Guitard [GUI 87]

Tableau A. 2 : ***Valeurs de coefficients de Poisson pour le bois [BOD 73]***

	Douglas		Epicéa	Pin	Chêne	
υ_{LR}	0,17	0,41	0,34	0,39	0,39	0,22
υ_{LT}	0,47	0,54	0,40	0,44	0,57	0,46
υ_{RT}	0,52	0,54	0,42	0,45	0,6	0,51
υ_{TR}	0,21	0,51	0,38	0,39	0,18	0,31
υ_{RL}	0,05	0,04			0,04	0,03
υ_{TL}	0,02	0,05			0,02	0,05

Tableau A. 3 : ***Valeurs de coefficients de Poisson moyens pour les essences feuillues et résineuses [GUI 87]***

Essence	ρ (kg/m^3)	υ_{LR}	υ_{LT}	υ_{RT}	υ_{TR}	υ_{RL}	υ_{TL}
Feuillus	650	0,39	0,46	0,67	0,38	0,048	0,033
Résineux	450	0,39	0,43	0,51	0,31	0,030	0,020

En effet, les caractéristiques élastiques des directions *R* et *T* étant proches, elles peuvent être prises égales. Ces deux directions correspondent à la direction perpendiculaire (ou

transversale) au fil du bois. Le nombre de paramètres nécessaires pour définir quantitativement le comportement se réduit alors de façon appréciable à *4* caractéristiques élastiques :

- E_0, le module d'élasticité de la direction longitudinale (E_L),
- E_{90}, le module d'élasticité de la direction transversale ($E_R = E_T$),
- G, le module de cisaillement moyen entre les deux directions,
- υ, le coefficient de Poisson.

Le *BLC* en fonction de son mode de réalisation possède des propriétés mécaniques assez homogènes, deux types de comportements mécaniques sont considérés, l'un parallèle au fil (à *0°*) et l'autre perpendiculaire au fil (à *90°*). Une loi de matériau orthotrope est adoptée pour simuler le comportement du bois lamellé-collé.

Les poutres en bois lamellé-collé peuvent être composées soit de lamelles de bois massif de classes mécaniques identiques : *LC* homogène *GLxxh*, soit de lamelles de bois massif de classes mécaniques différentes : *LC* panaché *GLxxc*. Toutes les caractéristiques mécaniques du bois sont répertoriées en fonction de sa classe dans des documents normatifs [EN1194, 99].

Tableau A. 4 : ***Résistance caractéristique et rigidité en (MPa) et masse volumiques en (kg/m³) (pour du bois lamellé-collé homogène)***

Classe de résistance		GL 24 h	GL 28 h	GL 32 h	GL 36 h
Résistance en flexion	$f_{m,k}$	24	28	32	36
Résistances en traction	$f_{t,0,k}$	16,5	19,5	22,5	36
	$f_{t,90,k}$	0,4	0,45	0,5	0,6
Résistances en compression	$f_{c,0,k}$	24	26,5	29	31
	$f_{c,90,k}$	2,7	3,0	3,3	3,6
Résistance en cisaillement	$f_{v,k}$	2,7	3,2	3,8	4,3
Modules d'élasticité	$E_{0,moy}$	11600	12600	13700	14700
	$E_{0,05}$	9400	10200	11100	11900
	$E_{90,moy}$	390	420	460	490
Module de cisaillement	$G_{g,moy}$	720	780	850	910
Masse volumique	ρ_k	380	410	430	450
Masse volumique	ρ_m	440	480	520	560

1.2.2. Traction et compression parallèle au fil

Dans le sens du fil, il y a une égalité entre les modules d'élasticité en traction, en compression et en flexion. Des limites d'élasticité et de rupture sont plus élevées en traction qu'en compression. Le bois sollicité en traction se caractérise par un comportement élastique fragile (figure A.4). En effet, au niveau local, la rupture se propage au sein des trachéides qui ont

subi une élongation. De manière quantitative, la résistance de traction longitudinale est, en général, deux fois plus élevée que la résistance de compression longitudinale. Cette constatation peut s'inverser lorsqu'il s'agit de bois de structures massives non exempts de nœuds et fentes, et de lamellé-collé. Alors qu'en compression la rupture se fait par flambement des fibres, par cisaillement ou par effet de traction transversale. Il s'agit alors d'une rupture ductile.

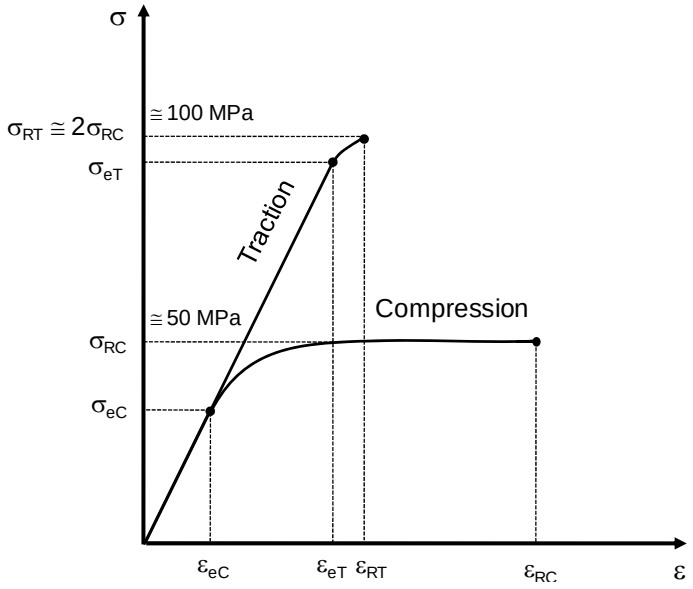


Figure A. 4 : ***Comportement du bois en traction / compression dans la direction longitudinale [TRO 01]***

Pour disposer des propriétés mécaniques réelles du BLC, LY [LY 06] a réalisé des essais de *BLC* à la classe de résistance *GL28h*. La figure A.5 présente les résultats des essais en traction et en compression parallèle au fil. En traction, le bois possède un comportement élastique jusqu'à l'atteinte d'une ruine à caractère fragile; en compression, le comportement élasto-plastique est caractérisé par une grande ductilité.

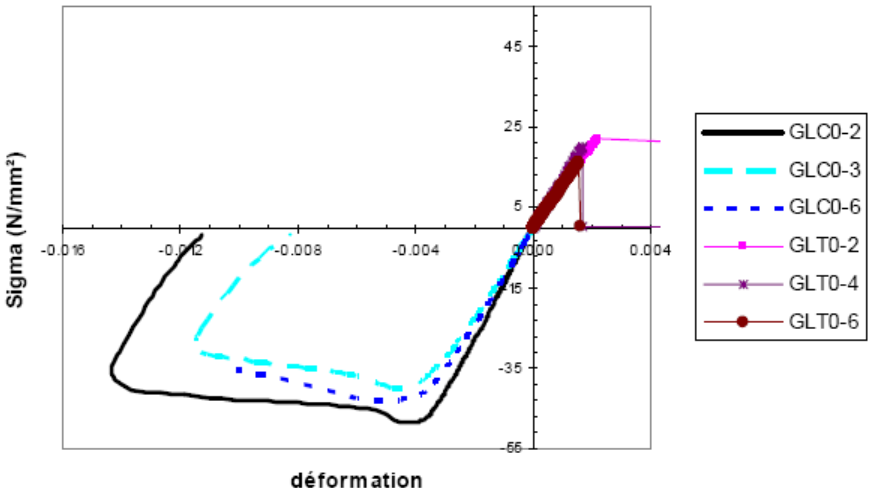


Figure A. 5 : ***Comportement du BLC dans la direction parallèle au fil [LY 06]***

Tableau A. 5 : ***Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction parallèle au fil [LY 06]***

	ρ (kg/m^3)	E_0 (MPa)	$f_{e,0}$ (MPa)
GL T0	488,5	11660,2	22,1
	462,8	11415,7	20,1
	455,2	10030,2	16,4
GL C0	513,7	14402,6	48,6
	504,6	11185,6	40,1
	500,9	12618,6	43,2

Nous supposons que le bois a un module élastique équivalent en compression et en traction [NAT, 00], la partie élastique des courbes de comportement semblant similaire pour ces deux sollicitations. La petite différence qui existe entre les courbes est probablement due à la différence de la masse volumique des éprouvettes [LY 06]. Les valeurs du module d'élasticité et de la résistance ultime obtenues lors des essais sont reportées au tableau A.5, ainsi que la masse volumique des éprouvettes.

Brandner et al. [BRA 06] ont effectué des tests de traction parallèle au fil du *BLC* avec une classe de résistance supérieure ou égale à *GL24h*. Les résultats sont donnés dans le tableau A.6. Le coefficient de variation de résistance de traction longitudinale varie entre *10%* et *30%*.

Tableau A. 6 : ***Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction parallèle au fil [BRA 06]***

	T_1			T_2			T_3		
	ρ (kg/m^3)	E_0 (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)	ρ (kg/m^3)	E_0 (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)	ρ (kg/m^3)	E_0 (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)
Nombre	46			41			29		30
Moyenne	460	11900	23	453	11750	24,6	457	12380	28,3
COV (%)	6,4	11,6	26,8	4,5	8,4	17,7	3,6	7,3	14,6

1.2.3. Traction et compression perpendiculaire au fil

La résistance en traction perpendiculaire au fil est une caractéristique déterminante dans la construction bois. En effet, pour ce type de sollicitation, le bois présente une résistance très faible avec une grande variabilité. La rupture est due à une décohésion des trachéides. Elle est donc de type fragile. La résistance en traction perpendiculaire est fortement diminuée par des défauts tels les nœuds et les fentes. Contrairement au comportement en traction

perpendiculaire, celui en compression est ductile. En effet, les fibres sont écrasées sous l'action de la sollicitation.

Dans les essais de *BLC* effectués par LY [LY 06], la résistance du bois est plus faible dans la direction perpendiculaire au fil en comparaison avec la direction parallèle au fil. A l'instar du comportement "parallèle au fil", le bois est également fragile en traction et ductile en compression (figure A.6) [LY 06] :

• En traction, le bois a un comportement élastique et une rupture fragile. La rupture s'amorce souvent à cause de défauts dans l'éprouvette. Ces défauts peuvent être le collage entre les lamelles, la présence d'une fissure initiale…etc.

• En compression, les fibres sont de plus en plus compactées l'une contre l'autre au cours de chargement, ce qui génère un comportement très ductile (sa déformation maximale peut atteindre *20%*), jusqu'à l'écrasement total des fibres. Un comportement de type bilinéaire est aussi observé.

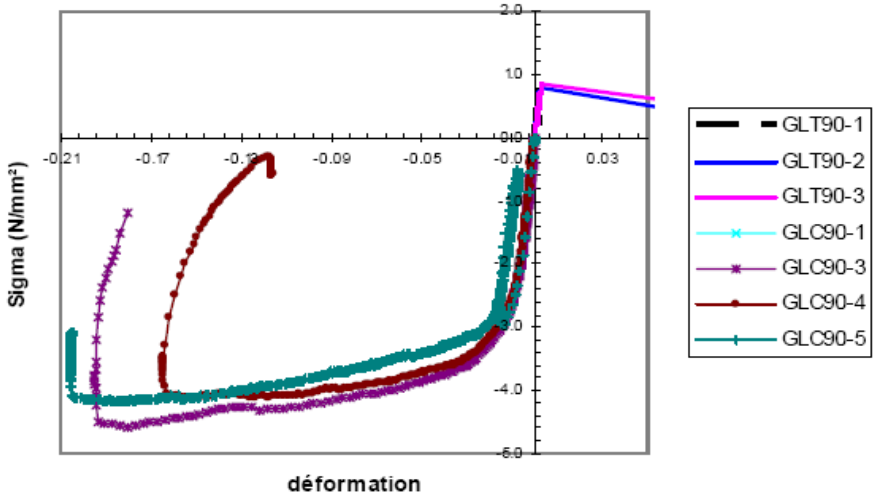


Figure A. 6 : ***Comportement du BLC dans la direction perpendiculaire au fil [LY 06]***

Les valeurs moyennes du module d'élasticité et de la masse volumique obtenues lors des essais sont reportées dans le tableau A.7. Les modules élastiques en compression et en traction sont similaires dans les deux directions.

En raison de la complexité du comportement mécanique du bois, un comportement simplifié doit être envisagé. Ceci doit approcher au mieux le comportement réel du bois dans le domaine des déformations étudiées. En traction parallèle et perpendiculaire au fil, le bois a un comportement élastique et une rupture fragile. En compression parallèle et perpendiculaire au fil, le bois a un comportement bilinéaire (élasto-plastique) qui représente un caractère plutôt ductile. L'hypothèse d'un module d'élasticité équivalent en compression et en traction est acceptable [LY 06].

Tableau A. 7 : ***Caractéristiques mécaniques mesurées dans la direction perpendiculaire au fil [LY 06]***

	ρ (kg/m^3)	E_{90} (MPa)	$f_{e,90}$ (MPa)
GL T90	411,9	306,5	0,78
	415,4	323,2	0,69
	413,6	303,9	0,56
GL C90	450,2	341,3	3,50
	462,6	372,5	3,65
	458,6	332,1	3,50
	461,4	226,1	3,20

Hoffmeyer et al. [HOF 00] ont aussi effectué des essais en compression perpendiculaire au fil du *BLC*, *120* éprouvettes ont été testées. Ces résultats sont donnés dans le tableau A.8. Le coefficient de variation de la résistance en compression transversale est d'environ *10%.*

Tableau A. 8 : ***Résistance en compression perpendiculaire au fil [HOF 00]***

	ρ (kg/m^3)	$f_{c,90}$ (MPa)
Moyenne	466	2,9
COV (%)	4,8	9,3

Petdersen et al. [PED 03] ont effectué des essais en compression perpendiculaire au fil du bois. Dans cette compagne d'essais, *36* éprouvettes (deux pièces de l'aubier en épicéa collées) sont classées en quatre groupes de hauteurs différentes : *25, 45, 70* et *130 mm*, avec une section en *70x45 mm*^{2}. La masse volumique moyenne est égale à *452 kg/m*^{3}. Ces résultats sont donnés dans le tableau A.9.

Tableau A. 9 : ***Résistance en traction perpendiculaire au fil [PED 03]***

Hauteur (mm)	$f_{t,90,m}$ (MPa)	COV (%)
25	3,49	43
45	2,69	30
70	2,11	43
130	1,62	23

Il peut être observé que la résistance en traction perpendiculaire au fil est influencée par la dimension de l'éprouvette. Aicher et al. [AIC 02] ont récapitulé des résistances en traction perpendiculaire au fil du *BLC* données par quelques auteurs (tableau A.10). Ils ont aussi présenté quatre modèles qui tiennent compte de l'effet des dimensions et permettent d'évaluer les résistances en fonction des caractéristiques géométriques.

Tableau A. 10 : ***Traction perpendiculaire au fil du BLC [AIC 02]***

N°	Ref.	Nombre	Hauteur (h)	Largeur (b)	Longueur (l)	Section (S)	Volume (V)	$f_{t,90,m}$	COV
			(mm)	(mm)	(mm)	(dm^2)	(dm^3)	(MPa)	(%)
1	M	36	67	20	20	0,134	0,027	2,44	19,5
2	M	25	67,1	29	24	0,195	0,047	3,20	15,5
3	M	93	100	29	24	0,290	0,070	2,09	35,8
4	M	20	60	31	26,3	0,186	0,049	3,06	20,9
5	M	18	178	55	20	0,979	0,196	1,72	25,7
6	M	17	225	55	20,1	1,238	0,249	1,45	33,9
7	M	156	250	55	19,8	1,375	0,273	1,34	34,0
8	M	36	133	45	46	0,599	0,275	1,93	23,5
9	M	10	160	70	41	1,120	0,459	1,57	17,9
10	M	25	250	60	59,6	1,500	0,894	1,39	19,8
11	M	12	160	70	70,8	1,120	0,794	1,67	26,1
12	M	18	294	90	97	2,646	2,567	1,06	31,0
13	M	87	300	90	97	2,700	2,619	1,10	26,3
14	M	18	128	139	141	1,779	2,509	1,10	30,4
15	M	11	1104	200	100	22,080	22,080	0,65	23,0
16	M	18	1336	139	141	18,570	26,184	0,64	9,2
17	M	13	28,6	100	250	0,286	0,715	1,55	19,9
18	B	64	400	100	250	4,000	10,000	0,76	24,9
19	A	44	400	90	275	3,600	9,900	0,90	10,4
20	A	43	528	40	405	7,392	29,938	0,68	11,4

* M : [MIS 98]

** B : [BLA 98]
*** A : [AIC 98]

$$f_{t,90} = f_{t,90,R}\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\frac{1}{m_V}} \quad \text{Modèle de volume} \quad (A.5)$$

$$f_{t,90} = f_{t,90,R}\left(\frac{h_0}{h}\right)^{\frac{1}{m_h}} \quad \text{Modèle de hauteur} \quad (A.6)$$

$$f_{t,90} = f_{t,90,R}\left(\frac{S_0}{S}\right)^{\frac{1}{m_S}} \quad \text{Modèle de section} \quad (A.7)$$

$$f_{t,90} = f_{t,90,R}\left(\frac{S_0}{S}\right)^{\frac{1}{m_{SL}}}\left(\frac{L_0}{L}\right)^{\frac{1}{m_L}} \quad \text{Modèle de section / longueur} \quad (A.8)$$

Dans les équations A.5 à A.8 du tableau A.10, le volume est défini par $V = b \cdot h \cdot L$ où L est la longueur parallèle au fil. La section est définie par $S = B \cdot h$ dans le plan radial-tangentiel. $f_{t,90,R}$ est la résistance en traction perpendiculaire au fil pour les dimensions de référence. Les dimensions de référence sont données comme suit :

$V_0 = 0{,}01\ m^3$	Conformément à EC5
$h_0 = 0{,}4\ m$	Proposé conformément à EN 408
$S_0 = 0{,}04\ m^2$	Proposé conformément à EN 408
$S_0 = 0{,}04\ m^2$, $L_0 = 0{,}25\ m$	Proposé par analogie avec $V_0 = 0{,}01\ m^3$

L'évaluation de l'effet des dimensions a été effectuée par ajustement de résultats expérimentaux en régression linéaire. Les exposants des quatre modèles sont donnés dans le tableau A.11. L'exposant de $1/m_V = 0{,}211$ est en bon accord avec la valeur de $1/m_V = 0{,}2$ proposée dans l'EC5 [EC5 04]. Grace à la bonne valeur du coefficient de corrélation ($R^2 = 0{,}889$), il semble que la section est un paramètre important pour représenter l'effet des dimensions sur la résistance en traction perpendiculaire au fil.

Tableau A. 11 : ***Résultats de régression linéaire [AIC 02]***

Modèle de volume (A.5)		Modèle de hauteur (A.6)		Modèle de section (A.7)		Modèle de section / longueur (A.8)		
$1/m_V$	R^2	$1/m_h$	R^2	$1/m_S$	R^2	$1/m_{SL}$	$1/m_L$	R^2
0,211	0,918	0,430	0,716	0,319	0,889	0,263	0,132	0,938

1.2.4. Cisaillement

La rupture du bois en cisaillement dépend de la direction de chargement. En effet, l'atteinte de la résistance en cisaillement selon les directions *LR* et *LT* se traduit par une décohésion des trachéides. Cette séparation se réalise de manière brutale. La rupture est donc fragile. Ce type de rupture est fréquent dans les assemblages de type tige. Le deuxième type de faciès de rupture rencontré, notamment dans les assemblages entre éléments dont les directions de fil sont croisées, correspond à un écrasement et un cisaillement perpendiculairement à leur axe des trachéides. Ce phénomène correspond à l'atteinte de la résistance en cisaillement suivant les plans *RL* et *RT*. Cette résistance est *3* à *4* fois supérieure à celles des plans *LR* et *LT*.

Riyanto et Gupta [RIY 96] ont effectué des essais en cisaillement parallèle au fil du bois. Un nombre de *125* éprouvettes en Douglas ont été testées en cisaillement par compression pour étudier l'effet de l'angle de cerne entre le plan *LT* et la section cisaillée. Ces résultats sont donnés dans le tableau A.12. L'effet de l'angle de cerne n'est pas significatif. Cependant, la masse volumique montre une relation avec la résistance en cisaillement parallèle au fil. Une équation par régression linéaire avec $R^2 = 0,46$ est donnée comme suit :

$$f_v = 1,67 + 0,012\rho \qquad \text{(A.9)}$$

Tableau A. 12 : ***Résistance en cisaillement à 10 différents angles de cerne***

Groupe	Angle de cerne (°)	Nombre d'éprouvettes	ρ (kg/m^3)	h (%)	f_v (MPa)	COV (%)
1	0	10	590	17,0	8,09	16
2	10	11	590	17,3	8,81	8
3	20	14	580	17,1	8,65	12
4	30	17	570	17,8	8,55	11
5	40	17	540	17,1	8,25	7
6	50	16	560	17,3	8,67	10
7	60	12	560	17,5	8,69	12
8	70	10	570	17,7	8,55	8
9	80	10	590	17,1	8,61	9
10	90	8	570	17,0	8,51	7
Moyenne			570	17,3	8,54	10

Grekin et Surini [GRE 08] ont aussi effectué des essais en cisaillement parallèle au fil du bois en pin sylvestre de différentes régions (figure A.7). Ces résultats sont donnés dans le tableau A.13. Ils ont trouvé que la résistance en cisaillement est en corrélation avec la masse volumique. Une équation par régression linéaire avec $R^2 = 0,617$ est donnée comme suit :

$$f_v = 0,507 + 0,0193\rho \qquad \text{(A.10)}$$

Tableau A. 13 : ***Résultats d'essais en cisaillement [GRE 08]***

Distance de la moelle (mm)		Région				
		1-NF	2-CIF	3-SEF	4-SCS	5-SS
≤ 50	Nombre	96	67	99	103	97
	f_v (MPa)	7,7	7,7	7,6	8,0	8,3
	COV (%)	11	11	12	12	14
	ρ (kg/m^3)	386	388	384	395	410
	COV (%)	8	9	10	10	11
51-100	N	76	63	107	99	99
	f_v (MPa)	8,2	8,3	8,7	8,7	9,0
	COV (%)	13	12	12	11	11
	ρ (kg/m^3)	398	423	434	436	444
	COV (%)	11	11	9	11	10
≥ 100	N	11	22	20	29	46
	f_v (MPa)	8,3	9,2	9,2	9,4	9,5
	COV (%)	16	9	10	10	10
	ρ (kg/m^3)	404	453	450	451	458
	COV (%)	14	9	7	8	8

NF Nord de la Finlande (Northern Finland)
CIF Centre intérieur de la Finlande (Central inland Finland)
SEF Sud-Est de la Finlande (Southeastern Finland)
SCS Sud-Centre de la Suède (South-central Sweden)
SS Sud de la Suède (Southern Sweden)

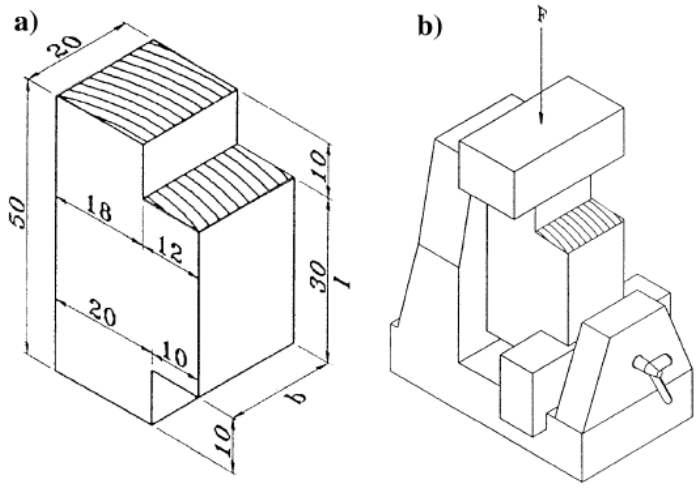


Figure A. 7 : ***Géométrie et configuration de l'essai en cisaillement [GRE 08]***

Denzler et Glos [DEN 07] ont présenté des résultats d'essais de résistance en cisaillement parallèle au fil du bois en épicéa conformément à l'EN 408 [EN408 04] (figure A.8). Des résultats de *260* éprouvettes sans nœuds sont donnés dans le tableau A.14. Les résistances en cisaillement avec ou sans moelle sont similaires. Cependant, leur ordre de grandeur est dépendant de l'orientation des cernes. A titre d'exemple, pour une configuration où l'orientation des cernes est radiale, la résistance en cisaillement enregistre sa plus grande valeur.

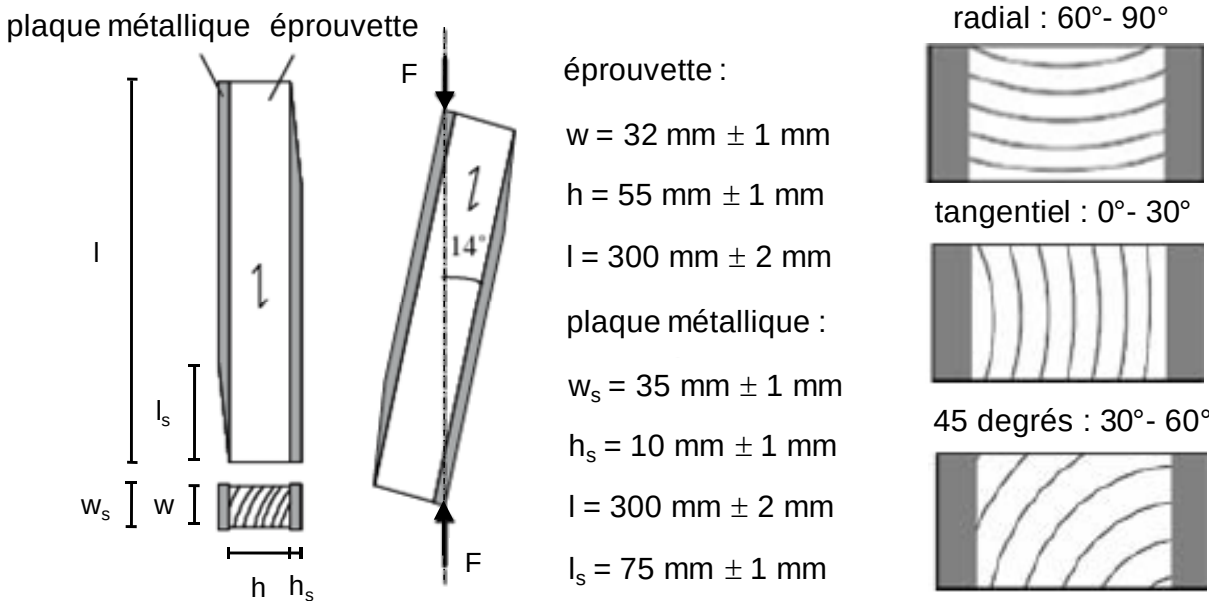


Figure A. 8 : ***Eprouvette et orientation de cerne [DEN 07]***

Tableau A. 14 : ***Résistance en cisaillement avec et sans moelle [DEN 07]***

		Sans moelle			Avec moelle
		Radial	Tangentiel	45 degrés	
f_v (MPa)	Nombre	81	79	80	20
	Moyenne	6,2	5,2	5,2	5,6
	COV (%)	19	15	13	20
ρ (kg/m^3)	Moyenne	436	450	439	397
	COV (%)	14	15	15	9

Une forte variabilité de propriétés mécaniques du bois est induite par l'origine naturelle du matériau. Le coefficient de variabilité est d'environ *10%* pour les comportements dits ductiles. Il est compris entre *10* à *40%* pour les comportements fragiles en traction et il est entre *10* à *20%* pour les comportements fragiles en cisaillement. Le coefficient de variabilité est au moins d'environ *10%* pour les résistances du bois.

2. Caractéristiques générales des assemblages

Dans la construction, l'assemblage peut se définir comme tout dispositif permettant d'assurer la liaison entre les barres ou les composants d'une structure et le transfert d'efforts entre les éléments d'une structure. L'assemblage est donc un ensemble de moyens par lequel on met en liaison des éléments d'une construction. Les assemblages en structure bois transmettent les efforts entre éléments par contact et frottement directs, par tiges métalliques, par connecteurs ou par embrèvements ou adhésifs, lesquels sont utilisés de façon isolée ou simultanée. Chacun des moyens utilisés a sa propre fonction : transmettre les efforts du bois, soit directement entre pièces, soit vers un organe de répartition; répartir et transmettre les efforts entre organes ou matériaux d'assemblage; maintenir le dispositif d'assemblage; supprimer les déplacements entre les organes d'assemblages et le bois afin d'augmenter la rigidité globale de l'assemblage; renforcer localement le bois dans la zone d'assemblage consistant à augmenter la résistance du bois à la traction transversale et dans une moindre mesure au cisaillement [LEG 95].

Cette partie fournit une classification des liaisons et ensuite introduit le caractère du comportement des assemblages mécaniques.

2.1. Classification des liaisons

Selon le type de transmission des efforts entre les éléments assemblés, Le Govic [LEG 95] a classé les assemblages en trois groupes : transmission directe; transmission par juxtaposition et transmission indirecte (figure A.9).

Les assemblages appartenant au groupe de transmission directe n'ont pas d'organes d'assemblage entre les pièces de bois. Ils transmettent uniquement des efforts de compression.

Les assemblages du groupe de transmission par juxtaposition possèdent une surface de recouvrement commune à toutes les pièces assemblées. Ce type d'assemblage peut transmettre les efforts de traction et de compression, les efforts tranchants et les moments fléchissants avec l'aide des organes d'assemblage et des adhésifs. À l'inverse des assemblages de transmission par juxtaposition, les assemblages de transmission indirecte ne possèdent pas de surface de recouvrement des pièces assemblées, et les efforts de traction, de compression, les efforts tranchants et les moments sont transmis par des éléments métalliques ou des colles.

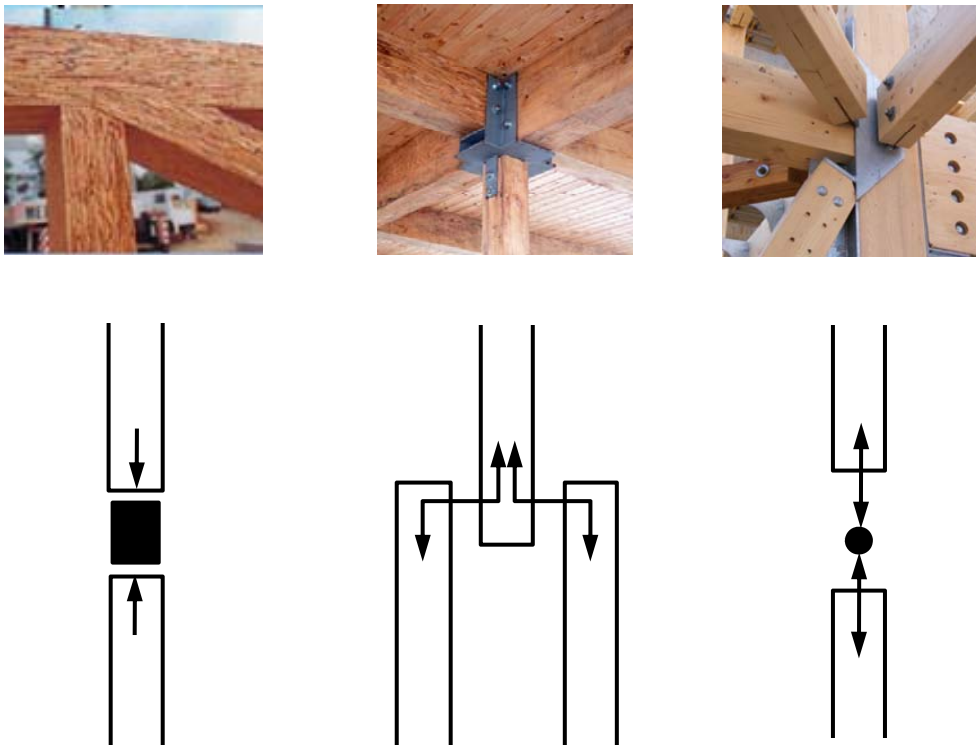


Figure A. 9 : ***Principes de transmission des efforts dans les assemblages bois***

Les moyens d'assemblage peuvent se classer suivant leurs procédés qui se réfèrent à une technologie. Les quatre modes d'assemblage sont les suivants : assemblage bois sur bois, assemblage mécanique, assemblage par collage et assemblage métallo-collé. Les différents moyens et procédés d'assemblage pour les structures en bois peuvent se distinguer, et donc se classer, selon deux critères : le type de transmission des efforts entre les pièces assemblées et la famille des matériaux utilisés pour transmettre ces efforts. Ces deux critères définissent les principes d'assemblage utilisés en structure bois. Le tableau A.15 regroupe les différents moyens et systèmes d'assemblage classés suivant leurs principes.

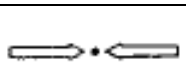
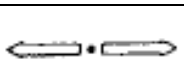
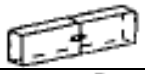
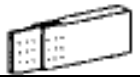
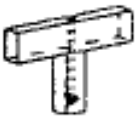
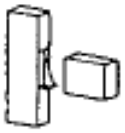
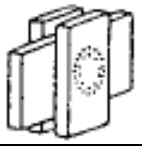
Tableau A. 15 : ***Les procédés d'assemblage en structure bois suivant leur principe de transmission [LEG 95]***

Type de transmission	Famille de matériau		
	Simple contact	Matériau rigide (bois, acier)	Adhésif
Transmission directe	Assemblages traditionnels à entailles (embrèvement, mi-bois, à tenon et mortaise)	Transmission par élément en bois dur (pour la compression)	Aboutages (larges entures)
Transmission par juxtaposition	Assemblage à queue d'aronde	· Aiguilles (système Menig) · Broche · Boulons · Tire-fond · Pointes · Crampons · Anneaux	· Fibres de verre collées en renfort · Assemblage de reins de portiques
Transmission indirecte		· Assemblage sur gousset par tiges · Connecteurs métalliques · Système centor · Système BSB et Moelven · Système Bertsche · Système Janebo · Système CTBA-Hilti · Système Greim	· Assemblages métallo - collés · Assemblages collés à contact · Goussets collés

Le mode de fonctionnement des assemblages est directement lié au type d'efforts auxquels ils résistent. Le blocage des déplacements génère des efforts internes au sein de l'assemblage, lesquels sont transmis aux éléments adjacents (tableau A.16).

Une liaison est définie comme l'ensemble des composants assurant le transfert des effets des actions appliquées entre les éléments d'une structure. Dans de nombreux cas, ce transfert s'effectue à l'aide de différents modes de liaison tels que les assemblages traditionnels par embrèvements, les assemblages collés ou les assemblages mécaniques. Ces différents modes peuvent être utilisés seuls ou en combinaison selon la compatibilité des déformations. Les liaisons courantes correspondent soit à des assemblages traditionnels, soit à des assemblages mécaniques pouvant être réalisés à l'aide de nombreux types d'organes.

Tableau A. 16 : ***Classification des assemblages selon leur géométrie et le type d'effort à transmettre [LEG 95]***

Géométrie	Effort normal		Effort tranchant	Moment fléchissant
				
				
				

2.2. Assemblages traditionnels

La liaison entre pièces se fait par simple contact, sans organe complémentaire pour transmettre les efforts. Il est essentiellement réservé aux sollicitations de compression. Issue d'une expérience et adapté aux particularités du matériau bois, ce principe est très largement utilisé dans les assemblages traditionnels de charpente. Ces assemblages présentent cependant des inconvénients : affaiblissement des éléments conduisant en général à des performances médiocres, nécessité d'un usinage précis qui restreigne fortement l'emploi, même si les machines d'usinage à commande numérique repoussent en partie ces limites.

Les assemblages traditionnels fonctionnent en mobilisant le contact bois sur bois et le frottement dans la zone d'assemblage. Ils permettent principalement d'assurer la transmission des efforts de compression même si l'utilisation de chevilles permet de supporter de faibles tractions.

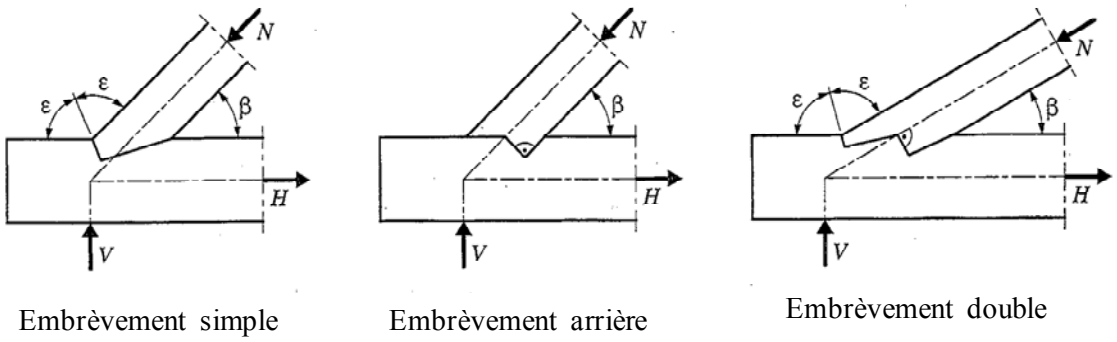
Les divers types d'assemblages traditionnels en bois peuvent être classés selon différents critères. Dans l'ouvrage de [GER 07], il a choisi comme principale caractéristique de distinction le critère artisanal du type d'assemblage (entablure, tenon, enture, entaillure, enfourchement, embrèvement, empatture, etc…), et ce sont ensuite la forme de l'assemblage (en long, d'angle, en T, croisé), sa position (vertical, horizontal), son orientation (droit/à angle droit, à l'oblique) et sa planéité qui jouent un rôle dans l'obtention d'un classement hiérarchique.

Bien qu'il existe une multitude de formes d'assemblages traditionnels, il est possible de les regrouper en quelques assemblages traditionnels de base. Dans cette partie, les assemblages traditionnels les plus couramment utilisés sont présentés tels que les assemblages par embrèvement, à mi-bois et à tenon et mortaise. Ces assemblages permettent soit de rallonger

les pièces dans la direction parallèle au fil du bois, soit de relier des pièces qui se croisent selon un angle quelconque.

2.2.1. Assemblage par embrèvement

Pour des assemblages en compression, l'embrèvement reste encore aujourd'hui la liaison la plus utilisée, sans forte consommation de pièces métalliques. Les embrèvements assurent la transmission entre deux pièces dont l'une d'elles est inclinée selon un angle donné. On distingue entre embrèvement simple, embrèvement arrière (embrèvement en gorge) et double embrèvement.



Embrèvement simple Embrèvement arrière Embrèvement double

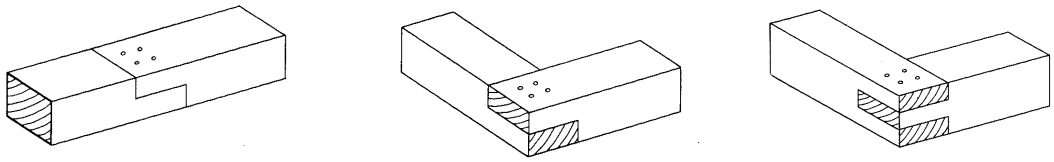
Figure A. 10 : ***Principaux types d'embrèvements [NAT 00]***

L'embrèvement simple est le plus couramment utilisé et ce n'est que lorsque la longueur d'avant bois est insuffisante que l'on a recours aux embrèvements arrières, ou aux embrèvements doubles. L'embrèvement est une liaison utilisée pour des pièces sollicitées en compression : transmission d'efforts de compression des arbalétriers ou des contrefiches sur des pièces soumises à la traction, tels que les entraits ou les poinçons. Le transfert de compression dans l'arbalétrier s'effectue par contact sur la surface frontale de l'assemblage. Cet assemblage sollicite également l'entrait en cisaillement.

L'assemblage par embrèvement ne constitue pas une liaison totale, car sa stabilité dépend de la direction de l'effort de liaison. On a parfois recours à des organes de type tige (chevilles, boulons) pour en assurer le maintien, ce qui rend leur réalisation complexe, notamment pour le cas de l'inversion des efforts. Cet assemblage nécessite un usinage précis et une hygrométrie maîtrisée.

2.2.2. Assemblage à mi-bois et à enfourchement

C'est l'assemblage de deux pièces de bois situées dans un même plan (figure A.12). Les efforts de compression sont transférés par contact ou par des moyens d'assemblage supplémentaires, lesquels sont nécessaires (par exemple des clous) pour absorber de faibles efforts de traction. Actuellement, les mi-bois et les enfourchements sont les plus souvent simplifiés et assujettis par des clous enfoncés en oblique ou par des tôles clouées [GOT 01].



Mi-bois pour joints de sablières, traverses, poutres appuyées

Mi-bois pour joints de sablières

Enfourchement

Figure A. 11 : ***Assemblage à mi-bois et à enfourchement [GOT 01]***

2.2.3. Assemblage à tenons et mortaises

Les tenons servent à maintenir deux pièces de bois dans leurs positions respectives, par exemple fixer latéralement des éléments comprimés tels que les appuis, arbalétriers, diagonales et aisseliers (figure A.12). Les assemblages par tenon permettent d'assurer la transmission d'efforts transversaux. Il existe traditionnellement deux types d'assemblages par tenons : les tenons centraux qui sont utilisés pour assembler des éléments de même hauteur et les tenons inférieurs pour des éléments de hauteurs différentes, par exemple dans les solivages. Ces derniers permettent d'obtenir un plancher plat malgré la différence de hauteur des différents éléments. Ce type d'assemblage peut être renforcé par une cheville complémentaire pour éviter la séparation des deux pièces.

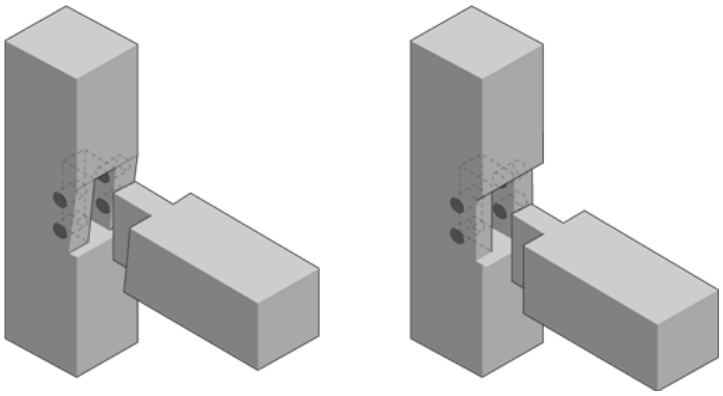


Figure A. 12 : ***Assemblage à tenon et mortaise***

Les mortaises doivent être positionnées dans l'axe ou dans la zone comprimée d'une poutre (pour, à la fois ne pas trop affaiblir celle-ci, mais aussi pour assurer une cohésion à l'assemblage.) De plus, le dimensionnement de la poutre porteuse doit prendre en compte la réduction de section induite par la présence de mortaises.

2.3. Assemblages mécaniques

Les moyens utilisés sont des organes individualisés à base d'acier et éventuellement de bois (gousset plan). C'est la plus grande famille de moyens d'assemblage pour le bois. Il correspond au mode de transmission par juxtaposition ou insertion d'éléments additionnels

(couvre-joints, gousset contreplaqué, plaques métalliques). Dans le cas des goussets ou des inserts, leur résistance interne doit être justifiée. Avec le développement de systèmes d'usinage précis du bois, ce dernier mode connaît aujourd'hui un développement important pour concilier esthétisme et rendement mécanique [RAC 01].

2.3.1. Typologie et comportement

Pour les assemblages mécaniques, les organes classiques se répartissent en deux groupes selon le mode de diffusion des efforts au sein du matériau bois pour assurer la liaison des éléments assemblés.

Le groupe principal correspond aux organes linéiques de type tige traversant ou ancré dans le bois. Ils ont un fonctionnement analogue à celui d'une poutre sur appuis élastiques continus. Pour ces organes, les caractéristiques du comportement du bois en portance locale ($f_{h,0}$, $f_{h,90}$) et du comportement en flexion des organes (M_y) conditionnent le transfert d'effort. Cette catégorie comprend les agrafes, les pointes, les vis, les boulons et les broches. Le point commun à tous ces derniers est que la force est transférée du matériau bois à l'assembleur par l'interface entre le bois et le fût de l'assembleur.

Le second groupe réunit les organes qui se caractérisent par la localisation des concentrations de contraintes en surface des pièces assemblées. Selon les différentiels de raideur entre les composants de la liaison, il faut distinguer :

- les organes dits surfaciques tels que les connecteurs métalliques à dents ou les plaques métalliques clouées. La résistance de l'ancrage et la résistance interne des plaques régissent la capacité de la liaison.

- les organes dits volumiques qui se distinguent des précédents par leur grande rigidité. Celle-ci induit une diffusion du bulbe de pression de contact vers l'intérieur des pièces, mobilisant ainsi la résistance de la section transversale nette. Ce groupe englobe les assembleurs tels que les anneaux, les crampons ou encore les clavettes. Leur capacité est essentiellement liée à la résistance de cisaillement du bois utilisé.

2.3.2. Assemblages par organes de type tige

Les organes d'assemblage peuvent assurer seuls la transmission des efforts dans les pièces assemblées. Il s'agit principalement des organes de type tige métallique : boulons, clous, broches, aiguilles, goujons, agrafes… et des chevilles en bois.

2.3.2.1. Assemblages par pointes

Les pointes constituent le mode d'assemblage mécanique le plus traditionnel. L'assemblage cloué est un assemblage ductile typique qui est la raison principale pour la bonne résistance au séisme des maisons à ossature bois. La capacité portante prévue dans les codes est souvent régie par la déformation plutôt que par la résistance [MAD 92]. Selon les fabricants, les clous ou pointes sont disponibles dans de nombreuses dimensions, formes et matériaux. Les pointes

lisses constituent l'organe le plus courant pour les assemblages bois. Elles sont également disponibles avec une section carrée ou une forme déformée (pointes torsadées ou crantées) (figure A.13). Les dimensions courantes varient de *2,75* à *8 mm* en diamètre et de *40* à *200 mm* en longueur.

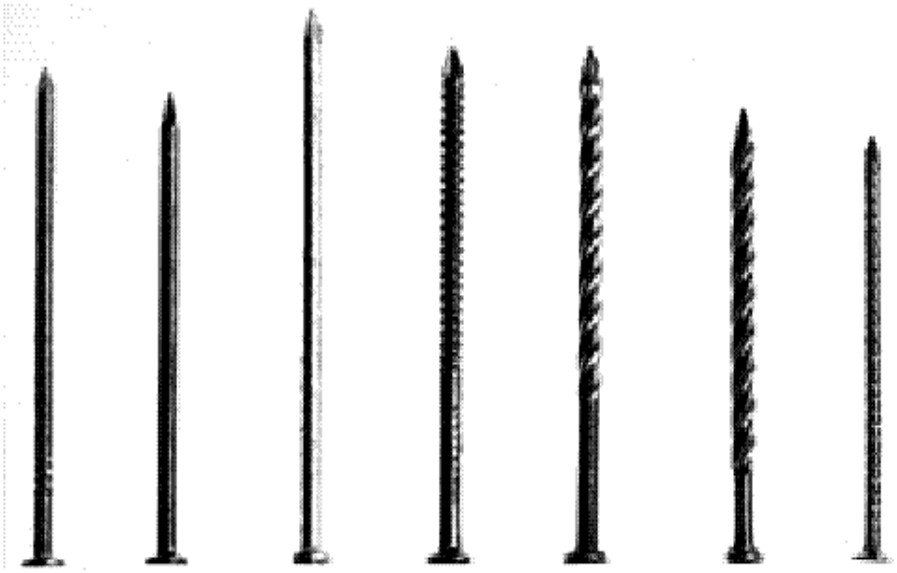


Figure A. 13 : ***Différents types de clous***

Dans les structures bois, les pointes sont utilisées principalement en simple cisaillement pour assembler des pièces latérales en bois, en panneaux dérivés ou en tôles d'acier. Pour des sollicitations de cisaillement, l'utilisation de clous carrés améliore la résistance de la liaison.

Le fonctionnement de ces organes intègre deux modes de sollicitation:

- par cisaillement à l'interface des pièces assemblées,
- par arrachement des pointes.

Le comportement des assemblages cloués en cisaillement et à l'arrachement est affecté par le bois, la pointe, et l'état de l'utilisation. En général, n'importe quelle variation de ces facteurs a un effet plus prononcé sur la résistance d'arrachement que sur la résistance de cisaillement. L'état de fonctionnement des assemblages cloués chargés latéralement ne dépend pas considérablement de la résistance d'arrachement à moins que la grande déformation de distorsion soit tolérable [SOL 99].

2.3.2.2. Assemblages par boulons et broches

Les boulons de charpentes bois sont généralement en acier, avec ou sans précontrainte, et leur diamètre varie de *12* à *30 mm* (figure A.14). De plus grands diamètres de boulons ont la réputation de générer des fendages excessifs et ne devraient pas être utilisés à moins que des précautions spéciales aient été prises. Les têtes et les écrous sont hexagonaux ou carrés. Les broches correspondent à des tiges lisses ou filetées aux extrémités. D'un diamètre équivalent

aux boulons, elles sont mise en place sans jeu. Ils sont utilisés en assembleurs actifs principaux ou complémentaires, surtout pour les pièces d'épaisseurs relativement grandes. En particulier, ils assurent les liaisons des ossatures principales. Le comportement de ce type d'assemblages est caractérisé par les résistances du bois à l'enfoncement et de la tige à la flexion, ce qui dépend largement des dimensions et des caractéristiques mécaniques des organes de l'assemblage [BOU 93].

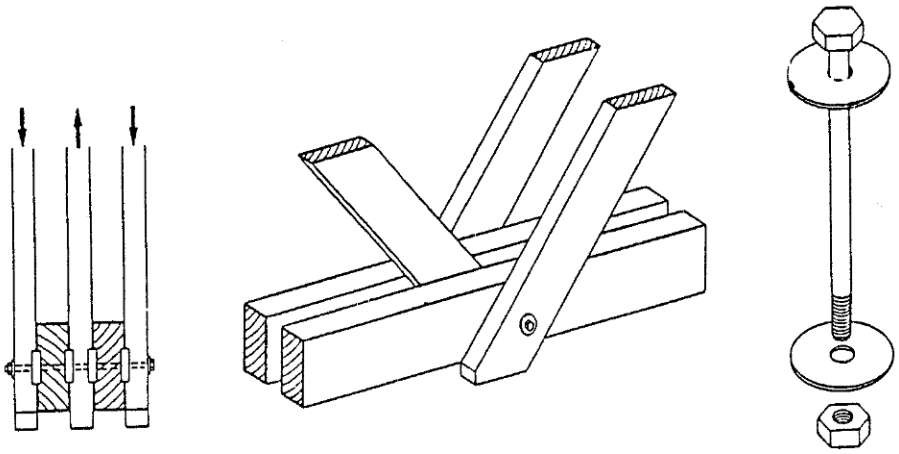


Figure A. 14 : ***Exemple d'assemblages boulonnés***

Les boulons qui s'ajustent, comme les broches, aux perçages dans le bois ont un filetage à leur extrémité. Ils permettent de réaliser des assemblages avec des couvre-joints (goussets métalliques extérieurs) qui ne sont pas réalisables avec des broches. Les assemblages boulonnés sont limités par leur souplesse, due principalement à la différence entre les diamètres du trou de perçage et du boulon. Ce jeu provoque les glissements entre pièces et entraîne un mauvais contact entre le bois et les boulons.

Les broches ou chevilles en acier ont un diamètre supérieur à *6 mm*. Elles s'utilisent principalement avec des goussets métalliques de formes variées et insérés en âme des pièces. Leur mise en œuvre doit s'effectuer de manière ajustée et demande de ce fait des procédures strictes de mise en œuvre pour obtenir cette précision indispensable. En particulier, le taux d'humidité du bois au moment de l'assemblage doit être maîtrisé et contrôlé pour éviter tout phénomène de jeu lié au retrait au sein du dispositif.

Les assemblages brochés font actuellement l'objet d'un développement important en Europe, à travers les systèmes *BSB* (figure A.15). Ces systèmes utilisent le principe des goussets internes brochés (transmission directe). Le système *BSB* d'origine suisse a été le précurseur. L'usinage des pièces (bois et goussets métalliques) est réalisé sur des machines à commande numérique de façon à garantir la précision nécessaire. L'ensemble des pièces est assemblé sur des sites possédant les équipements adéquats.

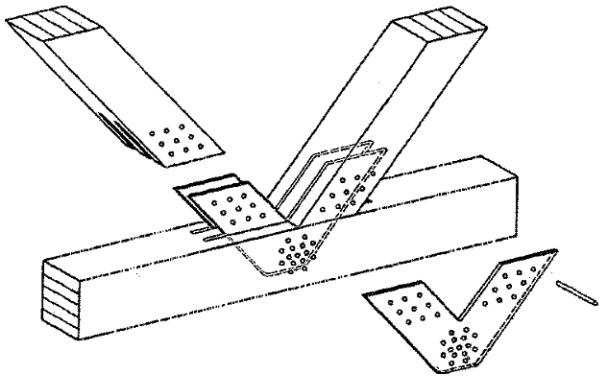


Figure A. 15 : ***Nœud de treillis réalisé par goussets brochés BSB***

Pour garantir les performances des assemblages, les éléments en bois doivent avoir une épaisseur minimale de *30 mm* pour les pièces latérales et de *40 mm* pour les éléments internes, sachant que boulons et broches sont généralement utilisés en double cisaillement ou en cisaillement multiple. Tous les organes de serrage doivent être posés avec une rondelle sous les têtes ou écrous en contact avec le bois [RAC 96].

Compte tenu des caractéristiques géométriques et mécaniques du bois, ce mode d'assemblage se situe à la macro-échelle du matériau et de ce fait ne présente pas un comportement isotrope. Le transfert des efforts par contact radial sur la périphérie de l'organe d'assemblage intègre en partie l'orthotropie du matériau constituant l'élément de structure.

La différence essentielle entre broches et boulons provient du jeu de perçage limité à *1 mm* pour les boulons; il est autorisé pour faciliter la mise en place des assemblages boulonnés. Ce jeu de perçage modifie l'état de contraintes dans la zone d'assemblage et réduit les caractéristiques mécaniques des assemblages par boulons.

2.3.2.3. Assemblages vissés

Les vis à bois, appelés également tire-fonds lorsqu'elles ont une tête carrée ou hexagonale. Elles ont des dimensions courantes variant de *6* à *20 mm* en diamètre et de *25* à *300 mm* en longueur (figure A.16). Les tire-fonds particulièrement utilisés comme organes de maintien pour les liaisons par assembleurs bois. La fixation des boîtiers métalliques ou des ancrages de poutres constitue un autre domaine d'utilisation des vis, éventuellement en combinaison avec des pointes. L'utilisation des vis à bois de diamètre supérieur à *5 mm* nécessite un pré-perçage du bois pour éviter les risques de fendage. Actuellement, plusieurs fabricants proposent des vis auto-taraudeuses sans pré-perçage dont les performances sont supérieures à celles des vis standards.

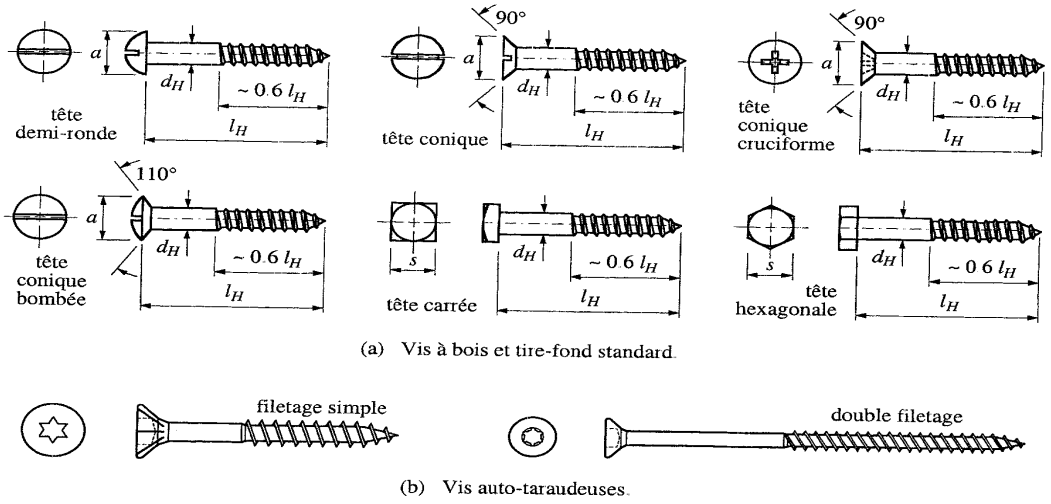


Figure A. 16 : ***Caractéristiques géométriques des vis à bois et tire-fond de construction [NAT 00]***

Le principal avantage des vis à bois est de permettre de réaliser des assemblages résistant à la traction, même lorsqu'un seul côté est accessible. Elles peuvent donc être utilisées en cas de sollicitation de cisaillement accompagnée de traction parallèle à la tige.

2.3.3. Assembleurs surfaciques : connecteurs métalliques

Comme les goussets cloués, les connecteurs métalliques qui sont généralement utilisés pour des fermettes industrielles permettent d'assembler des éléments dans un même plan. Ce sont des plaques dentées, réalisées à partir d'aciers galvanisés d'une épaisseur comprise entre *0,9* et *2,5 mm*. Ce type d'organe est essentiellement utilisé pour la fabrication de fermes légères industrialisées dont les éléments doivent avoir une épaisseur minimale de *35 mm* (figure A.17). Compte tenu de la flexibilité transversale de ces fermes, une attention particulière doit être portée lors des phases de manutention.

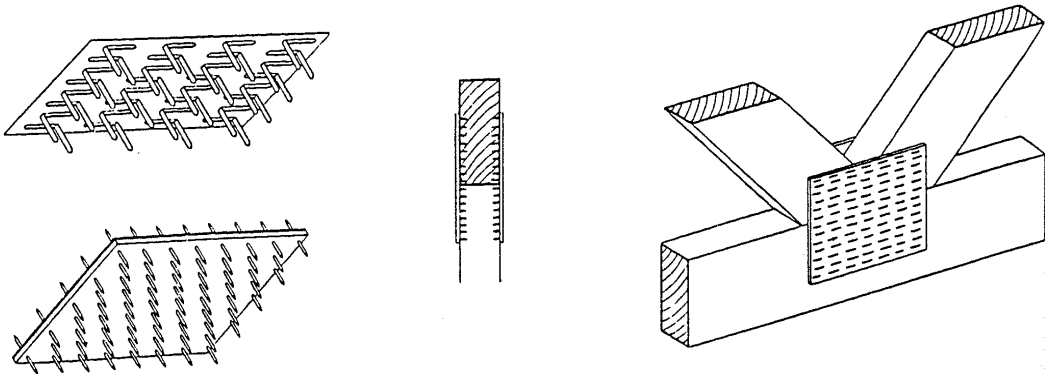


Figure A. 17 : ***Les assemblages à connecteurs à dents***

Le comportement mécanique de ces assemblages dépend de l'orientation des efforts appliqués par rapport aux directions principales du matériau et celles du connecteur. Selon la nature des efforts, différents modes de rupture peuvent être observés :

- déchaussement des plaques en traction longitudinale,
- rupture de bloc par cisaillement du bois,
- rupture interne du connecteur en traction ou en cisaillement.

2.3.4. Assembleurs volumiques : anneaux et crampons

Les assembleurs volumiques de structures bois permettent le transfert d'efforts importants en mobilisant la portance du bois sur une grande surface. Pour les systèmes en treillis, le choix d'une paire d'assembleurs à la place de plusieurs organes de type tige, permet de réaliser une articulation quasi parfaite. La figure A.18 présente les formes usuelles des anneaux et des crampons.

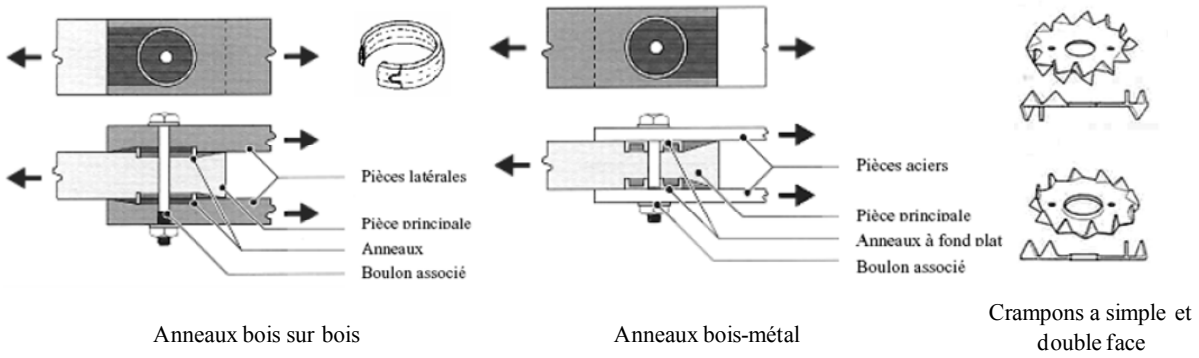


Figure A. 18 : ***Assembleurs courants de structures bois***

Les anneaux sont les moyens d'assemblage qui permettent de transmettre seulement des efforts de cisaillement et qui travaillent en simple section cisaillée. Pour des assemblages bois-bois ou bois-métal sollicités en cisaillement, les assembleurs de type anneaux sont généralement associés à des boulons qui permettent de bien plaquer les différentes membrures sur les anneaux et également de reprendre le moment produit par les excentricités inhérentes à ce moyen de liaison. Cependant, la déformabilité des anneaux étant beaucoup plus faible que celle des boulons, ces derniers ne participent pas à la reprise de l'effort tranchant à partir du bois [NAT 00].

Les assemblages par crampons sont réalisés en fonte ou en acier galvanisé à chaud. Leur diamètre varie de *38* à *165 mm*. Les assembleurs de grandes dimensions sont utilisés pour les éléments en bois lamellé collé. Dans les structures en bois massif, les concepteurs utilisent généralement des assembleurs jusqu'à *75 mm* de diamètre. Compte-tenu du mode de transfert des efforts, des organes de maintien des pièces (tire-fond ou boulon, par exemple) doivent être installés afin de limiter les effets dus aux moments transversaux. Ces organes d'assemblages

sont posés avec des rondelles rondes ou carrés d'un diamètre environ égal à la moitié du diamètre de l'assembleur utilisé.

Utilisables uniquement entre pièces en bois, les anneaux bois-bois et les crampons double face fonctionnent de façon analogue. Ils assurent un transfert direct entre les pièces assemblées et présentent un comportement fragile. Le montage de ces assembleurs s'effectue généralement sur chantier. Les anneaux bois-métal et les crampons à simple face peuvent s'appliquer tant aux liaisons bois sur métal qu'aux liaisons bois sur bois. Ils permettent une préfabrication de l'assemblage en atelier, et seuls les boulons sont mis en place sur chantier. Pour ces assembleurs, le transfert des efforts entre éléments met également en jeu le cisaillement du boulon au droit des assembleurs. Ce mode de fonctionnement augmente la ductilité des assemblages.

2.4. Comportement global des assemblages

La procédure de dimensionnement des structures doit combiner l'analyse globale de la structure et l'analyse locale des liaisons. Le problème majeur résulte du comportement des assemblages qui influe sur les états de sollicitations et de déformations de la structure. En général, les propriétés de l'assemblage sont définies à partir du comportement d'un organe unitaire. Comme le montre la figure A.19 [RAC 96], le comportement des organes unitaires varie d'un comportement rigide-fragile pour les assemblages collés à un comportement quasi élasto-plastique parfait pour les assemblages par pointes.

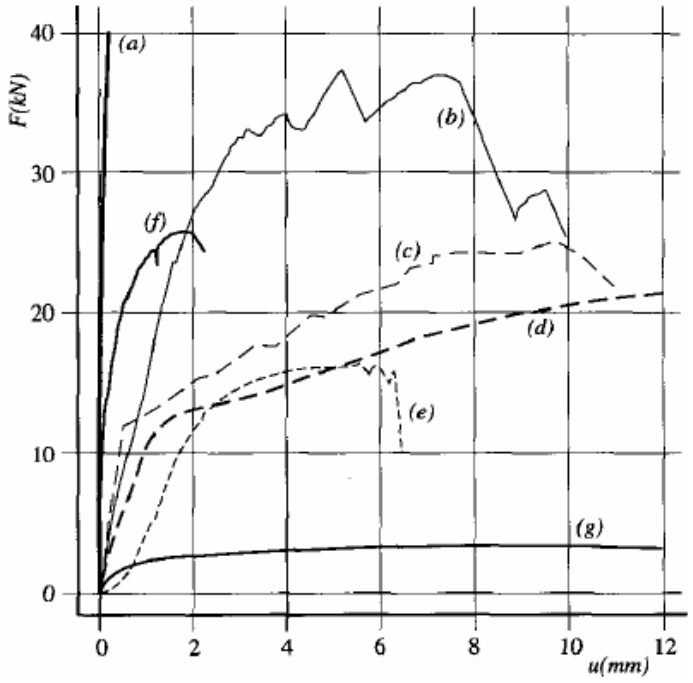


Figure A. 19 : ***Comportement expérimental d'assemblages sollicités en traction longitudinale : (a) liaison collée (12500 mm^2), (b) anneau bois sur bois (100 mm), (c) crampon double face (62 mm), (d) broche (14 mm), (e) boulon (14 mm), (f) connecteur métallique (10000 mm^2), (g) pointe (4,4 mm).***

Le comportement des assemblages avec boulons, plus fragile que celui avec broches de même diamètre, met en exergue l'incidence du jeu de perçage et l'effet de corde. Le glissement initial induit par ce jeu de perçage est également à prendre en compte pour le calcul des structures assemblées par anneaux bois-métal ou crampons simple face.

La loi de comportement des assemblages bois est influencée par les propriétés intrinsèques du bois et des organes, la constitution des liaisons (bois-bois, bois-métal), la configuration géométrique et la nature des sollicitations transmises. De nombreuses configurations d'assemblages peuvent exister grâce aux multiples façons de transmettre les efforts entre les éléments. La façon dont ils sont disposés dans la liaison, vont déterminer la géométrie, et par conséquent les efforts transmis et le comportement de l'assemblage.

Grace à leur facilité de mise en place et à leurs performances mécaniques, les assemblages de type tige sont utilisés couramment dans la construction bois. Dans le cadre de cette thèse, nous nous limitons aux assemblages mécaniques à broches et boulons.

3. Comportement des assemblages par broches et boulons

Les organes d'assemblages de type tige sont les principales techniques utilisées dans les constructions en bois. Pour ce type de liaison, les assemblages bois-bois sont souvent utilisés avec ou sans renforcement par plaques collées en contre-plaqué ou autres matériaux [BOU 07] [GUA 01]. Pour répondre à certaines exigences architecturales, de résistance mécanique et de tenue au feu, les assemblages bois-bois sont souvent remplacés par des assemblages mixtes bois-métal où la plaque métallique est protégée par les éléments en bois. Les assemblages bois-métal sont les plus fréquents dans le domaine de la construction. Ils utilisent en général des éléments en bois lamellé collé, des plaques en acier et des broches associées à quelques boulons pour assurer le maintien latéral entre éléments assemblés.

Dans l'assemblage bois de type tige, les boulons et broches sont utilisés pour assembler bois et bois ou plaque métallique. Le diamètre de ces organes est compris entre *12* et *30 mm*. Ils se distinguent par le jeu de perçage qui est nul pour les broches et compris entre 1 et *2 mm* pour les boulons. De plus, ces derniers mettent en jeu un écrou et une rondelle tridimensionnelle faisant ainsi apparaître un effort normal au sein de la tige. Cet effort n'existe pas au sein des broches.

Pour des organes de section transversale indéformable, le transfert de la charge s'effectue par contact sur une surface cylindrique. Dans la direction longitudinale de l'organe, la tige peut être considérée comme une poutre sur appuis élastiques sollicitée par des efforts de contact répartis de façon non uniforme. Le comportement en flexion de la tige constitue donc une caractéristique déterminante sur le comportement de l'assemblage.

Pour ce type d'assemblage, le comportement d'assemblage est fonction de multiples paramètres qui peuvent être classés de la manière suivante :

- les caractéristiques des pièces à assembler (la résistance de portance locale et la flexion de la tige),

- la géométrie d'assemblage,
- le type de chargement à transmettre.

3.1. Portance locale dans les assemblages de type tige

En ce qui concerne le calcul de la résistance des assemblages bois avec boulon ou broche, la portance locale est une des propriétés mécaniques essentielles. Plusieurs travaux ont été développés sur la méthode de détermination de la portance locale et sur les paramètres qui l'influencent le plus: le diamètre de la tige, la masse volumique, la direction de la charge et l'humidité [LAR 73] [SMI 88] [EHL 92] [WER 93] [EN383 93] [POP 95] [RAM 01].

3.1.1. Méthode de détermination de la portance locale

La portance locale est définie comme la pression nécessaire à l'enfoncement d'une tige restant dans son domaine élastique, caractérisée par la force d'enfoncement divisée par la surface projetée de la tige. L'essai d'enfoncement consiste à enfoncer un cylindre métallique dans une éprouvette parallélépipédique en bois suivant un cycle de changement prédéfini.

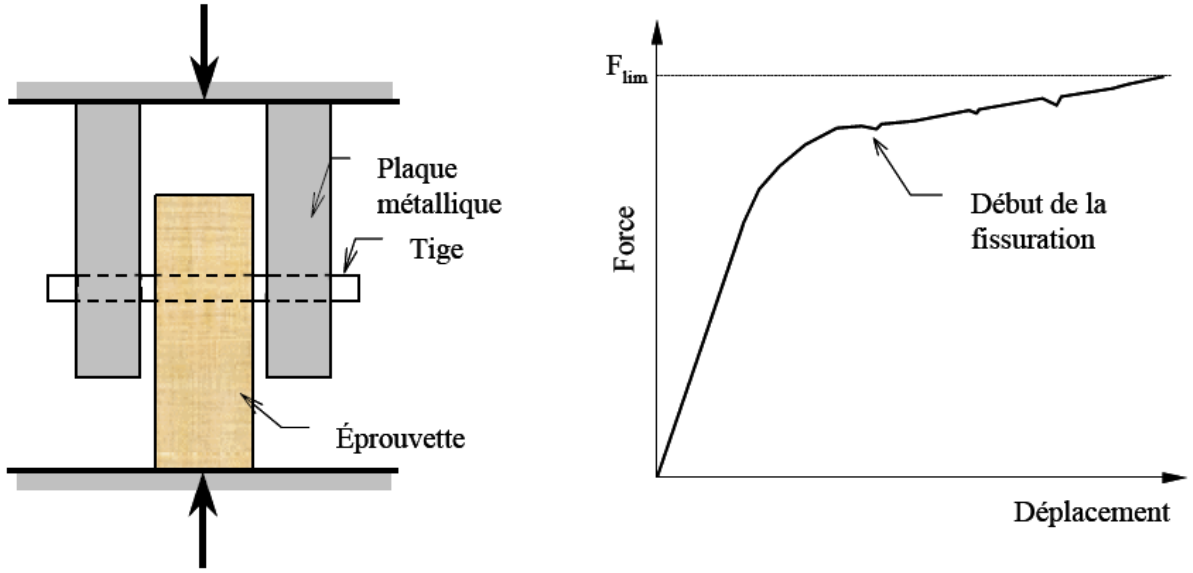


Figure A. 20 : ***Schéma de l'essai d'enfoncement européen [MOR 03]***

Il y a principalement deux méthodes pour la détermination de la portance locale des organes d'assemblages: la méthode européenne [EN383 93] et la méthode américaine [POP 95]. La norme européenne utilise une éprouvette parallélépipédique percée en son centre. L'effort est appliqué sur les extrémités de la broche, dépassant de part et d'autre de l'éprouvette. Le déplacement mesuré correspond au déplacement relatif existant entre la broche et le bois. Le chargement peut s'exercer en compression ou en traction. La charge utilisée pour le calcul de la portance locale doit être la charge maximale de l'essai (figure A.20).

Le principe d'essai de la méthode américaine est montré dans la figure A.21. Elle détermine la charge limite par l'intersection de la courbe force-déplacement avec une droite parallèle à la

partie linéaire de la courbe force-déplacement et excentrée d'une distance de *5%* de la dimension du diamètre de la tige à partir de l'origine de la courbe.

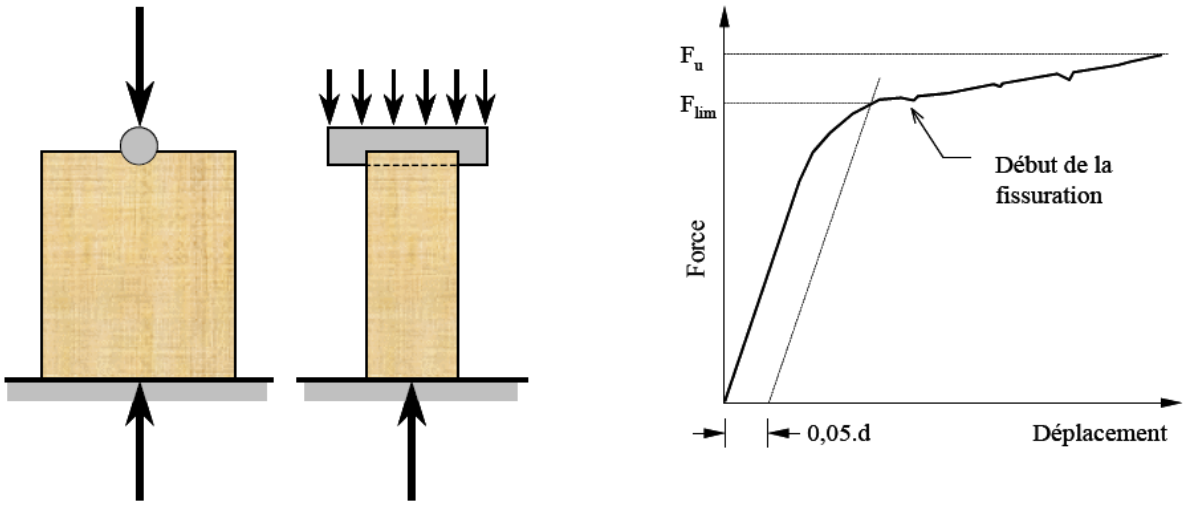


Figure A. 21 : ***Schéma de l'essai d'enfoncement américain [MOR 03]***

Les résultats obtenus sont similaires pour les essais de portance parallèle aux fibres avec ces deux méthodes. En revanche, les résultats pour les essais dans la direction perpendiculaire sont considérablement différents. En dehors des différences de géométrie des éprouvettes, en ce qui concerne la portance perpendiculaire aux fibres, le critère de charge limite de la norme européenne prend en compte la résistance additionnelle produite par la traction des fibres lorsqu'elles sont soumises à une sollicitation transversale [POP 95].

3.1.2. Effet du diamètre de la tige et de la densité

Plusieurs travaux ont montré que la valeur de la portance est inversement proportionnelle au diamètre de la tige [SMI 88] [WER 93]. De même, comme la plupart des propriétés mécaniques, la portance locale est proportionnelle à la masse volumique du bois. Différents auteurs ont établi des corrélations entre le diamètre de la tige, la densité du bois, et la valeur de la portance locale.

Ils ont montré que la valeur de la portance parallèle au fil dépend principalement de la densité du bois et du diamètre de la tige. Ils caractérisent la portance, au maximum atteint avant *5 mm* d'enfoncement, par les formules suivantes :

$$f_{h,\alpha,k} = (a - b \cdot d) \cdot \rho_k \qquad \text{(A.11)}$$

Avec a, b sont des constantes réelles, ρ_k est la masse volumique du bois, d est le diamètre de la tige et $f_{h,\alpha,k}$ la résistance de portance locale. Les tableaux A.17 et A.18 donnent les valeurs des coefficients a, b en fonction de l'angle α (orientation de la force par rapport à la direction du fil).

Tableau A. 17 : ***Valeurs des coefficients suivant Smith [SMI 88]***

α	a	b	essences
0°	0,082	0,00082	toutes
90°	0,041	0,00088	résineuses
90°	0,043	0,00081	feuillues

Tableau A. 18 : ***Valeurs des coefficients suivant Werner [WER 93]***

α	a	b	essences
0°	0,082	0,00082	résineuses
90°	0,058	0,00087	résineuses
0°	0,102	0,00102	feuillues
90°	0,102	0,00163	feuillues

3.1.3. Effet de la direction de la charge

De manière générale, il est rare d'obtenir des sollicitations suivant les axes d'orthotropie, du fait de la géométrie des structures ou du type de sollicitations. A titre d'exemple, nous pouvons citer le cas d'une simple ferme : dans ce cas, l'effort exercé dans l'entrait n'est pas colinéaire aux axes d'orthotropie.

Une sollicitation hors des axes d'orthotropie du bois entraîne inévitablement un déplacement non colinéaire à la direction de la charge. Deux types d'essais pourront donc être réalisés : soit le déplacement est imposé, soit la direction de chargement est fixée. Peu d'études ont été réalisées suivant cette typologie. Dans la plupart des cas, les valeurs de portance hors des axes d'orthotropie ont été interpolées à l'aide de courbes suivant le modèle de Hankinson [HAN 21]. Ce modèle nécessite la connaissance de la portance longitudinale (qui correspond à la valeur maximale de la portance) et de la portance transversale (portance minimale).

Larsen [LAR 73] a tout d'abord proposé une formule nécessitant là encore la connaissance des portances longitudinales et transversales :

$$f_{h,\alpha} = f_{h,0} - (f_{h,0} - f_{h,90}) \cdot \sin \alpha \qquad \text{(A.12)}$$

Dans les normes [NDS 86], la valeur de la portance hors axes d'orthotropie est obtenue par une interpolation, de type Hankinson, entre les valeurs des portances parallèle et perpendiculaire au fil. La portance peut donc s'exprimer en fonction de l'angle α formé entre les directions de la charge et des fibres, comme suit :

$$f_{h,\alpha} = \frac{f_{h,0} \cdot f_{h,90}}{f_{h,0} \cdot \sin^2 \alpha + f_{h,90} \cos^2 \alpha} \qquad \text{(A.13)}$$

Ehlbeck et Werner [EHL 92] ont réalisé des essais d'enfoncements parallèle et perpendiculaire au fil, et pour trois angles intermédiaires suivant la norme NF EN 383. En s'appuyant sur ces travaux, l'EC5 propose la formule suivante :

$$f_{h,\alpha} = \frac{0{,}082 \cdot (1 - 0{,}01 \cdot d) \cdot \rho_k}{K_{90} \cdot \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha} \qquad \text{(A.14)}$$

Avec : $K_{90} = 1{,}35 + 0{,}015 \cdot d$ pour les bois résineux,

$K_{90} = 0{,}90 + 0{,}015 \cdot d$ pour les bois feuillus.

Bléron [BLE 00] propose une modification de cette formule, pour caractériser la portance, non pas à l'effort maximum obtenu avant *5 mm* de glissement, mais au niveau du seuil plastique. Les différences principales sont :

- les termes en sinus et cosinus passent d'un degré *2* à un degré *3*,
- le terme K_{90} dépend maintenant du diamètre et de la densité. La prise en compte de ces deux paramètres permet l'obtention d'une meilleure corrélation.

Proposition de la portance définie au seuil plastique :

$$f_{h,\alpha,k} = \frac{(0{,}09 - 0{,}0013 \cdot d^{1,2}) \cdot \rho_k}{(0{,}32 + \frac{340}{\rho_k} + \frac{19}{d}) \cdot \sin^3 \alpha + K_{frot} \cdot \cos^3 \alpha} \qquad \text{(A.15)}$$

$K_{frot} = 1$ (tiges rectifiées)

$K_{frot} = 0{,}68$ (tiges moletées)

La figure A.22 montre une comparaison entre les formules (Eq. A14) et (Eq. A15) avec ρ = *438 kg/m*^{3} et *d = 16 mm*. Pour un angle de sollicitation inférieur à *45°*, en utilisant la formule de l'équation A15, les valeurs pour les tiges moletées sont plus grandes que celles des tiges rectifiées. Le coefficient K_{frot} traduit la grande influence du frottement pour un angle inférieur à *45°* et en particulier pour les angles proches de *0°*.

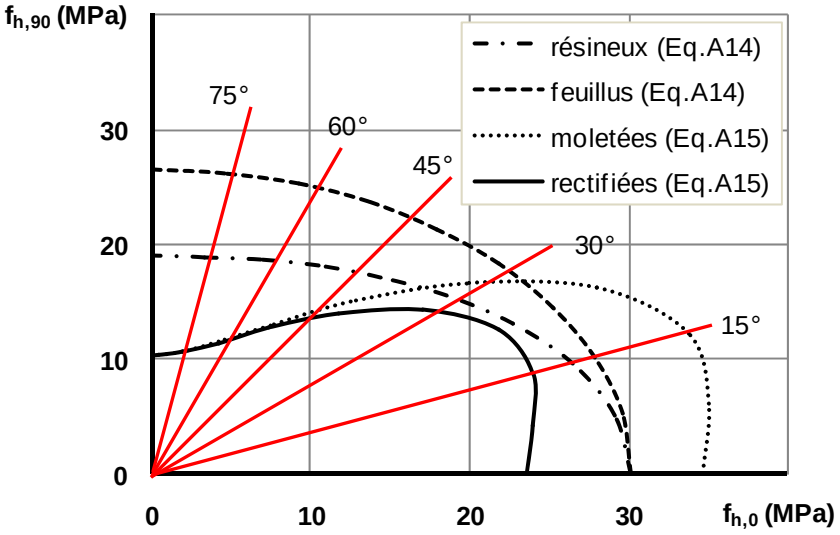


Figure A. 22 : ***Caractérisation de la portance hors axes d'orthotropie***

3.1.4. Effet de l'humidité

Rammer et Winistorfer [RAM 01] ont étudié l'influence de l'humidité sur la portance parallèle au fil. Une formule de prévision basée sur la portance locale à un taux d'humidité égal à *20%* est donnée comme suit :

$$f_h = 4{,}4635 \cdot h\% \cdot f_h(20\%) + 1{,}8979 \qquad \text{(A.16)}$$

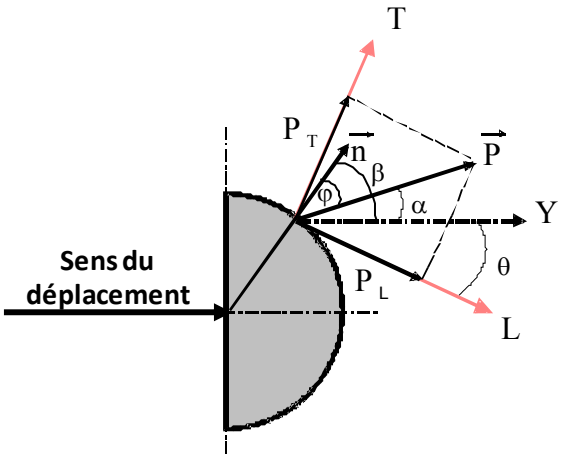
Koponen [KOP 91] a développé un modèle pour décrire la corrélation entre la portance locale et l'humidité avec le diamètre de la tige de *12 mm* à *20 mm* en sapins finlandais (ρ = *480 kg/m*^{3}). Le taux d'humidité varie de *9%* à celui du bois vert. Ce modèle est décrit par la formule donnée ci-dessous :

$$f_h = 46{,}7 - 1{,}35 \cdot h \qquad (\mathrm{H} < 22{,}5\%) \qquad \text{(A.17)}$$

$$f_h = 16{,}5 \qquad (\mathrm{H} > 22{,}5\%) \qquad \text{(A.18)}$$

3.1.5. Modèle de la portance locale

Bléron [BLE 00] propose une détermination de la portance par la connaissance des pressions autour de la broche. La pression de contact (*P*) est normale à la surface du perçage. Elle est déviée d'un angle (φ) par la prise en compte du frottement acier-bois. Cette déviation est directement liée à la direction et au sens du déplacement. La portance est ensuite déterminée par une intégration des pressions, projetées suivant la direction du déplacement (*Y*). Elle s'exprime de la manière suivante (figure A.23):



- P : pression de contact,
- β : angle d'intégration,
- φ : angle du cône de frottement acier-bois,
- θ : angle entre l'axe longitudinal d'anisotropie et la direction du déplacement (Y),
- α : angle entre la pression (P) et la direction du déplacement (Y).

Figure A. 23 : ***Schématisation des paramètres du critère plastique***

$$f_{h,\theta,k} = \frac{1}{2} \cdot \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} P \cdot \cos(\beta - \varphi) \cdot d\beta \tag{A.19}$$

Avec P la pression seuil définie par les résistances en compression parallèle et perpendiculaire au fil. On déduit alors la valeur de la pression (P) de la manière suivante :

$$P = Min\left(P_0, P_{90}\right) \tag{A.20}$$

avec $\begin{cases} P_0 = \dfrac{P_L}{\cos(\alpha-\theta)} = \dfrac{f_{c,0,k}}{\cos(\alpha-\theta)} \\ P_{90} = \dfrac{P_T}{|\sin(\alpha-\theta)|} = \dfrac{f_{c,90,k}}{|\sin(\alpha-\theta)|} \end{cases}$

A travers la comparaison des portances locales expérimentales et modélisées (figure A.24), nous constatons que les hypothèses retenues dans cette modélisation permettent d'estimer de façon très raisonnable la portance.

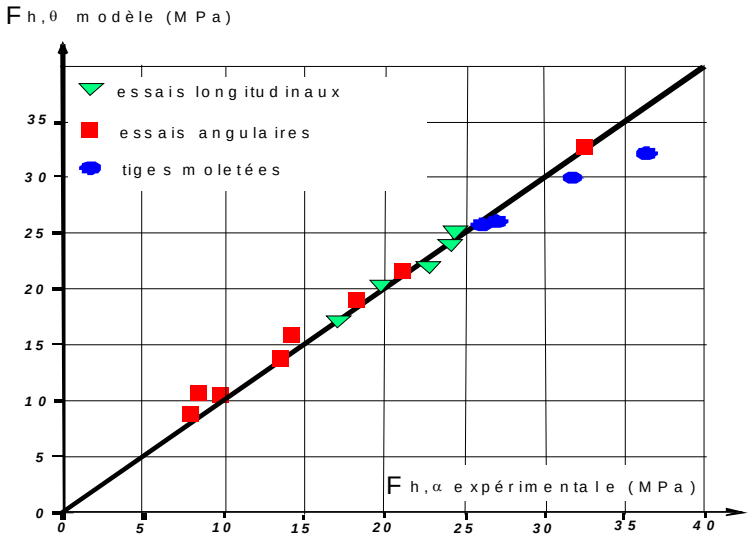


Figure A. 24 : ***Comparaison des portances locales expérimentales et modélisées***

3.2. Flexion de la tige

Dans un assemblage par tiges, le bois exerce sur la tige des charges radiales. Pour les tiges plus élancées (rapport longueur/diamètre élevé), les tiges mettent en évidence leur comportement en flexion, en particulier lorsque l'assemblage bois est chargé en cisaillement au-delà de sa limite de proportionnalité. La résistance plastique de flexion de la tige est désignée comme sa résistance de limite élastique. La limite d'élasticité de la tige influence sensiblement la capacité de charge de l'assemblage avec tiges élancées.

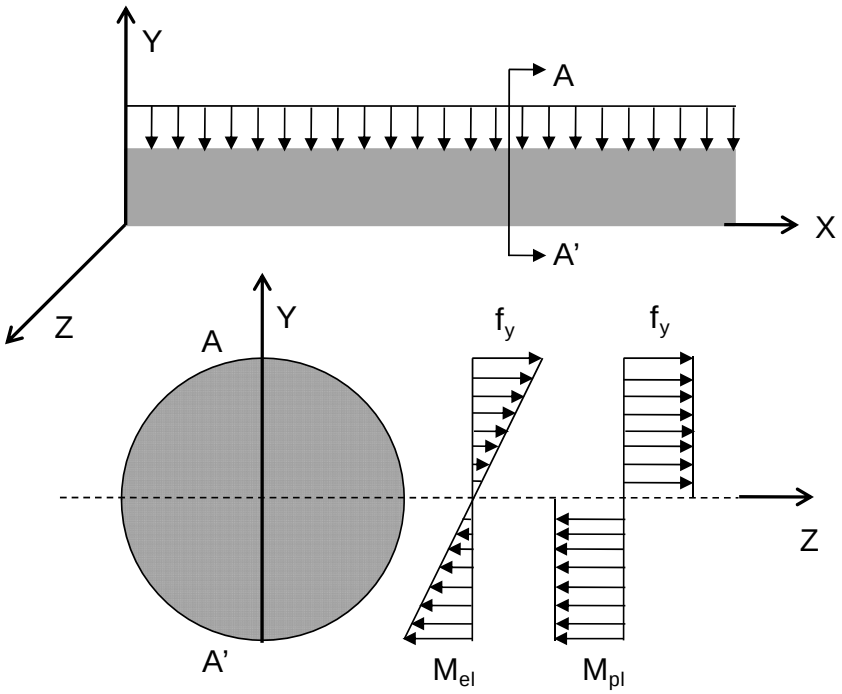


Figure A. 25 : ***Moment élastique et plastique de la section transversale***

$$M_{el} = f_y \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{(A.21)}$$

$$M_{pl} = f_y \frac{d^3}{6} \quad \text{(A.22)}$$

$$M_{y,Rk} = 0{,}3 f_{u,k} d^{2.6} \quad \text{(A.23)}$$

La figure A.25 montre la distribution des contraintes de flexion de la tige. Le moment élastique et plastique sont calculés généralement par les formules (A.21) et (A.22) pour les organes connus. Le moment plastique caractéristique est donné par la formule (A.23) [EC5 04].

3.3. Effet de la géométrie d'assemblage

Le comportement d'un assemblage est souvent influencé par sa géométrie, à savoir le ratio d'élancement, l'espacement des organes et la longueur du talon. Dans cette partie, l'influence des paramètres sur le comportement d'assemblage est étudiée.

3.3.1. Ratio d'élancement

Uhre Pedersen [UHR 99] a effectué des essais pour illustrer l'effet du ratio d'élancement sur le mode de ruine. Des tests en traction parallèle au fil sont réalisés où une plaque métallique d'épaisseur égale à *6 mm* est insérée dans un élément en bois avec une broche de diamètre égale à *6 mm*. Leurs résultats sont résumés dans le tableau A.19 et la figure A.26.

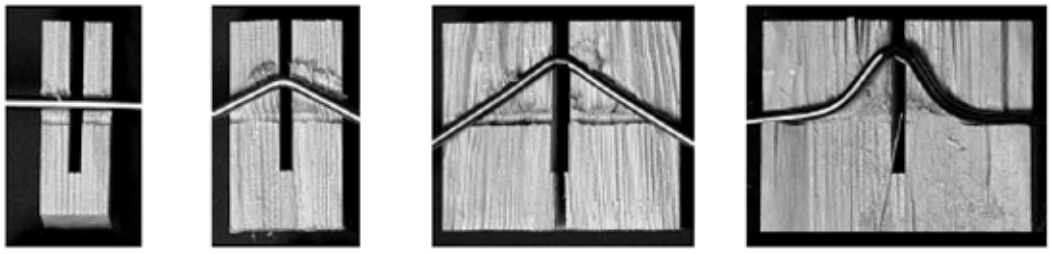


Figure A. 26 : ***Modes de ruine pour l'assemblage bois-métal mono-broche [UHR 99]***

Tableau A. 19 : ***Résistance par plan de cisaillement et par mode de ruine***

Epaisseur du bois (mm)	12	22	34,5	47	57
Résistance (kN)	2,68	3,94	4,48	5,06	5,13
Mode de ruine	I	II	II	II/III	III

Trois modes de ruine sont observés. Le mode I correspond au déplacement sans flexion de la tige avec le bois qui atteint sa capacité "plastique" par enfoncement. Le mode II correspond à l'apparition d'une seule rotule plastique dans la tige. Lorsque deux rotules se développent, ce mode de rupture est qualifié de mode III. L'apparition de l'un de ces modes de ruine est fortement liée au rapport de l'épaisseur du bois sur le diamètre de la tige. Ce rapport est appelé l'élancement de la tige. En général, pour un assemblage comportant des organes plus élancés, la résistance de l'assemblage est plus élevée.

3.3.2. Espacement des organes

Yasumura et al [YAS 87] ont étudié l'effet de l'espacement des organes sur la résistance des assemblages bois. Des assemblages à organes multiples composés d'un membre central en *BLC*, de deux plaques métalliques latérales d'épaisseurs égales à *12 mm* et des boulons de diamètre égal à *16 mm*, ont été testés. Le rapport de l'épaisseur du bois sur le diamètre de la tige (élancement *t/d*) est de *4*, *6* ou *8*. L'espacement des organes dans le sens de la file est *4d* ou *7d*.

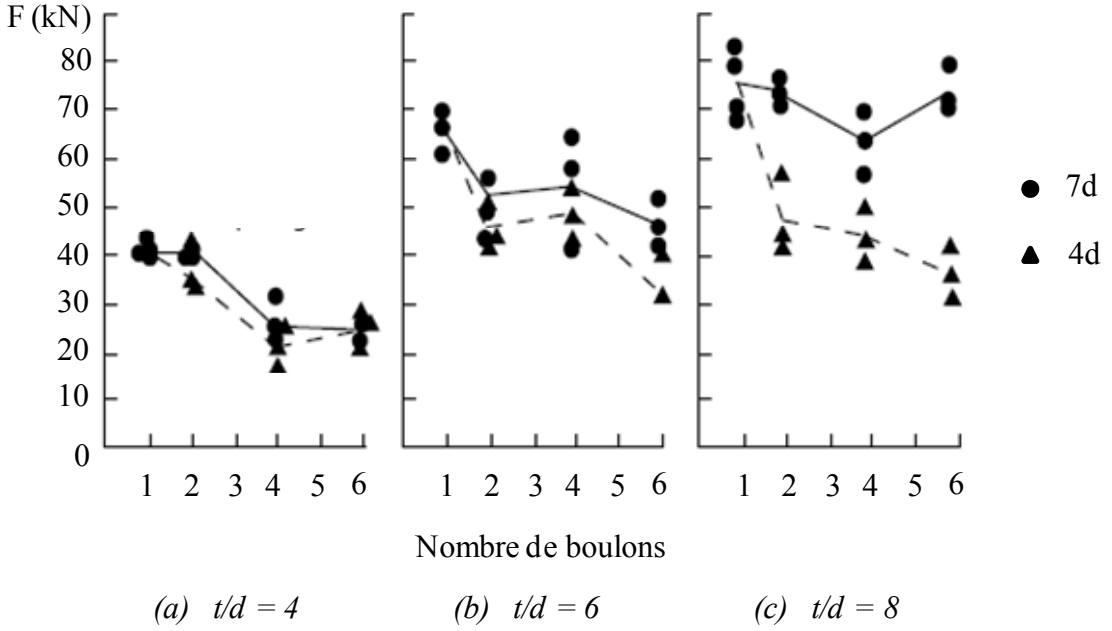


Figure A. 27 : ***Charge à la rupture par boulon pour des assemblages bois métal en double cisaillement sollicités en traction parallèle au fil [YAS 87]***

La figure A.27 montre l'évolution de la charge reprise par les boulons en fonction du nombre de boulons pour différents espacements entre eux. Pour *t/d = 4*, lorsque l'espacement des boulons est réduit de *7d* à *4d*, une faible réduction de la charge de rupture est trouvée. Cependant, pour *t/d = 8*, la réduction de la charge de rupture en fonction de l'espacement des boulons est significative.

3.3.3. Longueur du talon

Dans cette étude [YAS 87], l'effet de la longueur du talon sur la résistance des assemblages est aussi étudié (figure A. 28). La mise en place d'une longueur de talon supérieure à *5d* pour des élancements de tige inférieurs à *4d* s'avère nécessaire. Pour des élancements supérieurs à *4d*, la longueur minimale du talon est de *8d*.

En effet, diminuer la longueur du talon implique une augmentation de la concentration des contraintes de cisaillement et de traction perpendiculaire dans le talon. Une distance de *4d* semble être la distance minimale pour éviter une rupture du talon par cisaillement et ou traction perpendiculaire. Des études numériques [WIL 81] ont montré que pour des petites distances, la rupture était amorcée par une concentration de contraintes de traction perpendiculaire au fil au niveau du talon.

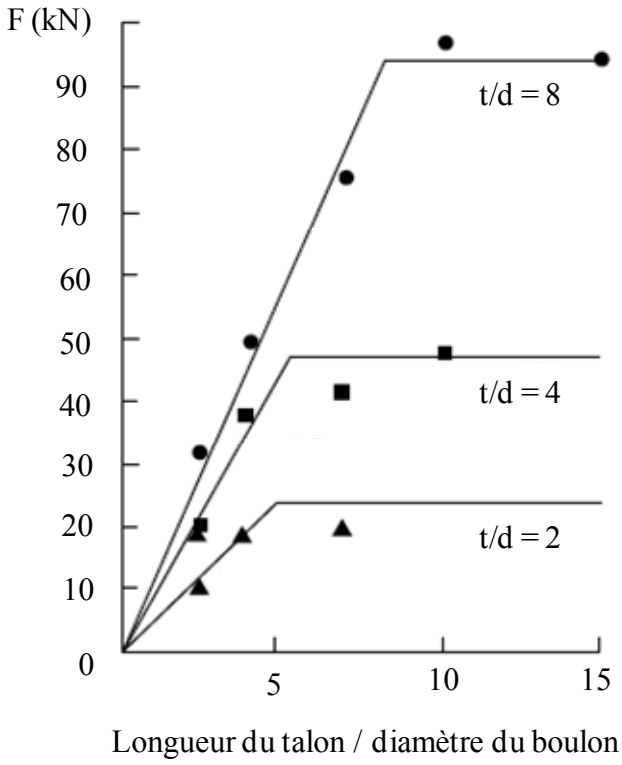


Figure A. 28 : ***Effet du talon sur la capacité maximale des assemblages***

3.4. Type de chargement

Dans les assemblages de structures bois par organes de type tige, le bois est souvent sollicité en traction ou en compression parallèle ou perpendiculaire au fil combinée avec le cisaillement. La résistance de ces assemblages est pilotée par la flexion des tiges en acier, l'écrasement du bois sous les organes ou son fendage. Les deux premiers modes sont considérés ductiles alors que le fendage est de type fragile qui peut conduire à des ruines brutales. A cause du caractère orthotrope du bois, même dans des nœuds de treillis sollicités par des efforts axiaux, les liaisons entre éléments génèrent des angles différents entre les

efforts et la direction du fil du bois (figure A. 29). Ceci peut favoriser un mode de ruine par rapport à un autre.

Ainsi, afin d'étudier le comportement d'assemblage bois, il est nécessaire de distinguer le type de chargement, qui peut nous aider à simplifier l'analyse. Dans cette étude, trois types de chargement sont pris en compte :

- sollicitation en traction parallèle au fil,
- sollicitation en traction perpendiculaire au fil,
- sollicitation en flexion.

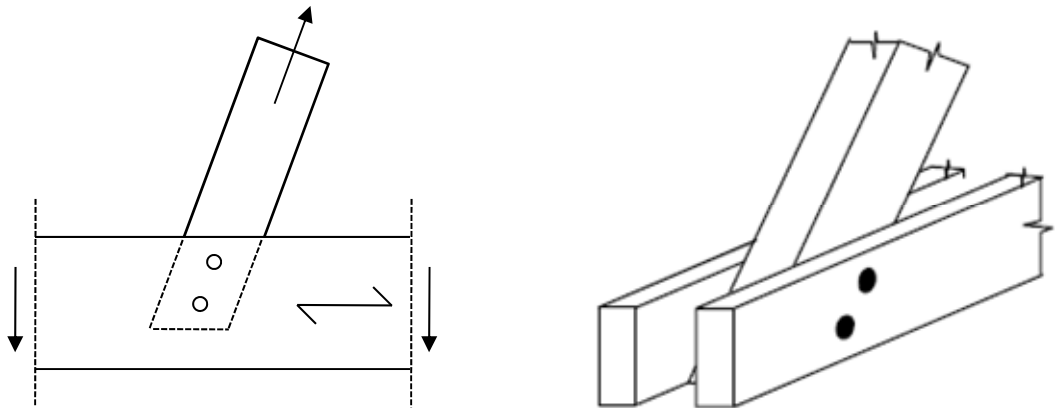


Figure A. 29 : ***Assemblages sous sollicitation inclinée***

Dans la littérature, plusieurs travaux expérimentaux sont disponibles sur des assemblages bois à organes multiples sollicités en traction parallèle et perpendiculaire au fil [GAT 04] [SAW 03] [MOH 01] [BAL 99] [KAS 02] ou en flexion [BOU 07]. Ces travaux nous permettent d'appréhender le comportement global de différents types d'assemblages en observant les aspects liés à la résistance et la rigidité. Ils permettent en particulier d'évaluer l'influence du nombre de broches et de l'épaisseur du bois sur le comportement d'assemblages. Les travaux les plus significatifs sont présentés ci-après.

3.4.1. Assemblages en traction parallèle au fil

Gattesco et Toffolo [GAT 04] ont effectué une étude expérimentale sur des assemblages bois-métal à organes multiples. Ces assemblages sont composés d'une plaque métallique centrale d'épaisseur *10 mm* avec une seule rangée de boulons de diamètre *16 mm*. Selon les différentes géométries d'assemblage, des éprouvettes sont classées en cinq groupes (*K, L, M, N, S*), dans chaque groupe cinq éprouvettes sont testées. La figure A.30 montre les configurations des assemblages testées. Les caractéristiques mécaniques des matériaux sont données dans les tableaux A.20 et A.21. La résistance en cisaillement est supposée égale à *4,6 MPa*, et la résistance en traction perpendiculaire au fil est supposée égale à *0,55 MPa*.

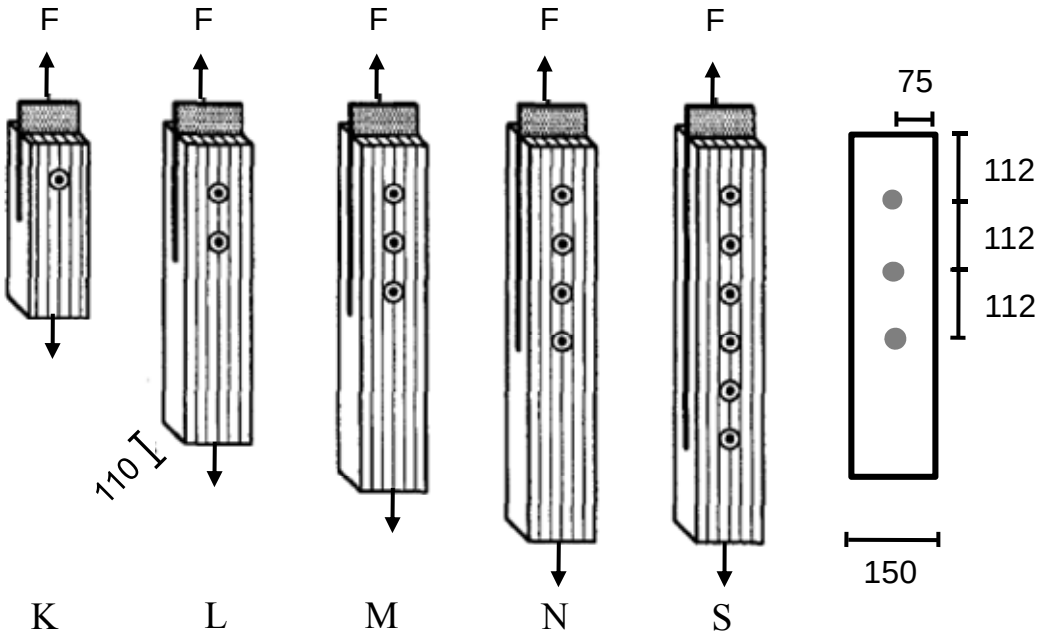


Figure A. 30 : ***Configuration d'assemblages testés [GAT 04]***

Tableau A. 20 : ***Caractéristiques mécaniques moyennes du bois BLC***

Type	ρ (kg/m^3)	H (%)	$f_{c,0}$ (MPa)	$f_{c,90}$ (MPa)	E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	$f_{h,0}$ (MPa)
K	445	10,5	54,77	3,47	13781	290	35,6
L	432	9,8	50,62	3,23	14484	258	32,8
M	438	8,6	51,19	3,38	14709	273	34,9
N	456	9	56,93	3,73	14314	352	36,1
S	428	11	53,25	3,52	13382	322	33,4

Tableau A. 21 : ***Caractéristiques mécaniques moyennes de l'acier (MPa)***

Plaque métallique		Boulon	
f_y	f_u	f_y	f_u
432	548	826	908

Des résultats expérimentaux sont résumés dans le tableau A.22. Les courbes charge-glissement de l'assemblage *K* sont montrées sur la figure A.31. F_p est la charge relative à la limite proportionnelle qui correspond à la valeur maximale de la phase linéaire. K_s est la rigidité en service déterminée à partir d'une régression linéaire sur cette phase. La charge plastique (F_y) est définie par l'intersection entre la rigidité en service et la rigidité tangente au

niveau de la partie finale de la courbe charge-glissement. La charge ultime (F_u) est la charge maximale atteinte avant la rupture.

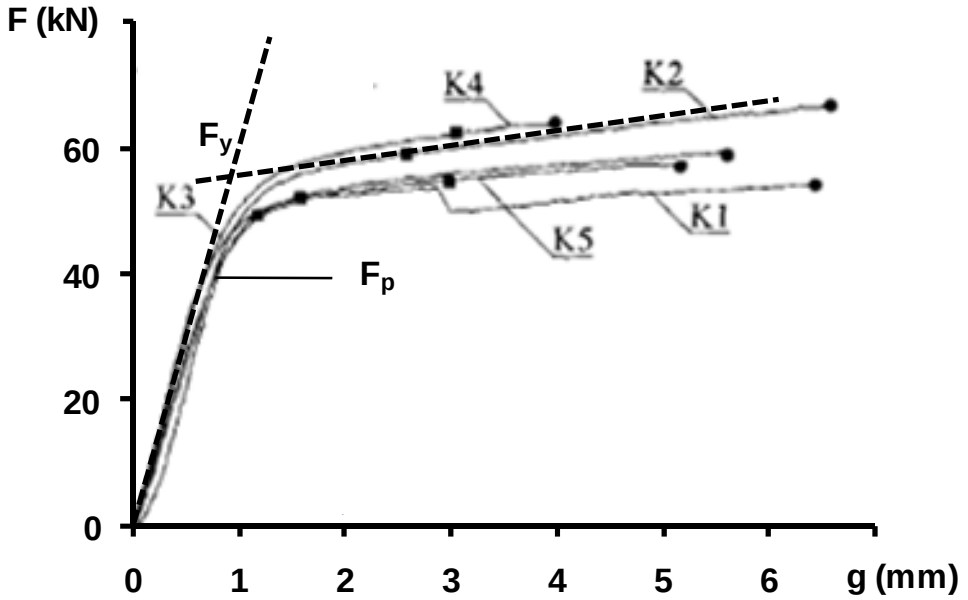


Figure A. 31 : ***Courbes charge-glissement de l'assemblage K [GAT 04]***

Tableau A. 22 : ***Résultats expérimentaux d'assemblages bois-métal [GAT 04]***

Type	Charge à la limite proportionnelle F_p (kN)	Rigidité K_s (kN/mm)	Charge plastique F_y (kN)	Charge ultime F_u (kN)
K	40,42	58,11	55,41	62,07
L	70,40	111,10	101,11	112,45
M	106,04	131,30	147,85	158,10
N	134,02	131,33	175,34	188,00
S	181,77	146,61	245,87	259,15

Une comparaison est établie entre la capacité de charge des assemblages à organes multiples et celle des assemblages unitaires multipliée par le nombre de boulons (F_m/nF_s) (Tableau A.23). On remarque que la capacité résistante d'un assemblage avec n organes n'est pas équivalente à celle d'un assemblage unitaire multiplié par n. Dans le domaine élastique, la répartition de l'effort appliqué sur les organes n'est pas uniforme, les tiges situées aux extrémités sont les plus chargées [WIL 81] [BOC 97]. Tandis qu'en charge ultime, l'effort appliqué finit par s'uniformiser sur l'ensemble des organes d'assemblage. A cause de l'interaction des organes, les contraintes autour de l'organe situé aux extrémités sont les plus grandes. Ainsi, les assemblages à organes multiples atteignent leurs capacités de ruine (par organe d'assemblage) avant celle d'assemblages à un seul organe [XU 09a].

Tableau A. 23 : ***Comparaison de la capacité de charge (assemblages à plusieurs boulons)***

Type	Nombre de boulons	Charge à la limite proportionnelle	Charge élastique	Charge ultime
L	2	0,87	0,91	0,91
M	3	0,87	0,89	0,85
N	4	0,83	0,79	0,76
S	6	0,75	0,74	0,70

Sawata et Yasumura [SAW 03] ont effectué une étude expérimentale sur des assemblages unitaires avec différentes résistances ultimes de boulons (*d = 16 mm*) et ratio de l'élancement (*t/d*) sous sollicitation de traction parallèle au fil. Les groupes d'essais ont été classés en fonction de la résistance ultime des boulons utilisés : *480*, *530* et *640 MPa*, ils sont désignés par : *L*, *M* et *H*, respectivement. Trois ratios d'élancement (*t/d*) sont utilisés : *4*, *8* et *12*. La configuration d'assemblage bois-métal avec la plaque métallique centrale de *12 mm* d'épaisseur est donnée sur la figure A.32. Les résultats expérimentaux sont résumés dans le tableau A. 24.

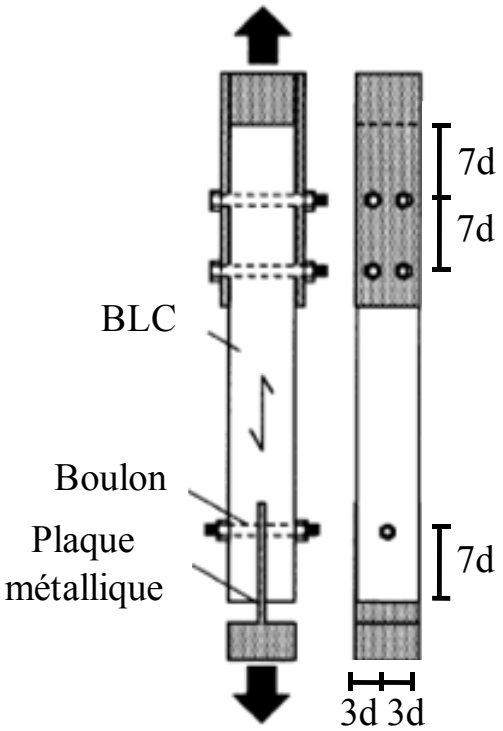


Figure A. 32 : ***Configuration d'assemblage bois-métal***

Tableau A. 24 : ***Résultats expérimentaux d'assemblages en traction parallèle au fil [SAW 03]***

	ρ (kg/m^3)	f_u (MPa) boulon	t/d	Charge élastique (kN)	Charge ultime (kN)
ACM 4	401	530	4	29,8	33,4
ACL 8	364	480	8	41,3	52,6
ACM 8	372	530	8	35,3	53,9
ACH 8	407	640	8	37,7	60,3
ACL 12	420	480	12	45,8	61,3
ACM 12	395	530	12	38,5	56,2
ACH 12	440	640	12	41,0	66,6

On remarque à partir de ce tableau que lorsque le ratio d'élancement *t/d* augmente la capacité résisante de l'assemblage est plus importante, pour une même résistance du boulon f_u. Aussi, pour un même ratio d'élancement, lorsque la résistance du boulon augmente on obtient une capacité résistante plus élevée. Ces résultats expérimentaux prouvent que la résistance d'organe et le ratio de l'élancement sont des paramètres importants qui contrôlent la capacité résistante d'assemblage.

3.4.2. Assemblages en traction perpendiculaire au fil

Lorsque les assemblages bois sont sollicités en traction perpendiculaire au fil, la rupture peut être conditionnée par la flexion des organes d'assemblages, l'écrasement du bois sous les organes ou le fendage du bois. Les deux premiers modes de ruine sont considérés "ductiles" alors que le fendage du bois a un caractère "fragile" qui peut conduire à l'effondrement catastrophique de l'assemblage [KAS 02].

Afin de vérifier et de développer les formules de prédiction du fendage, quelques études expérimentales sur le fendage des assemblages bois de type tige sollicités perpendiculairement au fil ont été réalisées [YAS 87] [REF 95] [BAL 99] [RES 00] [YAS 01] [QUE 01] [KAS 02] [SAW 03] [GAT 04]. Les essais ont été réalisés sur des assemblages à mi-portée de poutres en bois simplement appuyées, de différentes tailles avec différents organes d'assemblage (clous, broches, boulons, anneaux), et avec plaques métalliques simples ou embouties.

Kasim et al. [KAS 02] ont testé des poutres en bois lamellé-collé chargées à mi-portée en traction perpendiculaire au fil avec un assemblage de quatre boulons. La section de la poutre est de *80 mm* × *304 mm* et le diamètre du boulon est de *19 mm*. Toutes les éprouvettes ont développé des fissures significatives peu avant la rupture ou au moment de la rupture. Les fissures dans toutes les éprouvettes ont traversé les trous des boulons les plus loin du bord chargé. En raison du petit élancement des tiges, aucun écrasement du bois n'a été remarqué autour des trous des boulons ou le long de la longueur des appuis. Les trous dans les plaques

métalliques n'ont montré aucun signe de déformation. Les boulons métalliques eux-mêmes sont restés droits et aucun phénomène de pliage n'a été remarqué.

Ballerini [BAL 99] a également présenté des résultats expérimentaux d'essais de flexion sur des poutres en bois lamellé-collé, d'épaisseur égale à *40 mm* et simplement appuyées, sollicitées à mi-portée en traction perpendiculaire au fil avec des assemblages à un ou deux broches de diamètre égal à *10 mm*. Trois modes de rupture ont été observés: la rupture par fendage, la rupture par flexion et la rupture par écrasement du bois. Le premier mode de rupture était présent dans tous les essais avec le phénomène de propagation de la fissuration à travers l'élément testé jusqu'à la rupture. Tandis que le mode d'écrasement a été très faiblement observé.

Ces essais [BAL 99] [KAS 02] concernent des assemblages avec plaque métallique latérale et des organes de type tiges rigides. Dans ce cas-ci, la résistance d'assemblage est pilotée par le fendage. Cependant, lorsque les assemblages ont des organes élancés placés près du bord chargé de la poutre, le mode de ruine qui pilote peut être le développement de rotules plastiques dans les tiges, combiné avec le fendage du bois [XU 09b]. D'ailleurs, dans la pratique, les assemblages avec plaque métallique centrale sont fréquemment utilisés afin d'obtenir un meilleur aspect esthétique et une plus grande sécurité incendie. Le nombre d'études expérimentales disponibles sur des assemblages bois-métal, avec plaque métallique centrale, est plutôt limité dans la littérature. Seulement deux séries d'essais fournissant les charges ultimes ont été rapportées [SAW 03] [GAT 04].

Dans l'étude expérimentale de Gattesco et Toffolo [GAT 04], quatre types de géométries d'assemblages sont testés. La figure A.33 montre leurs configurations. Les caractéristiques mécaniques du bois *BLC* sont résumées dans le tableau A.25. Ces assemblages sont composés d'une plaque métallique centrale d'épaisseur égale à *10 mm* et des boulons de diamètre égal à *16 mm*. Cinq éprouvettes sont testées dans chaque type d'assemblage. La résistance de l'acier est la même que celle dans l'assemblage sollicité en traction parallèle au fil (tableau A.21).

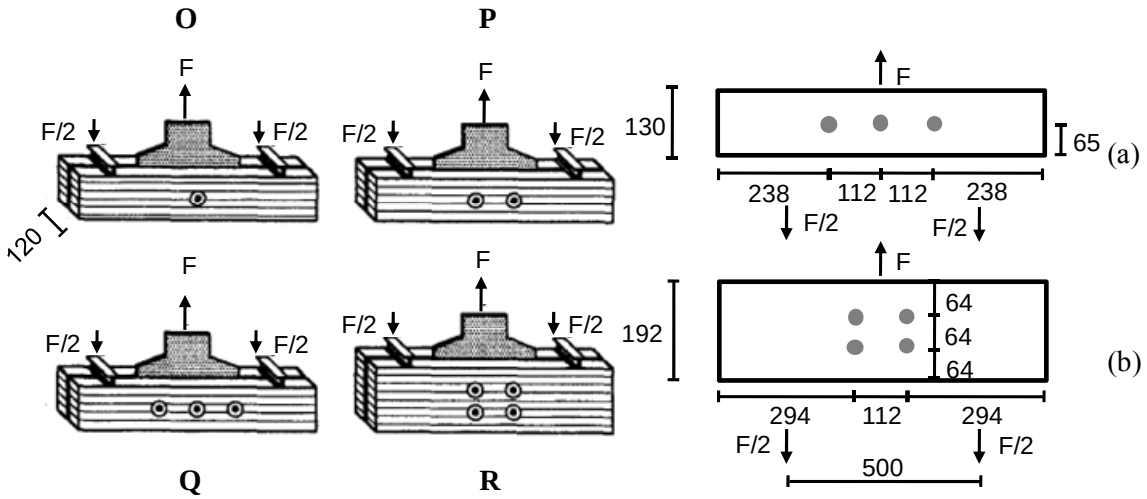


Figure A. 33 : ***Configuration d'assemblages (a) pour les types O, P et Q (b) pour le type R [GAT 04]***

Tableau A. 25 : ***Caractéristiques mécaniques moyennes du bois***

Type	ρ (kg/m^3)	H (%)	$f_{c,0}$ (MPa)	$f_{c,90}$ (MPa)	E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	$f_{h,90}$ (MPa)
O	435	10,8	51,11	3,07	13926	272	13,2
P	439	10,8	51,36	3,24	13760	249	12,8
Q	458	8,8	57,04	3,70	13676	306	13,7
R	446	9,4	52,46	3,07	13493	270	11,9

Les courbes charge-glissement de l'assemblage *O* sont montrées sur la figure A.34. Pour les assemblages en traction perpendiculaire au fil, F_y définit la première rupture. Toutes les éprouvettes ont développé des fissures significatives. Les fissures dans toutes les éprouvettes ont traversé les trous des boulons les plus éloignés du bord chargé. Après l'essai, la déformation résiduelle en flexion des boulons reste négligeable.

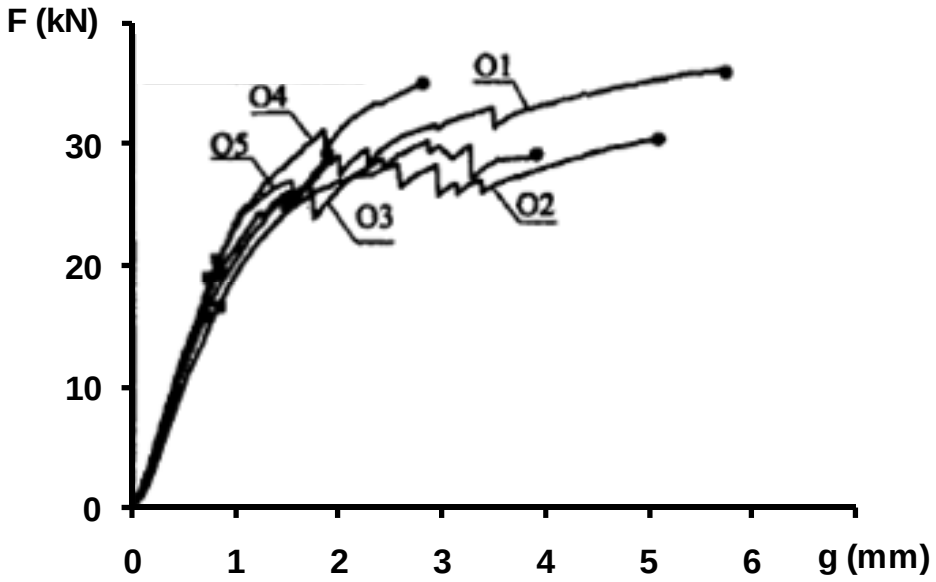


Figure A. 34 : ***Courbes charge-glissement de l'assemblage O [GAT 04]***

Des résultats expérimentaux d'assemblages sont résumés dans le tableau A.26. On trouve que la résistance augmente avec l'augmentation du nombre de boulons pour la même géométrie d'assemblage (les types *O*, *P* et *Q*). Ainsi, le nombre d'organes est aussi un paramètre important pour les assemblages bois sollicités en traction perpendiculaire au fil.

Tableau A. 26 : ***Résultats expérimentaux d'assemblages en traction perpendiculaire au fil [GAT 04]***

Type	Charge élastique limite proportionnelle F_p (kN)	Rigidité K_s (kN/mm)	Charge plastique F_y (kN)	Charge ultime F_u (kN)
O	19,11	24,12	25,84	32,47
P	33,00	55,02	39,72	39,72
Q	42,92	81,43	55,89	55,89
R	64,32	78,70	77,06	89,19

Sawata et Yasumura [SAW 03] ont étudié l'influence de l'épaisseur sur la capacité de résistance d'assemblage sollicité en traction perpendiculaire au fil. La configuration d'assemblage bois-métal, avec une plaque métallique centrale d'épaisseur égale à *12 mm*, est montrée sur la figure A.35. La résistance ultime en traction du matériau du boulon de *16 mm* est de *530 MPa*. Trois ratios d'élancement (*t/d = 4*, *8* et *12)* sont retenus.

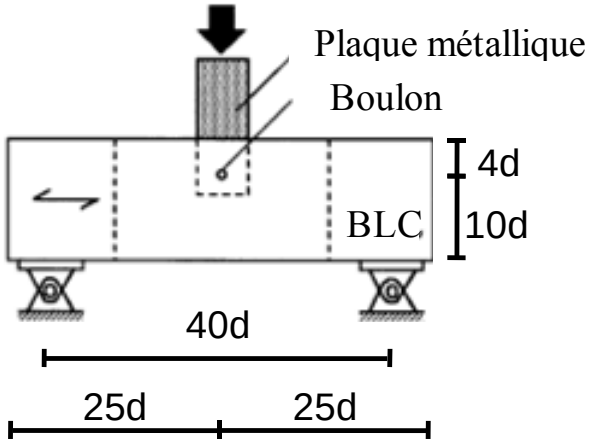


Figure A. 35 : ***Configuration d'assemblage bois-métal***

Tableau A. 27 : ***Résultats expérimentaux [SAW 03]***

	ρ (kg/m^3)	t/d	Charge plastique (kN)	Charge ultime (kN)
BCM 4	412	4	14,3	28,5
BCM 8	457	8	26,8	59,6
BCM 12	447	12	26,9	61,5

Des résultats expérimentaux sont résumés dans le tableau A. 27. On remarque que la capacité résistante d'assemblage augmente avec l'épaisseur du bois. Cependant, lorsque *t/d* passe de *8* à *12*, cette augmentation n'est pas significative.

3.4.3. Assemblages en flexion

Concernant les assemblages bois sollicités en flexion, quelques résultats expérimentaux sont rapportés dans la littérature. Bouchair et al [BOU 07] présentent des résultats expérimentaux pour les assemblages poteau-poutre en bois-bois avec ou sans renforcement par plaques collées en contre plaqué. Le renforcement améliore la résistance et permet de donner un comportement plus ductile par rapport à celui d'un assemblage sans renforcement. Guan et Rodd [GUA 00] poposent d'utiliser les organes creux et le bois renforcé localement par stratifiés de bois densifié (Densified veneer wood) pour obtenir un mode de ruine ductile.

Lam et al [LAM 08] présentent les résultats d'une étude expérimentale visant à évaluer la contribution de vis auto-taraudeuses comme un renforcement perpendiculaire au fil pour l'assemblage bois BLC par boulons de diamètre égal à *19,1 mm* avec une plaque métallique médiane. La section transversale des éléments en bois est de *304 mm x 130 mm*, le poteau de longueur égale à *1000 mm* et la poutre de longueur égale à *820 mm* sont composés de double et simple membre, respectivement. La dimension de la plaque métallique est de *675 mm* × *300 mm* × *9,5 mm*. Le diamètre des vis auto-taraudeuses est de *8 mm*, et la longueur est de *300 mm*. La valeur caractéristique du moment plastique ($M_{y,k}$) des vis auto-taraudeuses est de *17600 N·mm*. La configuration de l'assemblage poteau-poutre est montrée sur la figure A.36. Cinq éprouvettes dans chaque série sont testées. Ces résultats expérimentaux sont résumés dans le tableau A.28.

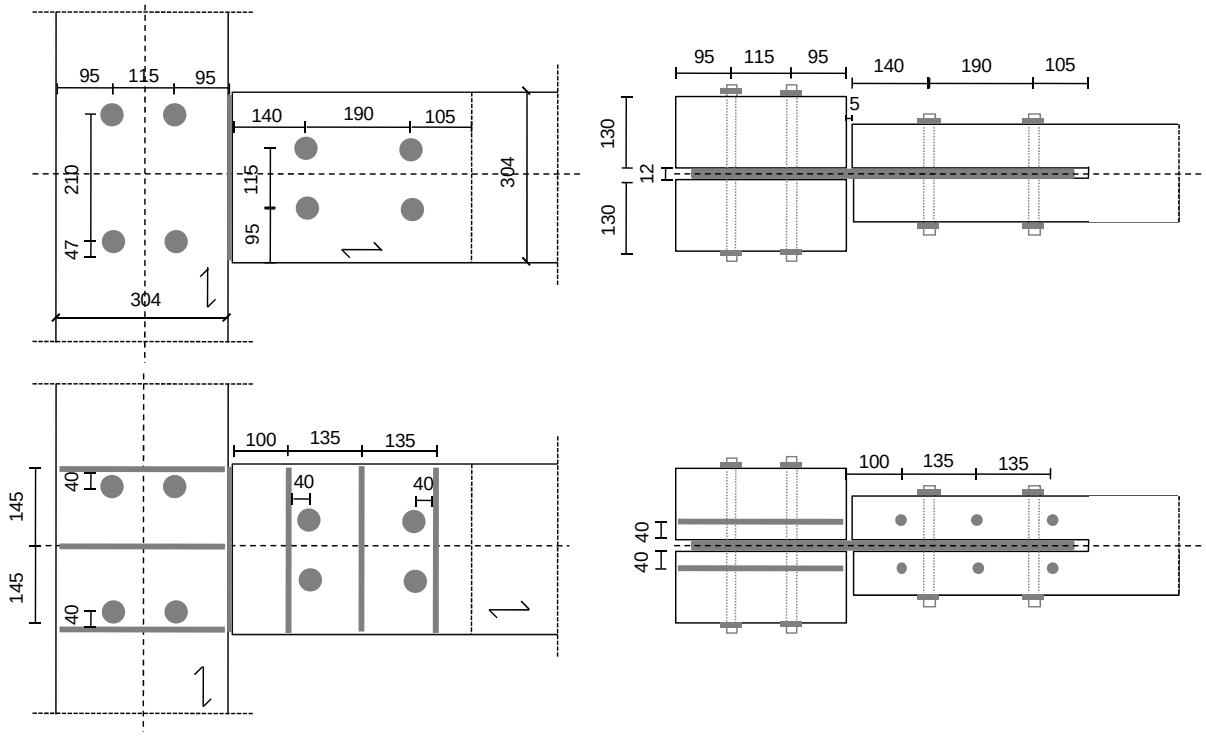


Figure A. 36 : ***Configuration d'assemblage avec vis auto-taraudeuses***

Tableau A. 28 : ***Résultats expérimentaux d'assemblages sans et avec renforcement [LAM 08]***

	Sans renforcement	Avec renforcement
Moment maximal (kN·m)	31,49	65,88
Rotation (°)	2,97	16,59
Rigidité élastique (kN·m/°)	13,73	14,54

Ces résultats de tests montrent que la capacité résistante des assemblages renforcés par les vis auto-taraudeuses est deux fois plus grande que celle des assemblages non-renforcés. Un mode de ruine très ductile a également été observé dans des assemblages renforcés. Le montage et les modes de ruine pour les assemblages non-renforcés et renforcés sont montrés sur la figure A.37.

(a) (b) (c)

Figure A. 37 : ***Essais en flexion : (a) montage expérimental (b) mode de ruine de l'assemblage non-renforcé (c) mode de ruine de l'assemblage renforcé***

4. Modélisations numériques d'assemblages

L'analyse du comportement mécanique des assemblages bois est très complexe, due aux paramètres géométriques d'assemblage, à l'anisotropie du bois, à la tolérance du perçage et au frottement entre les composants. Cependant, afin de simplifier le problème, la plupart des investigations précédentes ont considéré les effets de paramètres individuels dans l'analyse du comportement mécanique des assemblages. Il est difficile d'entreprendre une étude analytique due aux interactions des différents paramètres. Ainsi, des modèles basés sur la méthode des éléments finis sont développés pour étudier la performance mécanique des assemblages bois.

Au cours des deux dernières décennies, plusieurs modèles en 2D ou 3D ont été développés pour simuler le comportement d'assemblages de structures bois. Nous commentons dans ce qui suit l'essentiel des modèles numériques utilisés dans la littérature.

4.1. Modèles en 2D

Afin de simplifier le calcul numérique et de limiter son coût, plusieurs auteurs ont proposé des études numériques bidimensionnelles (2D) basées sur des modèles éléments finis (FEM). On distingue deux modèles : les modèles basés sur la mécanique de la rupture élastique linéaire (LEFM) et les modèles basés sur des poutres sur appuis continus.

4.1.1. Modèles basés sur LEFM

Plusieurs modèles en 2D basés sur la mécanique de la rupture élastique linéaire (LEFM) ont été élaborés pour simuler le comportement d'assemblages bois sollicités en traction perpendiculaire au fil [YAS 00] [BOR 01] [BAL 01] [BAL 07]. L'hypothèse de corps élastiques a été adoptée. Selon les observations expérimentales, cette hypothèse semble valable pour la rupture fragile et ces modèles peuvent bien simuler le comportement d'assemblage bois avec des organes rigides sollicités en traction perpendiculaire au fil. Pour l'assemblage de type tige avec un mode de rupture ductile, le comportement est caractérisé par la déformation de l'organe d'assemblage et/ou la portance locale du bois. Dans ce cas, la rupture est le résultat d'une interaction complexe de contraintes et ainsi le modèle de LEFM basé sur l'hypothèse d'un corps élastique n'est plus approprié.

4.1.2. Modèles de poutres sur appuis continus

L'approche cinématique des assemblages amène à rapprocher le comportement de la tige et l'enfoncement du bois au comportement d'une poutre sur appuis continus (fondations). La poutre correspond à la tige, alors que les fondations représentent le comportement à l'enfoncement du bois. Pour les assemblages brochés, l'évolution de la force en fonction du glissement peut être déterminée en utilisant une poutre non-linéaire sur appuis continus. La relation contraintes-enfoncement de la fondation est alors définie par des essais d'enfoncement du bois. Le bois en pression diamétrale est représenté par des ressorts élastiques. La broche est représentée par des éléments de type poutre en interaction avec les ressorts.

Il existe plusieurs études numériques en 2D basées sur le modèle de la poutre sur appuis continus [BOU 07] [CHU 05] [SAW 03] qui permettent d'étudier le comportement d'assemblage sous différentes sollicitations. Ces modèles associent souvent deux plans qui représentent, de façon découplée, le caractère tridimensionnel de l'assemblage : le plan perpendiculaire et le plan parallèle à l'axe de l'assembleur (figure A.38). Le plan perpendiculaire permet d'analyser les effets des dimensions des pièces sur la répartition des contraintes et les résistances des assemblages de faible épaisseur. Le plan parallèle représente l'effet de l'élancement de l'assembleur sur la réponse de l'assemblage, en terme de courbes globales charge-déplacement.

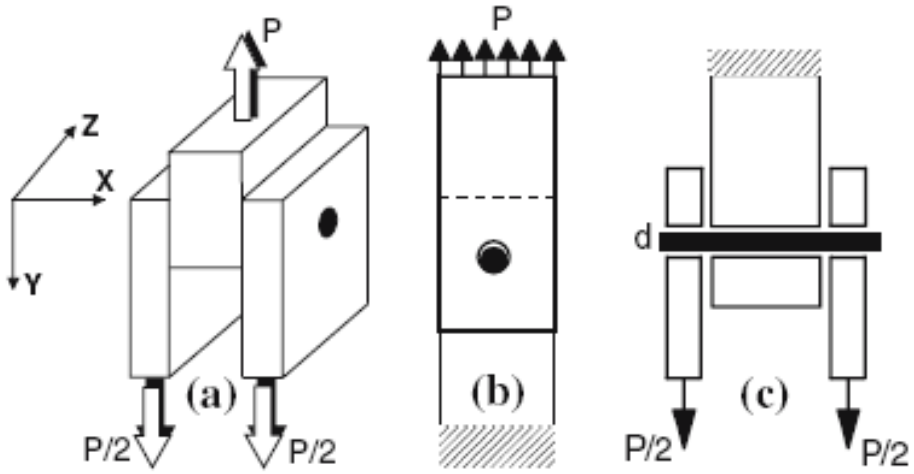


Figure A. 38 : ***Sechéma de la modélisation d'un assemblage élémentaire [BOU 07]***

Toutefois, il a été reconnu que ces modèles donnent seulement des prévisions raisonnables pour des situations très spécifiques (éléments de bois de faibles épaisseurs). Ce type d'approche ne permet pas de coupler l'état de déformation de la tige avec celui des éléments formant l'assemblage. Il ne permet donc pas d'approcher les champs de contraintes au sein de ces éléments.

4.2. Modèles en 3D

En réalité, l'assemblage par broches a plutôt un comportement de type tridimensionnel (interaction entre les plans parallèle et perpendiculaire à l'axe de l'assembleur). Il est donc nécessaire de développer des modèles 3D pour étudier le comportement d'assemblage bois. Dans les modèles 3D, développés pour représenter le comportement réel des assemblages, où la modélisation du matériau bois reste la partie la plus délicate, différentes approches sont utilisées dans la littérature.

Le comportement global des assemblages de structures bois par tiges est principalement influencé par le comportement en compression. Ainsi, quelques auteurs [LAP 06] [DIA 07] ont développé des modèles basés sur des critères de plasticité anisotrope telle que le critère de Hill.

Laplanche [LAP 06] a développé une modélisation tridimensionnelle par la méthode des éléments finis d'assemblages bois-bois sollicités en traction parallèle au fil. Un critère de plasticité a été intégré pour chacun des matériaux : Hill pour le bois et Von Misès pour l'acier. La validation du modèle a été réalisée par comparaison avec des résultats d'essais expérimentaux (figure A.39).

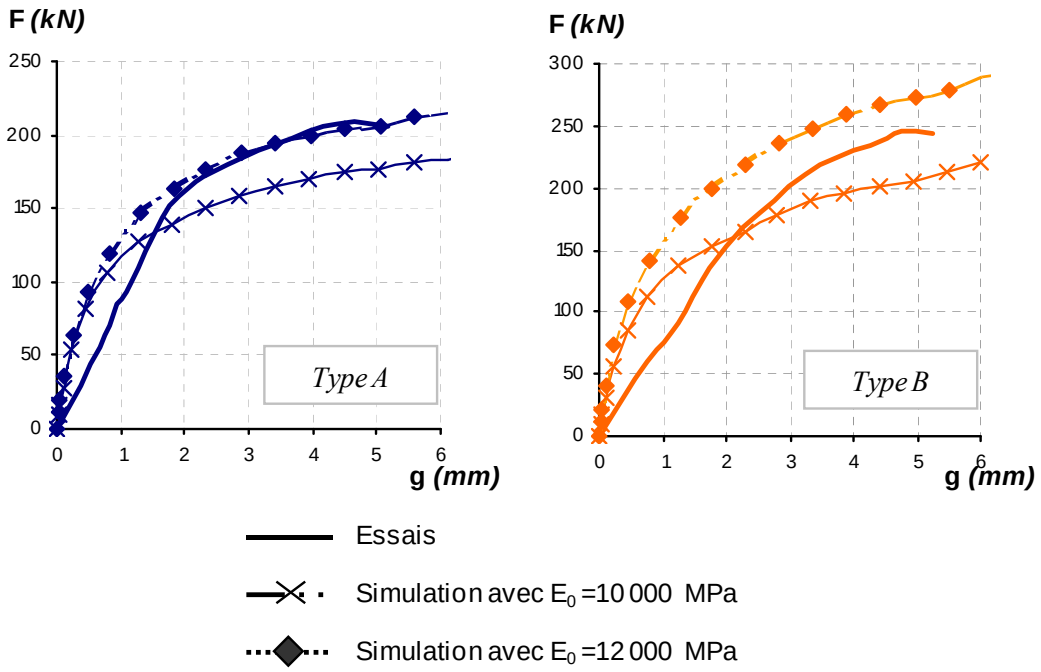


Figure A. 39 : ***Courbes charge-glissement de l'assemblage bois-bois [LAP 06]***

En terme de rigidité, il a été remarqué que la modélisation donne une rigidité supérieure à celle de l'expérience. Cette différence s'explique principalement par l'utilisation du critère de Hill qui ne prend pas en compte la dissymétrie du comportement du bois entre la traction et la compression. De plus, le matériau montre une certaine fragilité dans la direction perpendiculaire au fil du bois et en cisaillement. Ce modèle ne peut donc pas prévoir la capacité résistante d'assemblage, à cause de la non prise en compte de la rupture progressive du bois. Ainsi, il est nécessaire de développer un modèle numérique qui permet de prendre en compte ces phénomènes.

Nous citons à titre d'exemple le modèle utilisé par Kharouf [KHA 03] pour analyser des assemblages boulonnés, où le bois est considéré élasto-plastique orthotrope en compression bi-axiale conformément au critère de Hill, et élastique orthotrope linéaire en traction avec le critère de "contraintes maximales" comme critère de rupture. Des tendances raisonnables ont été constatées entre les simulations numériques et les mesures expérimentales au niveau des déformations locales et globales pour l'assemblage avec un seul boulon. En outre, les modes de rupture prévus sont compatibles avec les observations expérimentales. Cependant, il a été observé que les résultats numériques obtenus donnent des valeurs plus élevées en terme de rigidité (figure A.40). La différence s'explique par la non considération de la contribution des contraintes de cisaillement au phénomène de rupture.

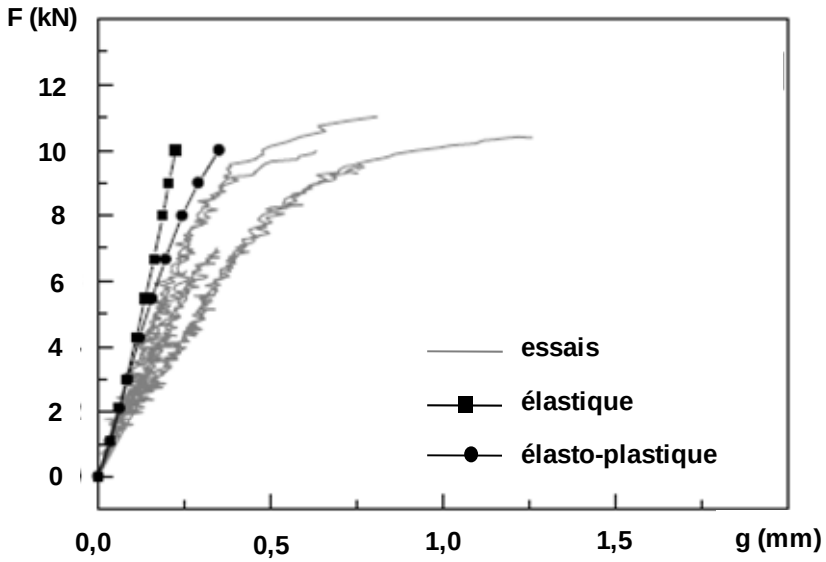


Figure A. 40 : ***Courbes charge-glissement de l'assemblage bois [KHA 03]***

Patton-Mallory et al. [PAT 97a] ont développé un modèle numérique tridimensionnel de l'assemblage boulonné. Dans ce modèle, l'acier a été considéré comme parfaitement élasto-plastique. Le bois a été modélisé sur la base d'une loi orthotrope en considérant un comportement tri-linéaire de compression du bois et tri-linéaire avec dégradation de la rigidité de cisaillement. Ils prennent également en compte le jeu entre boulons et bois. Les résultats numériques ont montré un comportement plus rigide que celui de l'expérience. Ces différences ont été attribuées au manque de la dégradation de rigidité en traction perpendiculaire au fil.

Nous distinguons dans la littérature, une évaluation qualitative de la rupture dans les assemblages par broches effectuée par Patton-Mallory et al. Le modèle 3D utilisé tient compte des critères : de contrainte maximale [PAT 98a] et de Tsai-Wu [PAT 98b]. Il permet dans sa finalité d'étudier les contraintes de traction perpendiculaire et de cisaillement parallèle aux fibres, à proximité du trou de la broche. Les critères de rupture se sont trouvés très utiles pour comparer numériquement des distributions de contraintes prévues avec des modes de ruptures observée expérimentalement. En raison de la difficulté de déterminer l'interaction des différents coefficients, ils limitent leur analyse à une étude qualitative. Cependant, les prévisions de la capacité de charge n'ont pas été abordées.

Un modèle 3D a été développé en prenant en compte la plasticité anisotropique du bois et l'élasto-plasticité des broches [MOS 03]. Dans ce modèle, la théorie du maillon le plus faible de Weibull (Weibull weakest link theory) a été utilisée pour prévoir la rupture. À chaque incrément de charge, les trois contraintes unidirectionnelles de traction et les contraintes de cisaillement sont comparées indépendamment avec des valeurs critiques de résistance. Il est supposé que peu ou aucune interaction entre ces contraintes existe. La courbe décrivant le comportement charge-déplacement était très similaire au comportement expérimental. De plus, l'estimation de la capacité de charge est conservative.

Néanmoins, peu de modélisations existent dans la littérature concernant les assemblages bois représentant le comportement réel de leurs matériaux constitutifs. Il est nécessaire de développer une modélisation du bois pour constituer une bonne représentation du comportement de charge-glissement et de la résistance ultime des assemblages bois.

Partie B
Approche réglementaire et analytique

1. Introduction

Afin de déterminer la résistance et la rigidité de l'asssemblage bois sous différentes sollicitations, les approches réglementaire et analytique disponibles sont introduites. Elles s'appuient principalement sur les démarches et principes de l'EC5 [EC5 04]. L'EC5 adopte la théorie de l'analyse limite pour la résistance d'assemblages par tiges. De plus, pour les assemblages bois-métal sous sollicitation parallèle au fil, il nécessaire de tenir compte de la capacité de résistance en cisaillement de bloc représentant la rupture le long du périmètre du groupe d'organes.

Pour les assemblages sollicités en traction perpendiculaire au fil, en raison de la rupture fragile, la résistance du bois au fendage gère la capacité résistante de l'assemblage. Dans ce document, les formules de prédiction de la résistance au fendage disponibles dans la littérature sont présentées.

Pour les assemblages sollicités en flexion, un modèle analytique inspiré des démarches de l'EC5 est introduit en s'appuyant sur les approches de la théorie de l'analyse limite et l'hypothèse du centre de la rotation de l'assemblage confondu avec son centre géométrique.

Enfin, la théorie de poutres sur appuis continus élastiques et la théorie de Volkersen sont introduites afin de calculer les contraintes de traction perpendiculaire au fil et les contraintes de cisaillement parallèle au fil, respectivement. Ces théories sont appliquées aux assemblages sollicités dans la direction parallèle au fil. Elles permettent d'évaluer leurs capacités résistantes en considérant la traction transversale et le cisaillement.

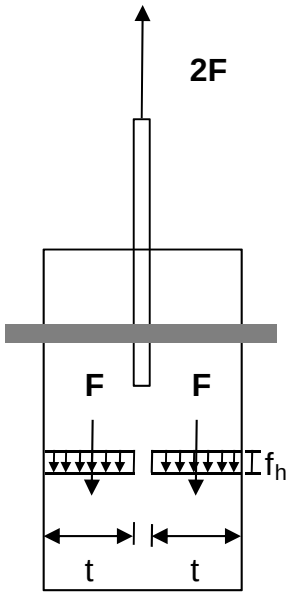
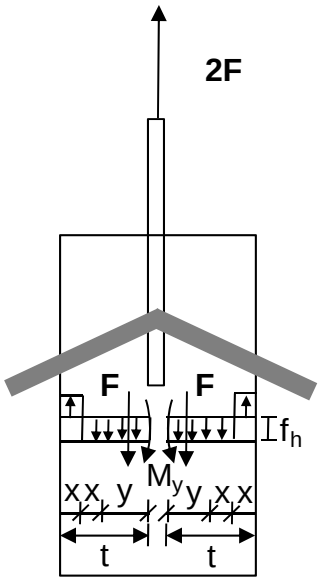
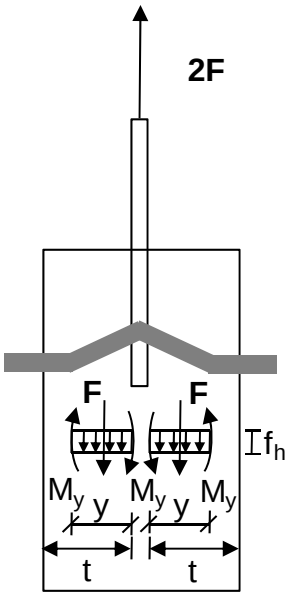
2. Approche réglementaire

2.1. Théorie de l'analyse limite

L'analyse du comportement d'assemblages avec organes métalliques a amené au développement de méthodes analytiques permettant d'estimer leurs résistances ultimes. Ainsi, l'adaptation de la théorie de l'analyse limite (TAL) aux assemblages a été faite entre autres par Johansen [JOH 49].

Dans cette théorie, deux modes de ruine sont considérés : le bois en portance locale et les organes d'assemblages en flexion. Ainsi, la résistance plastique de l'assemblage est déterminée à partir de la résistance "plastique" du bois en portance locale et des rotules plastiques des assembleurs métalliques. Dans ce cas, le bois est supposé être un matériau rigide-plastique comme le métal des assembleurs. Les calculs sont basés sur l'équilibre des efforts internes et externes en considérant un mécanisme de ruine plastique de l'assemblage. A titre d'illustration, les modes de ruine et les équations de capacité résistante F par plan de cisaillement sont montrées dans le tableau B.1 pour les assemblages bois-métal en double cisaillement.

Tableau B. 1 : ***Théorie de Johansen pour les assemblages bois-métal***

 **Mode 1**	 **Mode 2**	 **Mode 3**
$F = dtf_h$ (B.1)	$F = ydf_h$ $M_y = \frac{1}{2} y^2 df_h - x^2 df_h$ $t = y + 2x$ $F = df_h t\left(\sqrt{2 + \frac{4M_y}{df_h t^2}} - 1\right)$ (B.2)	$F = ydf_h$ $\frac{1}{2} y^2 df_h - 2M_y = 0$ $F = \sqrt{4M_y df_h}$ (B.3)

Dans la théorie de Johansen, la capacité de flexion élastique de l'organe ($M_{el} = \pi d^3 f_y/32$) est adoptée. Meyer [MEY 57] a utilisé la capacité de flexion plastique de l'organe ($M_{pl} = d^3 f_y/6$). L'EC5 adopte cette théorie et l'étend à tous les organes de type tiges (broche, boulon, pointe etc). Les équations de l'EC5 [EC5 04] s'écrivent comme suit (Eq. B.4)

$$F_{v,Rk} = min\begin{cases} f_{h,\alpha,k} td & \text{mode 1} \\ f_{h,\alpha,k} td\left[\sqrt{2 + \frac{4M_{y,Rk}}{f_{h,\alpha,k} dt^2}} - 1\right] + \frac{F_{ax,Rk}}{4} & \text{mode 2} \\ 2.3\sqrt{M_{y,Rk} f_{h,\alpha,k} d} + \frac{F_{ax,Rk}}{4} & \text{mode 3} \end{cases} \quad \text{(B.4)}$$

Avec :

$$M_{y,Rk} = 0{,}3 f_{u,k} d^{2.6} \qquad f_{h,\alpha,k} = \frac{f_{h,0,k}}{k_{90} \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha}$$

$$f_{h,0,k} = 0{,}082(1 - 0{,}01d)\rho_k \qquad k_{90} = 1{,}35 + 0{,}015d$$

$F_{ax,Rk}$ est la contribution de l'effet de corde. Cette contribution supplémentaire, à la capacité résistante définie en flexion par les formules de la TAL, est limitée à *25%* pour les boulons. Elle est inexistante pour les broches à cause de l'absence de tête, ce qui ne permet pas à l'effet de corde de se développer.

La méthode analytique de la TAL s'appuie sur le principe d'une ductilité suffisante pour le bois et le métal. Elle suppose donc que l'assemblage atteint sa capacité plastique avant de développer une rupture fragile. Pour atteindre cet objectif, l'EC5 [EC5 04] propose des dispositions minimales pour les distances aux rives et aux extrémités de pièces et les espacements entre les organes (figure B.1 et tableau B.2).

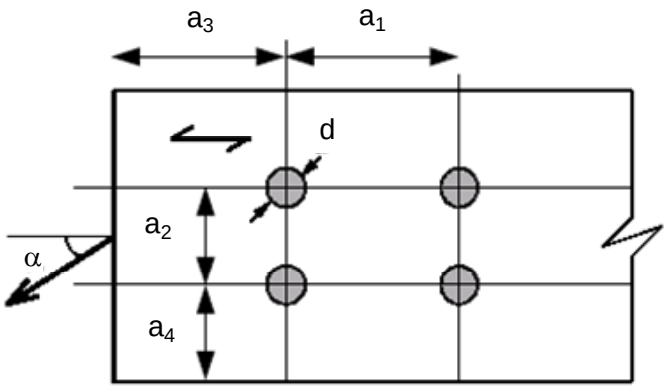


Figure B. 1 : ***Définition des espacements entre les organes selon l'EC 5***

Tableau B. 2 : ***Valeurs minimales des espacements et des distances pour les broches***

Espacement	Direction de l'effort	Distances minimales
a_1	Parallèle au fil	$(3+2\cdot\lvert\cos\alpha\rvert).d$
a_2	Perpendiculaire au fil	3d
$a_{3,t}$	$90° \geq \alpha \geq -90°$	Max [7d ; 80 mm]
$a_{3,c}$	$210° \geq \alpha \geq 150°$	3d
	$150° \geq \alpha \geq 90°$	Max $[a_{3,t}.\lvert\sin\alpha\rvert\cdot d$; 3d]
	$270° \geq \alpha \geq 210°$	Max $[a_{3,t}.\lvert\sin\alpha\rvert\cdot d$; 3d]
$a_{4,t}$	$180° \geq \alpha \geq 0°$	Max $[(2+2\cdot\sin\alpha)\cdot d$; 3d]
$a_{4,c}$	Autres valeurs de α	3d

Pour des assemblages avec n organes sollicités parallèlement au fil du bois, l'effet d'interaction entre les organes est pris en compte. Ainsi, la capacité résistante parallèle au fil est calculée à partir du nombre efficace n_{ef} d'organes dans la file où :

$$F_{v,ef,Rk} = n_{ef} \cdot F_{v,Rk} \quad avec \quad n_{ef} = \min\left\{ n^{0,9} \sqrt[4]{\frac{a_1}{13d}} \right. \tag{B.5}$$

Pour les charges perpendiculaires au fil, le nombre efficace d'organes est pris égal à n. cependant, un critère qui tient compte du fendage du bois est introduit.

2.2. Cisaillement de bloc

Pour les assemblages bois-métal par organes de grand diamètre sous sollicitation parallèle au fil du bois, la rupture fragile peut se produire au niveau de la section nette ou par cisaillement de bloc. L'interaction de contraintes engendrée par la multiplication du nombre d'organes d'assemblage implique la possibilité de ces types de rupture. Cela a été confirmé par les résultats expérimentaux de différents auteurs [YAS 87] [QUE 00] [MOH 01], et en particulier pour les assemblages à organes multiples et les assemblages avec organes à faible élancement. Ces modes de ruine complètent ceux déjà couverts par les formules de la TAL.

L'EC5 [EC5 04] propose de faire la vérification relative à la capacité de résistance de cisaillement de bloc, en plus du calcul de la résistance selon la TAL. Dans ce cas, le cisaillement de bloc représente la rupture le long du périmètre du groupe d'organes tel qu'illustré en figures B.2 et B.3.

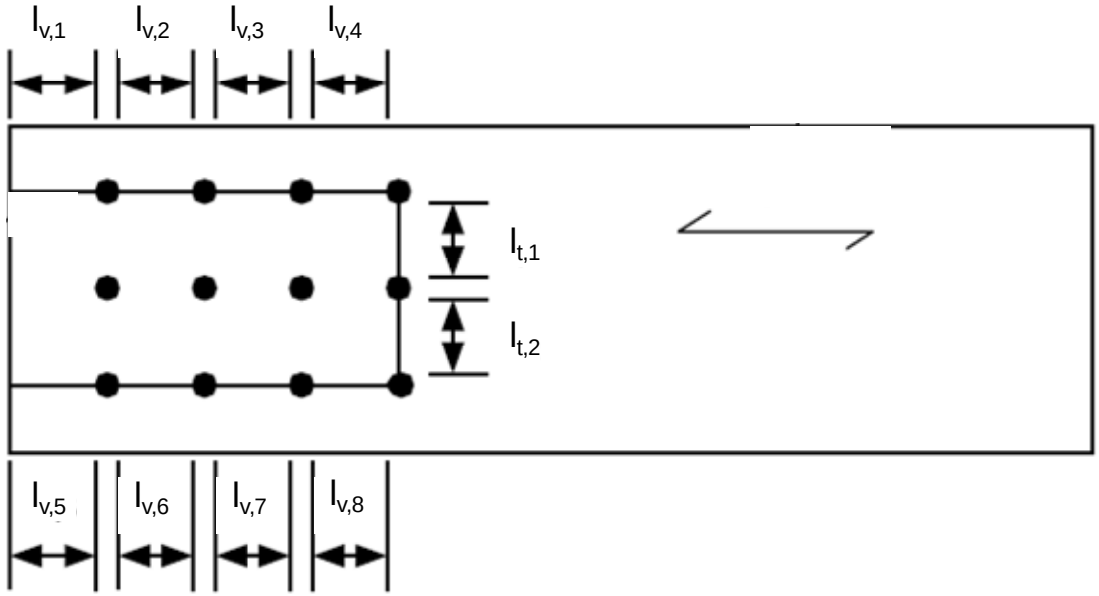


Figure B. 2 : ***Schéma de rupture par cisaillement de bloc***

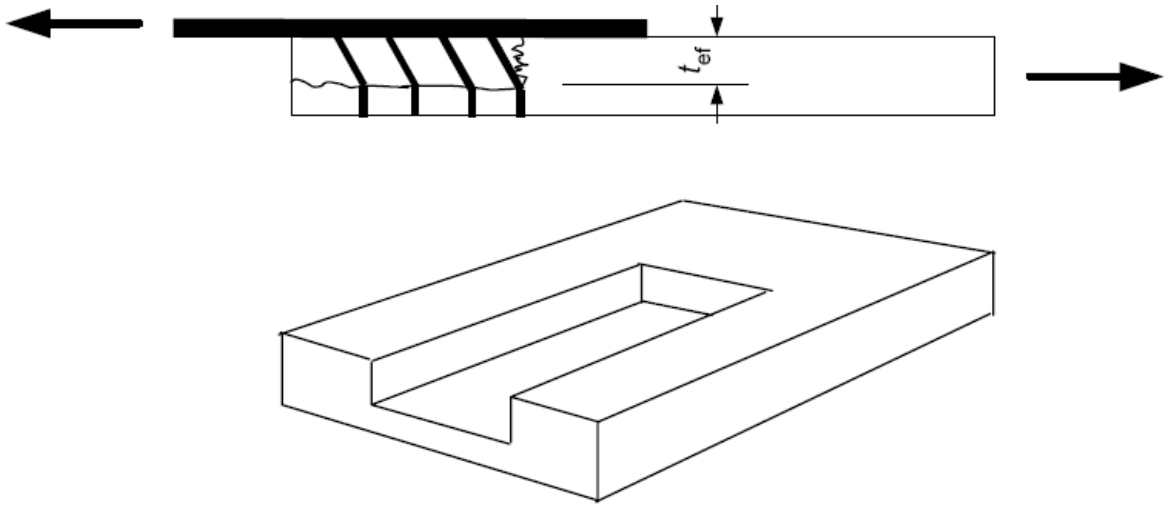


Figure B. 3 : ***Rupture par cisaillement de bloc partiel dû à la flexion/rotation de tiges***

Les équations de calcul de la résistance de cisaillement de bloc sont données ci-après :

$$F_{bs,Rk} = \max\begin{cases} 1{,}5 A_{net,t} f_{t,0,k} \\ 0{,}7 A_{net,v} f_{v,k} \end{cases} \tag{B.6}$$

$$A_{net,t} = L_{net,t} t_1$$

$$A_{net,v} = \begin{cases} L_{net,v} t_1 & \text{pour le mode de ruine 1 de la TAL} \\ L_{net,v} (L_{net,t} + 2 t_{ef}) & \text{pour les modes de ruine 2 et 3 de la TAL} \end{cases}$$

$$L_{net,t} = \sum_i l_{t,i}$$

$$L_{net,v} = \sum_i l_{v,i}$$

$$t_{ef} = \begin{cases} t_1 \left[\sqrt{2 + \dfrac{M_{y,Rk}}{f_{h,k} d t^2}} - 1 \right] & \text{mode 2} \\ 2 \sqrt{\dfrac{M_{y,Rk}}{f_{h,k} d}} & \text{mode 3} \end{cases}$$

2.3. Sollicitation perpendiculaire au fil

Dans le cas d'une sollicitation perpendiculaire au fil du bois ou oblique, la capacité résistante de la liaison peut être conditionnée par le taux de travail du bois en traction transversale

(figure B.4). Lorsque le chargement est appliqué dans la direction perpendiculaire au fil, le mode de ruine par fendage peut se produire et il doit être considéré en plus de la théorie de l'analyse limite pour tenir compte de la rupture fragile de bois.

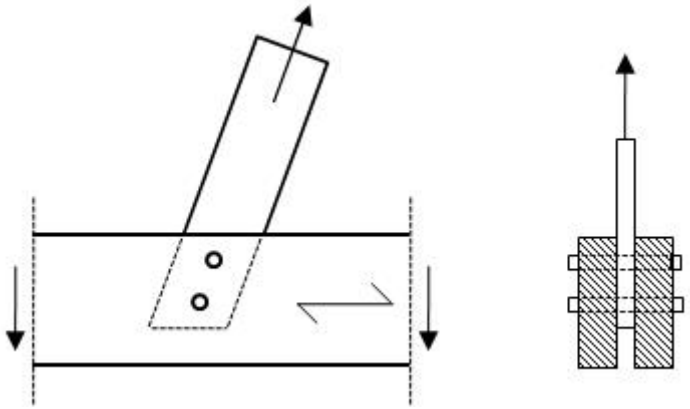


Figure B. 4 : ***Assemblage sollicité en traction oblique***

Pour tenir compte du fendage de l'assemblage sollicité dans la direction perpendiculaire au fil, divers travaux de recherche ont été consacrés à l'analyse de leur capacité de résistance. Ces études ont montré que la capacité de charge d'assemblage par organes métalliques sollicités dans la direction perpendiculaire au fil est rarement basée sur la portance locale du bois, comme c'est le cas des sollicitations parallèles au fil, mais elle est normalement régie, à l'étape finale, par le fendage du bois. Le fendage est induit par une combinaison de contraintes de traction perpendiculaire au fil et de cisaillement. Ainsi, quelques modèles mécaniques ont été proposés sur la base de ces deux types de contraintes. Comme la rupture dans les assemblages est liée à des fissures et à la propagation des fissures dans le bois, d'autres modèles mécaniques basés sur la mécanique de la rupture et l'énergie de rupture ont été proposés.

Quelques études expérimentales montrent que la rupture d'assemblages sollicités dans la direction perpendiculaire au fil est régie par la longueur critique où la propagation des fissures devient instable [YAS 01]. Il est assez difficile de déterminer la longueur critique de la fissure à partir des expériences car il est difficile de mesurer la propagation de la fissure au cours de l'essai. La relation entre la force latérale et la longueur de la fissure peut être calculée à l'aide de la mécanique de la rupture élastique linéaire. La longueur critique de fissure a une corrélation avec le rapport entre la distance de la rangée des organes la plus proche du bord chargé (h_e), et la profondeur de la poutre (h) (figure B.5). Ainsi, la majorité des formules courantes de prévision sont basées sur ce rapport.

Basées sur des résultats expérimentaux, plusieurs formules de prédiction de la capacité résistante d'assemblages au fendage ont été développées. Dans le CSA 2001 [CSA 01], la capacité au fendage peut être déterminée sur la base d'un calcul de cisaillement fictif sur la section transversale résiduelle comme suit:

$$V_u = \frac{2 f_v h_e t}{3} \tag{B.7}$$

avec $h_e > 0{,}5h$. Où, f_v est la résistance de cisaillement; V_u est la valeur de calcul de l'effort tranchant [max (V_1, V_2)] engendré par les organes d'assemblage dans les éléments d'épaisseur t : ($V_1 + V_2 = F_m$) (figure B.5).

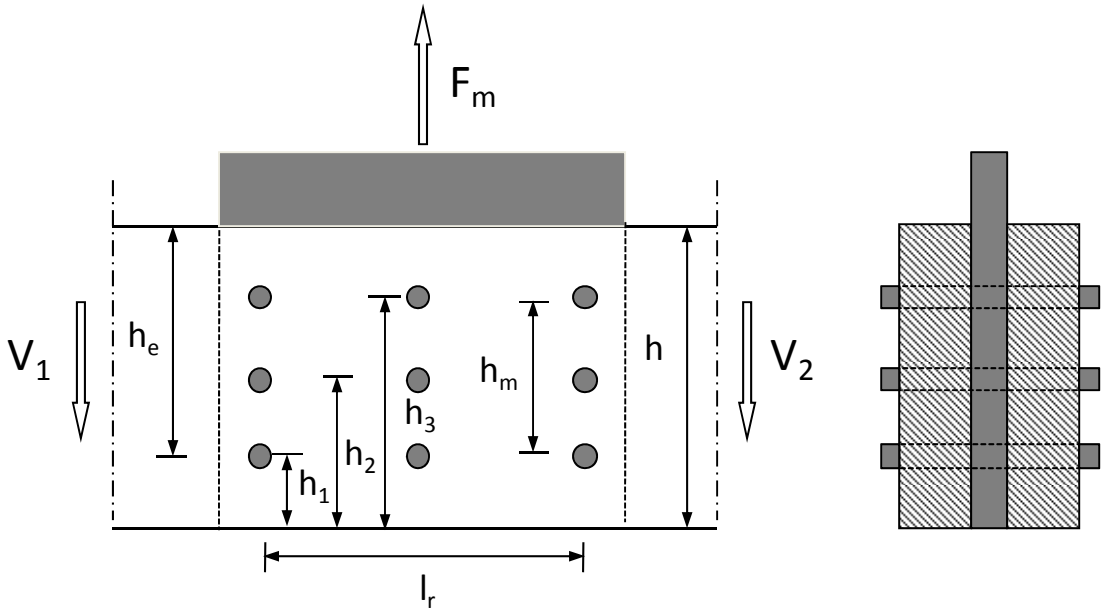


Figure B. 5 : ***Assemblage bois-métal sollicité perpendiculairement au fil***

Van der Put et al. [VAN 00] ont proposé une formule théorique de calcul sur la base d'une approche énergétique dans le cadre de la mécanique de la rupture élastique linéaire (LEFM). La formule de calcul [VAN 04] est simplifiée comme suit :

$$V_u = t\sqrt{\frac{GG_c}{0.6}}\sqrt{\frac{h_e}{1-\frac{h_e}{h}}} \tag{B.8}$$

Où $\sqrt{GG_c}$ est le paramètre de rupture apparent (G est le module de cisaillement et G_c est l'énergie de rupture). Il est considéré que le mode de propagation de la fissure est toujours une combinaison des modes de rupture I et II. La valeur de ce paramètre dépend des conditions spécifiques dans lesquelles l'ouverture de fissure ou la propagation de la fissure instable a lieu. Ces conditions dépendent notamment de l'élancement des organes d'assemblages. La progression de la fissure et le mode de rupture sont différents pour les différents élancements d'organes d'assemblages. À ce stade, il est impossible d'estimer l'influence du mode de rupture de l'organe en relation avec le paramètre de rupture apparent car les données de l'essai de la littérature n'ont pas été adaptées pour vérifier cet aspect. Pour cette raison, une approche de limite inférieure est adoptée pour calculer la valeur du paramètre de rupture apparent $\sqrt{GG_c}$ à partir des résultats d'essais. Pour les calculs pratiques de structures, une proposition de valeur fixe du paramètre de rupture apparent $\sqrt{GG_c} = 12N/mm^{1.5}$ est considérée comme limite moyenne inférieure [VAN 04].

L'EC5 [EC5 04] propose une relation pour l'assemblage de type broche (Eq B.9), dérivée des études de Van der Put [VAN 00]. Cette relation utilise un facteur égal à *14* qui correspond approximativement à $\sqrt{GG_c} = 10.84 N/mm^{1.5}$ dans l'équation B.8.

$$V_u = 14t\sqrt{\frac{h_e}{1-\frac{h_e}{h}}} \tag{B.9}$$

Une autre relation basée sur la mécanique de la rupture est proposée par Larsen et Gustaffson [LAR 01]. La capacité maximale de l'assemblage est exprimée comme suit:

$$F_m = 2\eta \cdot t\sqrt{2h_e GG_c} \tag{B.10}$$

où η est un facteur efficace, proposé par les auteurs et supposé égal à *0,66*.

Conformément aux formules présentées ci-dessus (Eq B.7 à Eq B.10), la capacité résistante des assemblages ne dépend que de l'épaisseur *t* de l'élément en bois et de la distance h_e. Ainsi, l'effet du nombre et de la distribution des organes n'est pas pris en compte. Pour illustrer la différence entre ces formules, une comparaison a été effectuée sur des poutres en bois lamellé-collé utilisées dans les assemblages de la présente étude (*h = 486 mm*, *t = 150 mm*, f_v *= 3,24 MPa*). La valeur h_e est comprise entre *64* et *438 mm* en respectant les distances minimales proposées par l'EC5 [EC5 04]. La capacité résistante donnée par l'équation B.10 a une évolution linéaire et montre les valeurs les plus faibles. Les équations B.8 et B.9 ont une évolution exponentielle et donnent des valeurs quasi-similaires. Les valeurs les plus élevées sont données par l'équation linéaire B.7.

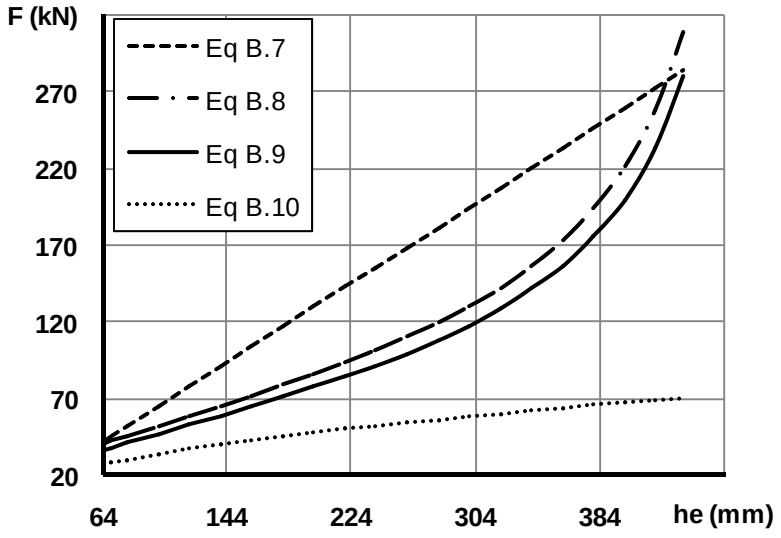


Figure B. 6 : ***Comparaison de différentes formules théoriques de résistance d'assemblage en traction perpendiculaire au fil***

Afin d'évaluer les différentes formules de prédiction disponibles, des comparaisons avec des résultats expérimentaux sont effectuées. Il peut être observé dans les expériences que la résistance au fendage de la poutre augmente linéairement avec h_e [BAL 99]. En outre, avec le même h_e, la présence d'un deuxième organe dans l'assemblage augmente la résistance au fendage [BAL 99] [GAT 04]. D'ailleurs, si le nombre d'organes et h_e restent constants, la résistance de l'assemblage augmente avec l'augmentation de l'espacement entre organes dans la rangée, jusqu'à une valeur maximale de l'espacement [KAS 02]. Ces résultats confirment que la géométrie de l'assemblage a une grande influence sur sa capacité résistante. Ainsi, la résistance d'un assemblage bois à organes multiples sollicité perpendiculairement au fil dépend non seulement du rapport (h_e/h), mais également de la distribution des organes dans l'assemblage (nombre de rangées d'organes et espacement entre organes) et de l'épaisseur de l'élément en bois [SAW 03]. D'autres formules de prédiction (Eq B.11 et B.12) considèrent l'influence de la distribution des organes dans l'assemblage sur sa capacité de charge. Ehlbeck et Görlacher [EHL 95] ont proposé un rapport basé sur des investigations expérimentales et théoriques (Eq B.11):

$$F_m = 13 \cdot \frac{A_{ef}^{0.8} f_{t,90}}{\lambda\, k_r} \tag{B.11}$$

Le paramètre λ tient compte du fait que seulement une partie de l'effort F_m induit des contraintes de traction. Le facteur k_r prend en compte la distribution de l'effort F_m sur plusieurs rangées d'organes d'assemblage. Des contraintes de traction perpendiculaire plus faibles sont alors engendrées sur la rangée d'organes la plus éloignée du bord chargé. L'aire efficace A_{ef} représente une surface fictive sur laquelle les contraintes de traction perpendiculaire sont supposées constantes. Ces paramètres sont donnés dans l'équation B.12.

$$\lambda = 1 - 3\left(\frac{h_e}{h}\right)^2 + 2\left(\frac{h_e}{h}\right)^3;\ k_r = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{h_1}{h_i}\right)^2;\ A_{ef} = t\sqrt{l_r^2 + (ch)^2};\ c = \frac{4}{3}\sqrt{\frac{h_e}{h}\left(1 - \frac{h_e}{h}\right)^3} \tag{B.12}$$

où n est le nombre de rangées d'organes, l_r est la distance entre les organes externes dans la rangée et h_i est la distance de la rangée i du bord non chargé (figure B.5).

Ballerini [BAL 04] a présenté une formule de prédiction semi-empirique basée sur toutes les données expérimentales disponibles dans la littérature, et sur les résultats principaux des travaux théoriques et numériques. La formule utilise l'approche énergitique de LEFM proposée par Van der Put mais prend également en compte l'effet de la géométrie d'assemblage. De la formule de prévision semi-empirique, une formule de calcul simple [BAL 07] pour la résistance au fendage d'assemblages bois à organes multiples sollicités perpendiculairement au fil peut être donnée par l'équation B.13.

$$F_{R,k} = 18t \cdot \sqrt{\frac{h_e}{1 - (\frac{h_e}{h})^3}} \cdot f_w \cdot f_r;\ f_w = 1 + 0.75 \cdot \frac{l_r}{h} \le 2.0;\ f_r = 1 + 1.75 \cdot \frac{n \cdot h_m}{1000 + n \cdot h_m} \tag{B.13}$$

où le facteur f_w prend en compte l'effet de largeur d'assemblage l_r, le facteur f_r est en corrélation avec la hauteur d'assemblage h_m et le nombre de rangées des organes n (figure B.5).

Les formules présentées ci-dessus sont déjà vérifiées pour des assemblages avec un faible élancement d'organes d'assemblages pour favoriser la rupture fragile due au fendage par rapport à la capacité résistante de l'assemblage définie par les expressions de la TAL (portance locale du bois en compression et assembleurs en flexion). Cependant, dans la pratique, les assemblages avec un grand élancement sont souvent utilisés. Dans ce cas, le mode de rupture se produit par le fendage et/ou par des rotules plastiques, dans les assembleurs métalliques, combinées à l'écrasement du bois. Ainsi, il faut calculer la résistance au fendage en plus de la capacité résistante selon la théorie de l'analyse limite. Dans la littérature, peu de résultats expérimentaux sont rapportés pour ce mode de ruine mixte. Il est nécessaire de comparer des capacités de prédiction des formules présentées ci-dessus pour le mode de ruine mixte.

2.4. Sollicitation en flexion

Sous la sollicitation en flexion, les efforts transmis de la structure à un assemblage sont, en général, constitués de trois composantes (figure B.7): le moment (M), l'effort tranchant (T) et l'effort normal (N). La répartition des efforts sur les organes est basée sur le principe de superposition des effets des actions en considérant que les broches se déplacent dans la direction de l'effort sollicitant. L'effort normal et l'effort tranchant sont supposés se répartir uniformément sur les assembleurs. Le moment fléchissant génère une déformation locale de l'assemblage en rotation autour d'un centre de rotation.

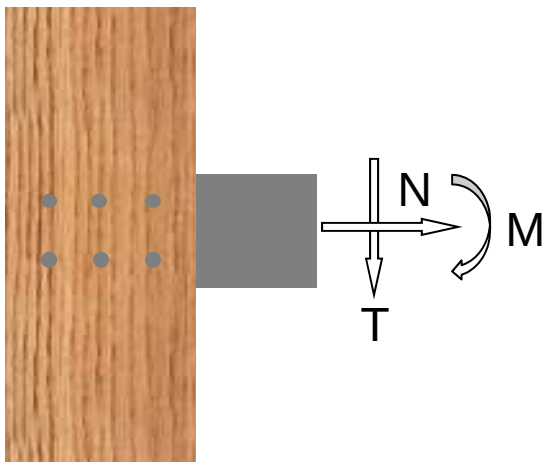


Figure B. 7 : ***Efforts (M, N, T) agissant sur un assemblage***

Pour calculer ce type d'assemblage, un modèle analytique inspiré des démarches de l'EC5 [RAC 96] est appliqué pour trouver la distribution des efforts sur les organes d'assemblages en considérant que le centre de la rotation de l'assemblage est confondu avec son centre géométrique. Ensuite, la résistance de chaque organe est calculée en s'appuyant sur les approches de la théorie de l'analyse limite plastique. Le moment de flexion est transmis par

mobilisation de la rigidité polaire des organes. Les efforts normal et tranchant au centre de gravité de la liaison sont répartis uniformément sur les organes (figure B.8).

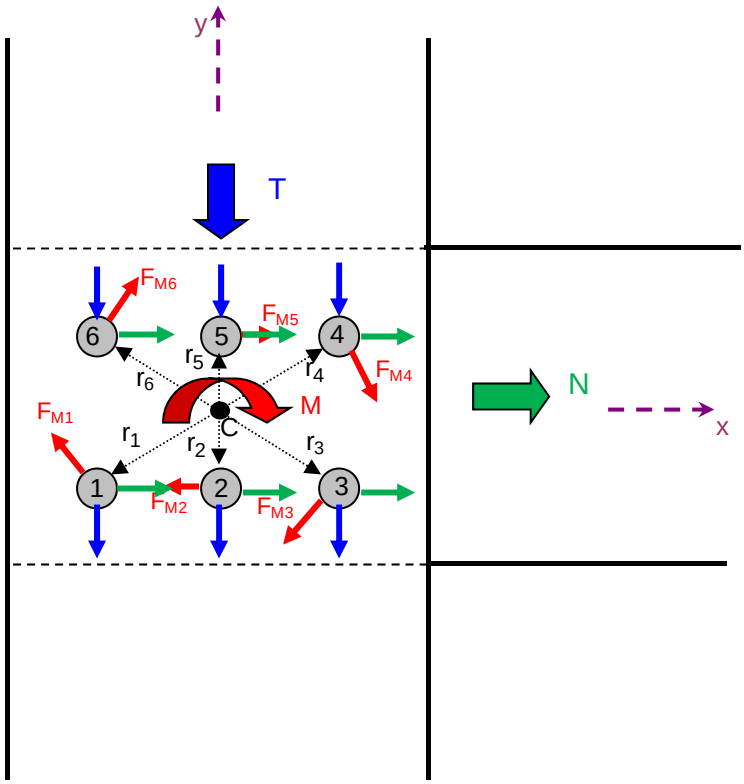


Figure B. 8 : ***Distribution des efforts sur les organes***

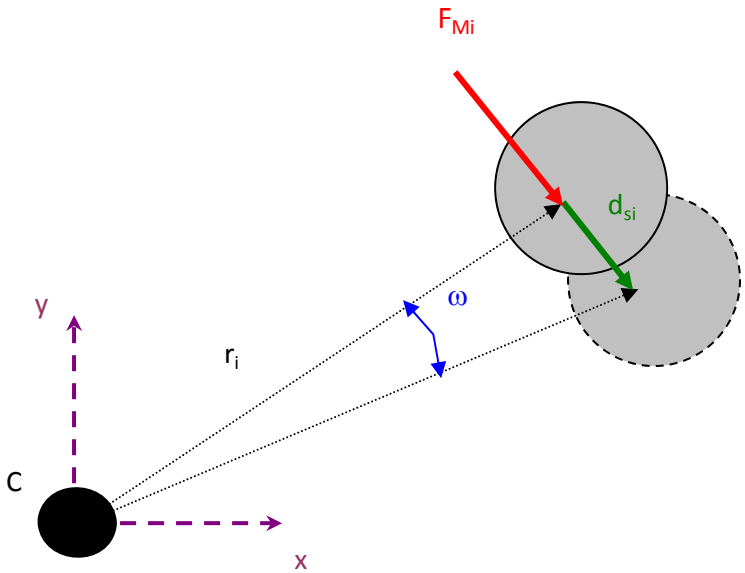


Figure B. 9 : ***Définitions des efforts et des déplacements d'assembleurs (sous M)***

Pour équilibrer le moment sollicitant, les efforts sur les organes d'assemblages ont des directions qui varient par rapport au fil du bois. En intégrant le comportement orthotrope du bois, l'effort par organe dépend du module de glissement dans la direction de cet effort.

La rigidité et la résistance des éléments étant très supérieures à celles de la liaison, l'analyse élastique suppose les pièces assemblées parfaitement rigides. La rotation d'assemblage résulte alors exclusivement du déplacement rotationnel des organes (figure B.9) :

En assimilant le centre de rotation *C* au centre de gravité de la liaison, la condition d'équilibre de moment s'écrit :

$$M = \sum_{j=i}^{n} F_{M,i} * r_i \tag{B.14}$$

où $F_{M,i}$ est l'effort sur l'organe *i* et r_i sa distance au centre de rotation.

L'hypothèse d'un comportement élastique linéaire des organes d'assemblages conduit aux relations suivantes :

$$d_{s,i} = \frac{F_{M,i}}{K_{\alpha,i}} \quad \text{et} \quad \omega = \frac{d_{s,i}}{r_i} = \frac{F_{M,i}}{K_{\alpha,i} r_i} \tag{B.15}$$

où $K_{\alpha i}$, est le module de glissement dans la direction de l'effort ($\alpha_i + \pi/2$).

A partir des équations B.14 et B.15, l'effort pour l'organe *i* est égal à :

$$F_{M,i} = \frac{K_{\alpha,i} r_i}{K_r} M \tag{B.16}$$

avec la rigidité rotationnelle K_r :

$$K_r = \sum_{i=1}^{n} K_{\alpha,i} r_i^2 \tag{B.17}$$

Ainsi, l'effort sollicitant de chaque organe d'assemblage, dû au moment fléchissant, est calculé selon la formule suivante :

$$F_{M,i} = \frac{r_i}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2} M \tag{B.18}$$

Par ailleurs, les efforts tranchant (*T*) et normal (*N*) sont considérés uniformément répartis sur les organes :

$$F_{T,i} = \frac{T}{n} \tag{B.19}$$

$$F_{N,i} = \frac{N}{n} \tag{B.20}$$

Chaque organe est donc soumis à un effort résultant dont la direction et l'intensité dépendent de la position de l'organe et du rapport entre *M*, *T* et *N*. La capacité résistante de chaque organe dépend de la direction, par rapport au fil du bois, de l'effort qu'il reprend. Le moment résistant de la liaison est calculé en se basant sur l'organe qui atteint sa capacité maximale en premier (M_e) ou en considérant les capacités maximales de tous les organes (M_u).

Afin de valider cette approche analytique, ses résultats sont confrontés aux résultats expérimentaux. L'hypothèse du centre de la rotation de l'assemblage confondu avec son centre géométrique, est vérifiée en se basant sur un modèle numérique.

3. Approche analytique de contraintes

Dans la zone d'assemblage, les contraintes les plus intéressantes à observer sont les contraintes de compression, les contraintes de cisaillement parallèle au fil et de traction perpendiculaire au fil. Lorsque les contraintes de compression parallèle au fil dépassent les résistances de compression du bois, une ruine ductile se produit dans le bois près de l'organe d'assemblage. Cependant, les contraintes de cisaillement parallèle au fil et les contraintes de traction perpendiculaire au fil génèrent des ruines fragiles. Afin de développer un modèle analytique basé sur les interactions de ces deux types de contraintes, pour le calcul de la résistance d'assemblage sollicité parallèlement au fil, il est nécessaire de calculer ces deux types de contraintes. Ces deux composantes de contraintes peuvent être calculées par la théorie de poutres sur appuis élastique continus et la théorie de Volkersen [XU 09a].

3.1. Théorie de poutres sur appuis continus

Parmi les chargements complexes qui s'appliquent sur l'assembleur de type tige, ce sont les charges radiales qui engendrent les déformations les plus remarquables. L'élancement important, qui caractérise les tiges, et les courbures qu'elles adoptent lors de chargement permettent d'assimiler leur comportement à celui de poutres sur appuis continus. Cette analogie comportementale a donné lieu à différents développements. La plupart sont basés sur le modèle de Winkler. Ce modèle intègre une relation linéaire entre la réaction *r(x)* de la fondation et la flèche de la tige *v(x)* (Eq B.21).

$$r(x) = -k \cdot \upsilon(x) \tag{B.21}$$

En résolvant analytiquement l'équation différentielle décrivant la déformée en flexion d'une poutre en appui continue sur une fondation élastique, la flèche de la tige *v(x)* peut être exprimée par l'équation B.22.

$$\frac{d^4\upsilon(x)}{dx^4} + 4\lambda\upsilon(x) = 0 \tag{B.22}$$

avec $\lambda = \left(\frac{k}{4E_s I_s}\right)^{1/4}$

k est appelé module de fondation (Eq B.23) [JOR 98].

$$k = \frac{E_{90} \cdot y_a}{0{,}5 \cdot h} \tag{B.23}$$

Pour les assemblages avec des organes rigides, des fissures se développent sur toute l'épaisseur du bois (t). Pour les assemblages avec des organes élancés, où la contrainte d'enfoncement est supposée être uniforme sur une longueur y, des fissures se propagent près des plans de cisaillement sur une épaisseur y_a, qui est supposée être un peu plus grande que y [JOR 98].

$$y_a = (1 + C_y \frac{t - y}{t}) y \tag{B.24}$$

C_y est une constante ($0 < C_y < 1.0$) calculée sur la base de l'équation suivante :

$$C_y = 0{,}3\frac{a_1}{7d} \tag{B.25}$$

En utilisant la théorie de Johansen, pour l'assemblage en double cisaillement avec une plaque métallique centrale, "y" doit être considérée comme la valeur minimale trouvée des expressions (B.26).

$$y = min\begin{cases} t & \text{mode 1} \\ \alpha \cdot t\left[\sqrt{2 + \frac{4M_y}{f_h d t^2}} - 1\right] & \text{mode 2} \\ \alpha\sqrt{\frac{M_y}{f_h d}} & \text{mode 3} \end{cases} \tag{B.26}$$

f_h et M_y peuvent être calculés conformément à l'équation B.4. α est un facteur pour considérer la contribution à y due à l'effet de corde. Pour les assemblages brochés, α est égal à 1 et pour les assemblages boulonnés, il prend une valeur égale à 1,25.

La solution de l'équation B.22 est donnée par :

$$\upsilon(x) = \left[A\cos(\lambda x) + B\sin(\lambda x)\right] e^{\lambda x} + \left[C\cos(\lambda x) + D\sin(\lambda x)\right] e^{-\lambda x} \quad \text{(B.27)}$$

où A, B, C et D sont quatre constantes déterminées à l'aide des conditions aux limites.

Dans les assemblages sollicités dans la direction parallèlem au fil, les organes d'assemblages chargés introduisent dans le bois, supposé contenir une fissure longitudinale sous la broche, une force axiale F, un moment de flexion M et une force perpendiculaire au fil V due au blocage latéral de déplacement. Le moment de flexion M et la force perpendiculaire au fil V produisent les contraintes perpendiculaires au fil [JOR 98]. Le moment M (Eq B.28) et la force transversale V (Eq B.29) dépendent du comportement d'enfoncement et la charge F de l'organe sollicité parallèlement au fil [JOR 98].

$$M = Fh/4 \quad \text{(B.28)}$$

$$V = 0{,}1F \quad \text{(B.29)}$$

Le modèle de distribution des contraintes perpendiculaires au fil $\sigma_{z(x)}$ est montré dans la figure B.10 [SCH 02]. Les contraintes de la fondation, agissant sur l'organe représenté par la poutre sont données par l'équation B.30. Lorsque $\sigma > 0$, elles correspondent aux contraintes de traction perpendiculaire au fil.

$$\sigma_z(x) = -k\upsilon(x)/y_b \quad \text{(B. 30)}$$

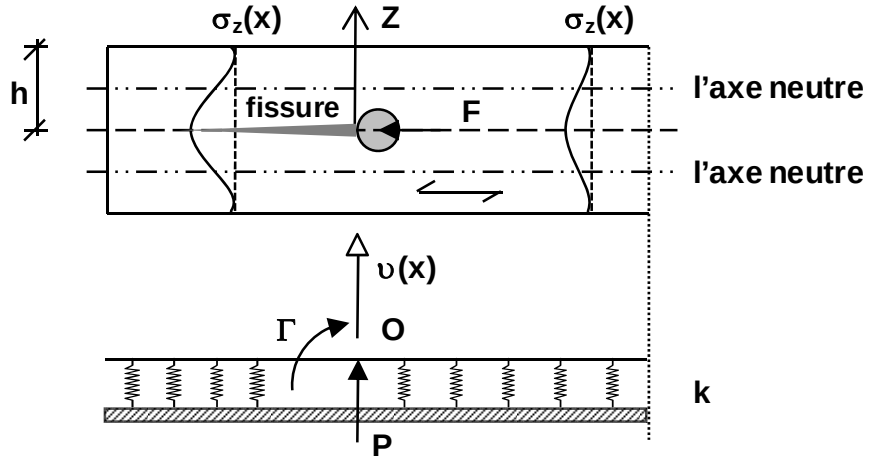


Figure B. 10 : ***Modèle pour déterminer les contraintes perpendiculaires au fil***

Pour le calcul des contraintes près du trou de l'organe, y_b est pris égal à y_a; et pour le calcul des contraintes dans toutes les autres positions, y_b est pris égal à t.

Les contraintes réelles perpendiculaires au fil sont les accumulations des contraintes dues à plusieurs composants : les contraintes induites par l'organe considéré, les contraintes induites par les autres organes dans la même rangée (l'influence de la rangée d'organes sur les

contraintes n'est pas prise en compte) et les contraintes induites par l'extrémité du bois [XU 09a].

La flèche $v_1(x_i)$ au point "O" induite par la force transversale externe P_i appliquée sur la poutre de longueur infinie sur une fondation élastique peut être exprimée par l'équation B.31.

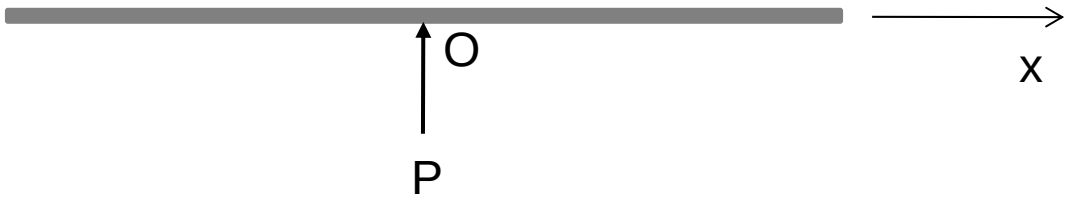


Figure B. 11 : ***Poutre infinie sur fondation élastique soumise à une charge ponctuelle P***

$$\upsilon_1(x_i) = \frac{P_i \lambda}{2k} \phi(\lambda x_i) \tag{B.31}$$

L'effort tranchant et le moment fléchissant peuvent se mettre sous la forme suivante :

$$V_1(x_i) = \frac{P_i}{2} \theta(\lambda x_i) \tag{B.32}$$

$$M_1(x_i) = \frac{-P_i}{4\lambda} \psi(\lambda x_i) \tag{B.33}$$

La flèche $v_2(x_i)$ au point "O" induite par le moment externe Γ_i appliqué sur la poutre, de longueur infinie, sur fondation élastique peut être exprimée par l'équation B.34.

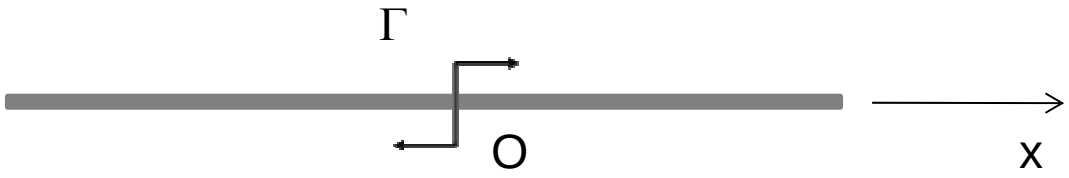


Figure B. 12 : ***Poutre infinie sur fondation élastique supportant un couple Γ***

$$\upsilon_2(x_i) = -\frac{\Gamma_i \lambda^2}{k} \xi(\lambda x_i) \tag{B.34}$$

L'effort tranchant et le moment fléchissant peuvent se mettre sous la forme suivante :

$$V_2(x_i) = -\frac{\Gamma_i \lambda}{2}\phi(\lambda x_i) \tag{B.35}$$

$$M_2(x_i) = \Gamma_i \theta(\lambda x_i) \tag{B.36}$$

Pour *x* positif :

$$\begin{cases} \varphi(\lambda x) = e^{-\lambda x}(\cos \lambda x + \sin \lambda x) \\ \xi(\lambda x) = e^{-\lambda x} \sin \lambda x \\ \psi(\lambda x) = e^{-\lambda x}(\cos \lambda x - \sin \lambda x) \\ \theta(\lambda x) = e^{-\lambda x} \cos \lambda x \end{cases} \tag{B.37}$$

Pour *x* négatif :

$$\begin{cases} \varphi(\lambda x) = \varphi(-\lambda x) \\ \xi(\lambda x) = -\xi(-\lambda x) \\ \psi(\lambda x) = \psi(-\lambda x) \\ \theta(\lambda x) = -\theta(-\lambda x) \end{cases} \tag{B.38}$$

A partir des relations établies pour une poutre de longueur infinie soumise à une charge ou à un couple ponctuel, nous pouvons déterminer la condition limite dans l'extrémité du bois. En général, dans une structure en bois, une extrémité du bois est proche de la zone d'assemblage et l'autre extrémité du bois est loin de la zone de l'assemblage. Ainsi, les contraintes que cette extrémité éloignée induit peuvent être ignorées et par conséquent, seule l'extrémité près de l'assemblage est prise en compte.

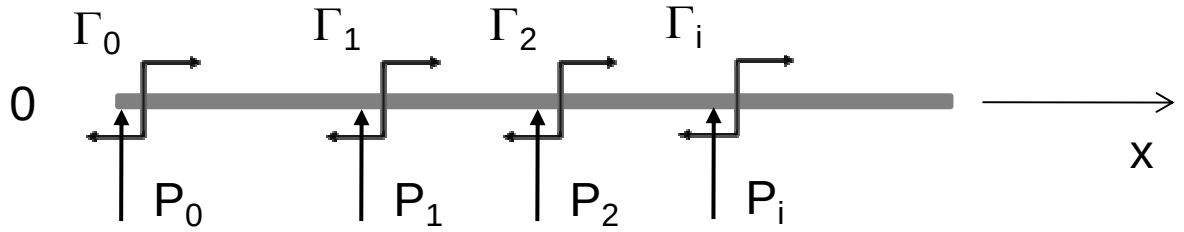


Figure B. 13 : ***Poutre illimitée dans un seul sens***

En effet, la poutre semi-infinie peut être considérée comme la superposition des poutres de longueurs infinies (figure B.13). Au point "0", P_0 et Γ_0 peuvent être obtenus par l'équilibre de la force en utilisant les conditions suivantes :

- L'effort tranchant au point "0" est nul;
- Le moment fléchissant au point "0" est nul.

Ainsi, la flèche $v_0(x)$ (Eq B.39) induite par l'extrémité du bois peut être calculée par :

$$\upsilon_0(x) = \frac{P_0 \lambda}{2k} \phi(\lambda x) - \frac{\Gamma_0 \lambda^2}{K} \xi(\lambda x) \tag{B.39}$$

La résultante des contraintes $\sigma_z(x)$ (Eq B.40) induite par les trois composants peut être calculée. Elle est exprimée en fonction de la charge F de l'organe par plan de cisaillement et des paramètres géométriques de l'assemblage.

$$\sigma_z(x) = \sum_{i=1}^{n} \left[\sigma_{1i}(x) + \sigma_{2i}(x)\right] + \sigma_0(x) \tag{B.40}$$

3.2. Théorie de Volkersen

Les contraintes de cisaillement parallèle au fil sont analysées sur la base d'une théorie présentée par Volkersen [VOL 38]. Le schéma de modèle pour la détermination des contraintes de cisaillement est illustré dans la figure B.14. Il est supposé que les déformations de cisaillement sont concentrées dans une couche fictive de profondeur h_2. La contrainte de cisaillement peut être exprimée par l'équation B.41.

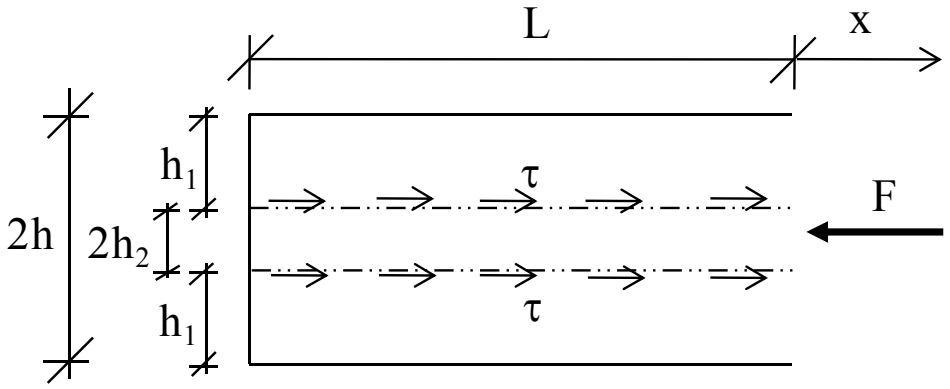


Figure B. 14 : ***Modèle pour la détermination des contraintes de cisaillement***

$$\tau = \frac{F \cdot \omega}{2 y_b} \left[\frac{\cosh(\omega \cdot L)}{\sinh(\omega \cdot L)} \cosh(\omega \cdot x) - \sinh(\omega \cdot x) \right] \tag{B.41}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{(h_1 + h_2)}{2 h_1 h_2} \cdot \frac{f_v^2}{E_0 G_c}} \tag{B.42}$$

$$h_2 = \frac{d}{2} \sin(\varphi) \tag{B.43}$$

$$h_1 = \frac{2h - 2h_2}{2} \tag{B.44}$$

L'angle de frottement est égal à *30°* [JOR 98]. La propriété du matériau désignée ici G_c est communément appelée l'énergie de rupture du matériau correspondant au mode de rupture mixte. G_c est régie par le rapport entre les contraintes perpendiculaires au fil et les contraintes de cisaillement. Elle peut être exprimée par l'équation B.45 [JOR 98].

$$G_c = \frac{1}{k_1}\left[1 + \frac{k_2}{2k_1}\left(1 - \sqrt{1 + \frac{4k_1}{k_2}}\right)\right] \tag{B.45}$$

$$k_1 = \frac{1 - k_3}{G_{IIc}} \tag{B.46}$$

$$k_2 = \frac{k_3}{G_{Ic}} \tag{B.47}$$

$$k_3 = \frac{\left(\frac{\sigma_{t,90}}{\tau}\right)^2}{\left(\frac{\sigma_{t,90}}{\tau}\right)^2 + \sqrt{\frac{E_{90}}{E_0}}} \tag{B.48}$$

$$G_{Ic} = -162 + 1{,}07\rho \tag{B.49}$$

$$G_{IIc} = 3{,}5 G_{Ic} \tag{B.50}$$

En fonction de la masse volumique du bois et du rapport entre les contraintes perpendiculaires au fil et celles de cisaillement, l'équation B.45 est représentée graphiquement sur la figure B.15.

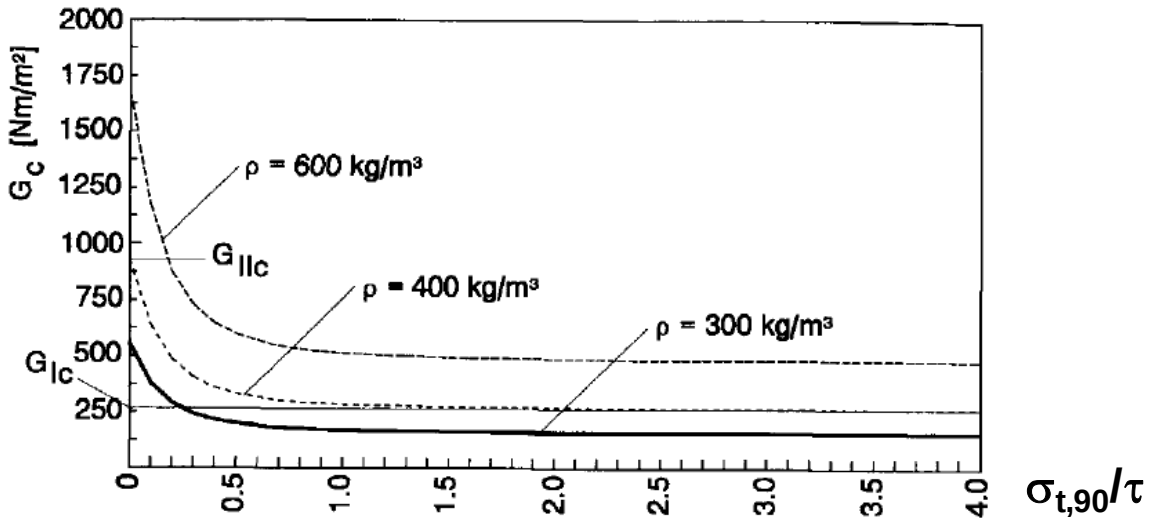


Figure B. 15 : ***Energie de rupture***

Les contraintes réelles de cisaillement sont les accumulations des contraintes dues à deux composantes : les contraintes induites par l'organe considéré et les contraintes induites par les autres organes dans la même rangée. La résultante des contraintes de cisaillement peut être exprimée en fonction de la charge *F* de l'organe par plan de cisaillement et des paramètres géométriques de l'assemblage.

Dans cette partie, les approches réglementaires et analytiques disponibles sont résumées. Pour les assemblages sollicités parallèlement au fil, leurs capacités de charge sont calculées par la théorie de l'analyse limite (TAL) et le cisaillement de bloc. De plus, dans cette étude, nous proposons une approche analytique basée sur les interactions de contraintes pour le calcul de la résistance. Ces valeurs analytiques sont comparées avec les valeurs expérimentales.

Dans le cas des sollicitations perpendiculaires au fil, en plus de la résistance de TAL, la résistance au fendage doit être vérifiée. Les valeurs expérimentales et numériques sont être utilisées pour vérifier les différentes formules de prédiction disponibles dans la littérature.

Lorsque les assemblages sont sollicités en flexion, leurs résistances peuvent être calculées par un modèle analytique inspiré des démarches de l'EC5, majoritairement basées sur la TAL. Les valeurs expérimentales et numériques peuvent être utilisées pour la validation de cette méthode.

Partie C

Approche expérimentale d'assemblages bois-métal

1. Introduction

Bien que certains résultats soient disponibles dans la littérature, ils ne donnent pas suffisamment d'informations sur les propriétés des matériaux (bois et acier). Ainsi, en vue de valider le modèle numérique construit dans cette étude, des essais ont été réalisés dans la Plateforme MSGC de Polytech'Clermont-Ferrand. Ils concernent des assemblages bois-métal à broches multiples en double cisaillement avec une plaque métallique centrale. Pour couvrir la majorité des cas de sollicitation rencontrés dans les assemblages de structures, des essais sont effectués sous trois sollicitations : traction parallèle au fil, traction perpendiculaire au fil et flexion (figure C.1). L'étude est limitée au cas d'assemblages en bois lamellé collé avec broches. Cependant, la démarche peut être généralisée à d'autres types d'assemblages.

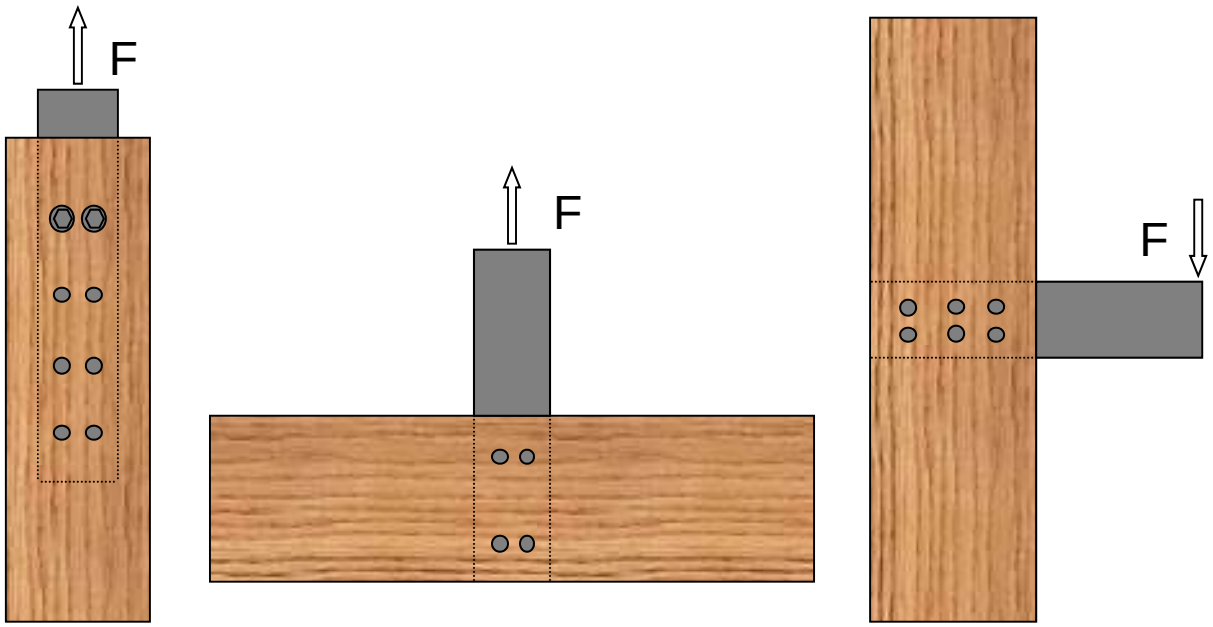


Figure C. 1 : ***Trois types d'assemblages avec différentes sollicitations***

2. Protocole expérimental

Les essais d'assemblages sont réalisés en suivant le protocole défini par la norme EN 26891 pour permettre la détermination de la rigidité et de la résistance de ces assemblages. Pour cela, la procédure de chargement est la suivante (figure. C.2).

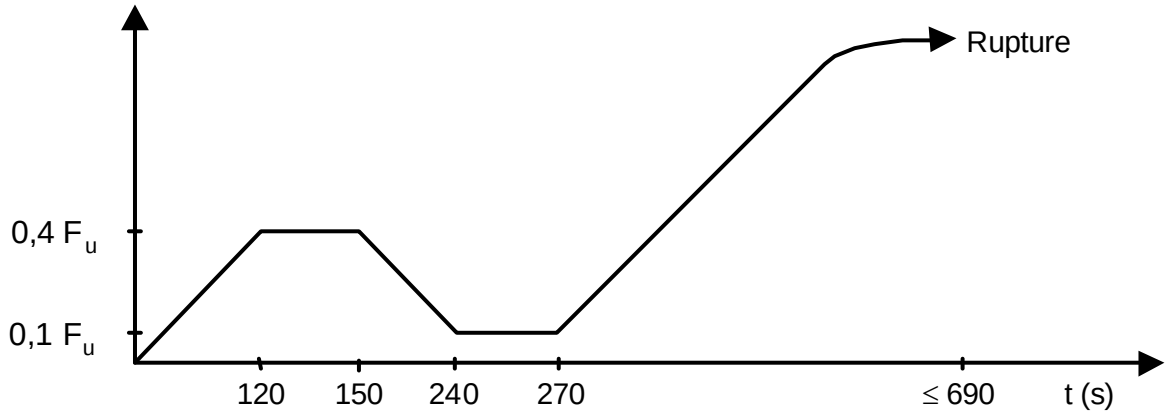


Figure C. 2 : ***Protocole de chargement pour les essais statiques***

3. Résultats expérimentaux

3.1. Assemblages en traction parallèle au fil

Quatre géométries différentes d'assemblages ont été testées en traction parallèle au fil [RAC 02]. Ces assemblages sont constitués de deux pièces latérales en bois lamellé collé *GL28h* et d'une plaque métallique centrale avec deux files de quatre organes d'assemblage chacune. Les files sont constituées de trois broches et un boulon en extrémité pour prévenir l'ouverture de l'assemblage. La figure C.3 et le tableau C.1 récapitulent les données géométriques des assemblages testés.

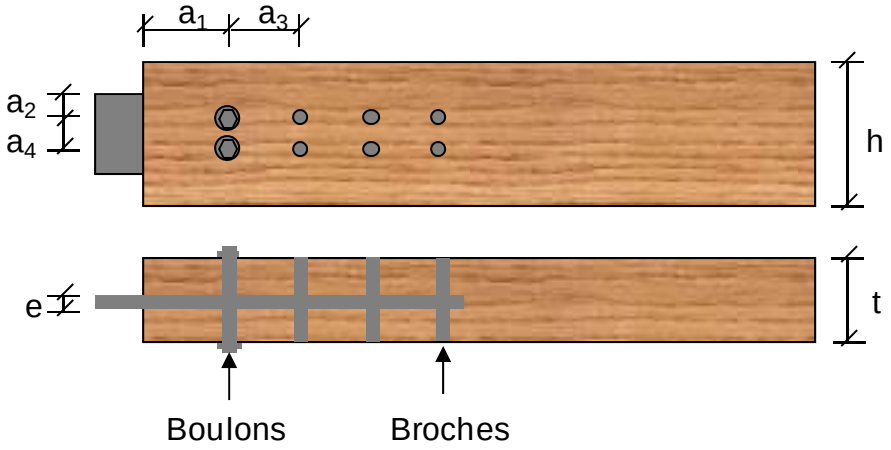


Figure C. 3 : ***Configuration de l'assemblage en traction parallèle au fil***

Tableau C. 1 : ***Géométrie de l'assemblage testé en traction parallèle au fil (en mm)***

	d	t	e	a_1	a_2	a_3	a_4	h
A	16	160	8	159	25	112	64	254
B	16	160	8	255	25	208	64	254
C	20	160	10	187	32	140	80	295
D	20	210	10	187	32	140	80	295

Le montage consiste à appliquer un effort de traction à l'assemblage. Ce montage est illustré sur la figure C.4. Lors de ces essais, les glissements d'assemblage sont mesurés par déplacement relatif entre le bois et la plaque métallique. La loi de comportement charge-glissement permet à l'issue des essais de déterminer la résistance et la rigidité de chaque assemblage étudié.

Figure C. 4 : ***Montage expérimental pour la traction parallèle au fil [RAC 02]***

A titre d'exemple, les résultats expérimentaux de l'assemblage de type *A* sont montrés. La figure C.5 présente un exemple de la courbe charge-glissement. Le tableau C.2 résume les caractéristiques principales issues des courbes expérimentales. Durant les essais, les trois modes de ruine ont été observés. Le comportement plastique des organes d'assemblage a été obtenu pour l'essai A2, et la rupture fragile de cisaillement a été observée pour les deux autres essais (figure C.6).

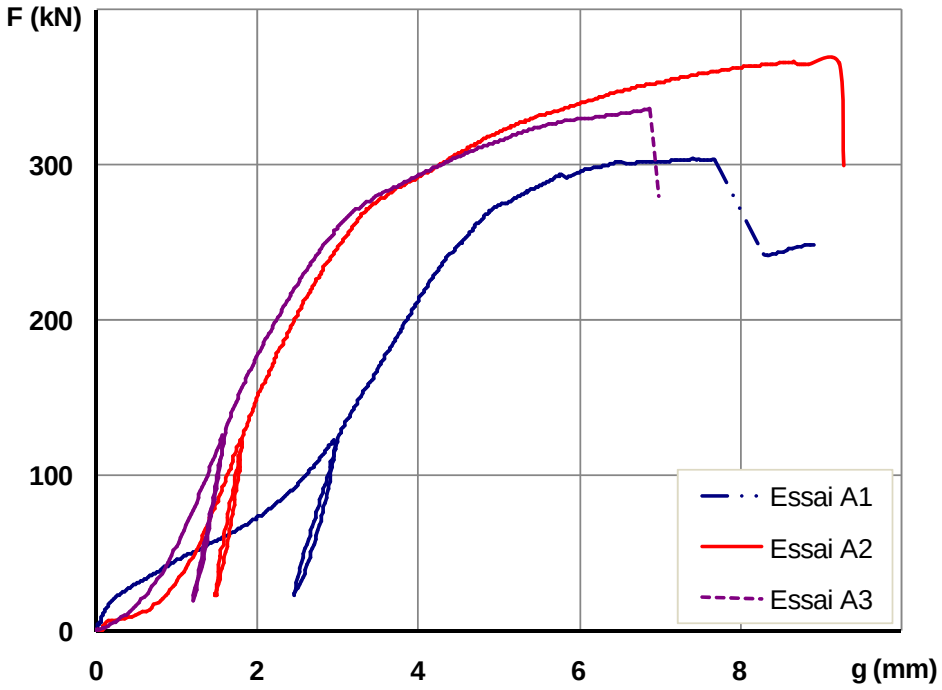


Figure C. 5 : ***Courbes force-glissement en traction parallèle au fil (assemblages brochés)***

Tableau C. 2 : ***Caractérisques mécaniques d'assemblages sollicités en traction parallèle au fil***

Assemblage	K_i (kN/mm)	K_e (kN/mm)	K_s (kN/mm)	F_u (kN)	Mode de rupture
Essai A1	67,6	181	86,7	303,5	Cisaillement de file
Essai A2	118,7	294	126,9	366,2	Plastification des organes
Essai A3	114,7	263	124,1	335,7	Rupture de bloc

Pour obtenir une base de comparaison avec le modèle numérique, la rigidité et la force sont considérées. Trois valeurs de rigidité (module de glissement) sont définies : une rigidité initiale (K_i), une rigidité élastique (K_e) et une rigidité en service (K_s). K_i est déterminé à partir d'une régression linéaire sur les courbes charge-glissement entre *0,1* et *0,4* F_{est}. K_e est déterminé à partir d'une régression linéaire sur l'étape de déchargement / rechargement. K_s est déterminée à partir d'une régression linéaire de *0,4* F_{est} à l'effort limite élastique qui correspond à la valeur limite de la charge élastique, à partir de laquelle la rigidité tangente commence à diminuer. Une valeur caractéristique de la charge est définie : la charge ultime (F_u) qui représente la charge maximale atteinte durant l'essai.

Figure C. 6 : ***Modes de ruine observés (assemblages en traction parallèle au fil)***

La capacité résistante théorique est calculée sur la base de la TAL (Eqs. B.1-B.3), du cisaillement de bloc (Eq. B.5) et des formulations EC5 (Eq B.4) (tableau C.3). Dans ces équations, les caractéristiques mécaniques utilisées sont données dans la partie E.2.1. Les valeurs théoriques de la TAL calculées sont proches des valeurs expérimentales.

Tableau C. 3 : ***Capacité de charge théorique (kN)***

Essais	Johansen	Cisaillement de bloc	EC5
335,1	349	904	276,5
Différence	4%	270%	-17%

3.2. Assemblages en traction perpendiculaire au fil

Deux éprouvettes d'assemblages bois-métal ont été testées sous sollicitation perpendiculaire au fil. La configuration et la géométrie de l'assemblage sont montrées dans la figure C.7 et le tableau C.4. Chaque éprouvette est constituée de deux poutres latérales en bois lamellé collé *GL24h* reliées par une plaque métallique au moyen de quatre broches de *16 mm* de diamètre. La charge est appliquée par un procédé de contrôle des déplacements sur la plaque métallique et deux appuis sont placés sur les poutres en bois lamellé collé. Le glissement entre la plaque métallique et le bois est mesuré en utilisant deux capteurs de déplacement LVDT.

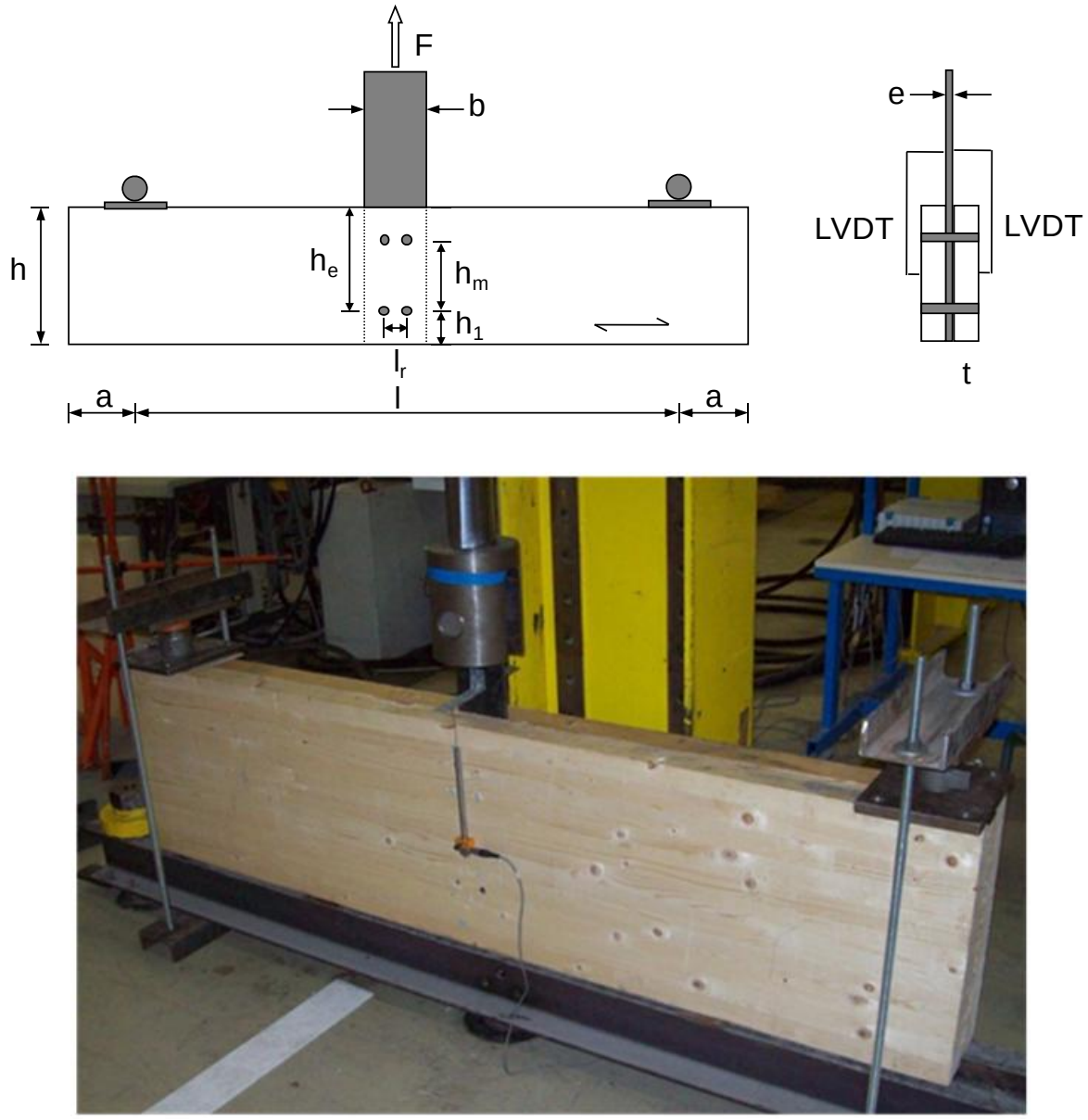


Figure C. 7 : ***Configuration de l'assemblage bois-métal en traction perpendiculaire au fil***

Tableau C. 4 : ***Géométrie de l'assemblage bois-métal (mm)***

d	t	a	b	l_r	h_1	h_m	h	l	e
16	75	100	115	65	140	206	486	1800	8

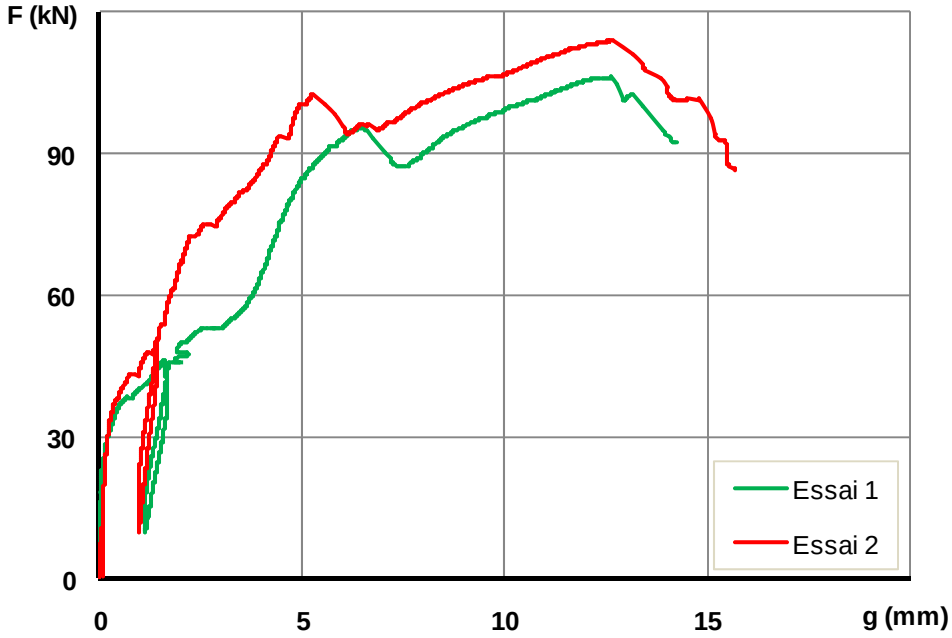


Figure C. 8 : ***Courbes charge-glissement expérimentales***

La figure C.8 présente les courbes charge-glissement pour les deux éprouvettes testées. Pendant les essais, deux modes de ruine se développent successivement. Il s'agit de déformations dues à l'enfoncement du bois et à la flexion des broches suivies, en phase finale, du fendage du bois (figure C.9). La première phase de ruine est associée à une grande déformation plastique due à la flexion des broches et à l'enfoncement du bois. Cette grande déformation, semblable au mode de ruine 2 défini par l'équation B.4, est suivie d'une propagation de fissures le long du fil de bois dans les deux pièces latérales en bois sur la ligne des broches les plus proches du bord chargé de la poutre.

En cours d'essai, la charge augmente à mesure que le glissement augmente. Une déformation non linéaire sans rupture est observée à une valeur de charge proche de *40 kN*. Cette charge est suivie par une augmentation de la rigidité et de la charge sans rupture. Ceci semble être dû au jeu de tolérance entre des broches et la plaque métallique. Ainsi, en phase initiale de chargement, seule une partie des broches en contact avec la plaque métallique, reprend la charge.

La première apparition du fendage s'est produite dans la rangée des broches la plus proche du bord chargé dans une pièce de bois. La charge a continué à augmenter et la rupture de l'autre pièce du bois est survenue avec une augmentation de la longueur de fissure, ensuite, la charge maximale est atteinte. Après la charge ultime, avec l'augmentation du déplacement, la poutre a continué à reprendre la charge décroissante au travers de la deuxième rangée de broches près du bord non-chargé de la poutre.

La résistance résiduelle que l'assemblage continue à développer même après le développement des deux fissures le long des deux poutres latérales est due à deux contributions. La première est due à la partie de la poutre, entre la rangée de broches près du bord chargé et les appuis de la poutre, qui se comporte comme une poutre simplement

appuyée. La deuxième contribution est due à l'autre rangée de broches qui montre une grande déformation des broches sans fendage. Enfin, la ruine en enfoncement a conduit à la diminution de la charge. Après démontage, des déformations notables du bois sous les broches ont été observées en association avec les grandes déformations des broches en flexion. Par conséquent, la résistance au fendage est définie par le premier pic de charge. Les trous des broches dans la plaque métallique n'ont montré aucune déformation d'enfoncement.

Figure C. 9 : ***Mode de ruine des éprouvette (pendant et après l'essai)***

Les valeurs des rigidités et des résistances sont récapitulées dans le tableau C.5. Deux valeurs caractéristiques de la charge sont définies : la charge de rupture (F_{u1}) qui définit la première

rupture du fendage du bois et la charge ultime (F_u) qui représente la charge maximale atteinte durant l'essai.

Tableau C. 5 : ***Valeurs expérimentales (rigidité et charge)***

	K_i (kN/mm)	K_e (kN/mm)	F_{u1} (kN)	F_u (kN)
Essai 1	18,3	48,9	95,6	106,4
Essai 2	30,3	67,2	102,7	114

Le tableau C.6 résume les valeurs calculées conformément aux différentes formules analytiques (Eqs B.4-B.13). Dans ces équations, les caractéristiques mécaniques utilisées sont données dans la partie E.3.1. On peut observer que les équations B.4 et B.13 estiment bien la résistance au fendage, que l'équation B.7 la surestime et que l'équation B.10 la sousestime.

Tableau C. 6 ***: Comparaison des résistances au fendage pour différentes formules analytiques (kN)***

Essai	Eq. B.4	Eq. B.7	Eq. B.8	Eq. B.9	Eq. B.10	Eq. B.11	Eq. B.13
99,2	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	123	104,4

3.3. Assemblages en flexion

Les deux configurations testées en flexion (*A* et *B*) sont montrées sur les figures C.10 et C.11. Chaque éprouvette est constituée de deux éléments en bois lamellé collé *GL24h* (*2000 x 486 x 75 mm*) reliés par une plaque métallique centrale (*1200 x 260 x 8 mm*) au moyen de six broches de *16 mm* de diamètre. La charge est appliquée à la plaque métallique avec un contrôle en déplacements. Les déplacements relatifs en zone d'assemblage entre la plaque métallique et les éléments en bois ont été mesurés en utilisant des capteurs de déplacement LVDT et des caméras (mesure sans contact).

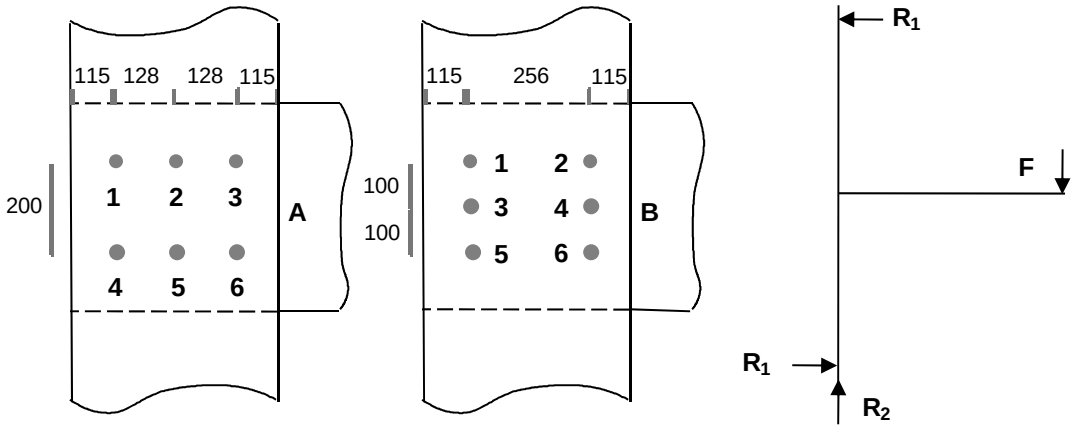


Figure C. 10 : ***Configuration et géométrie (mm) de l'assemblage testé en flexion***

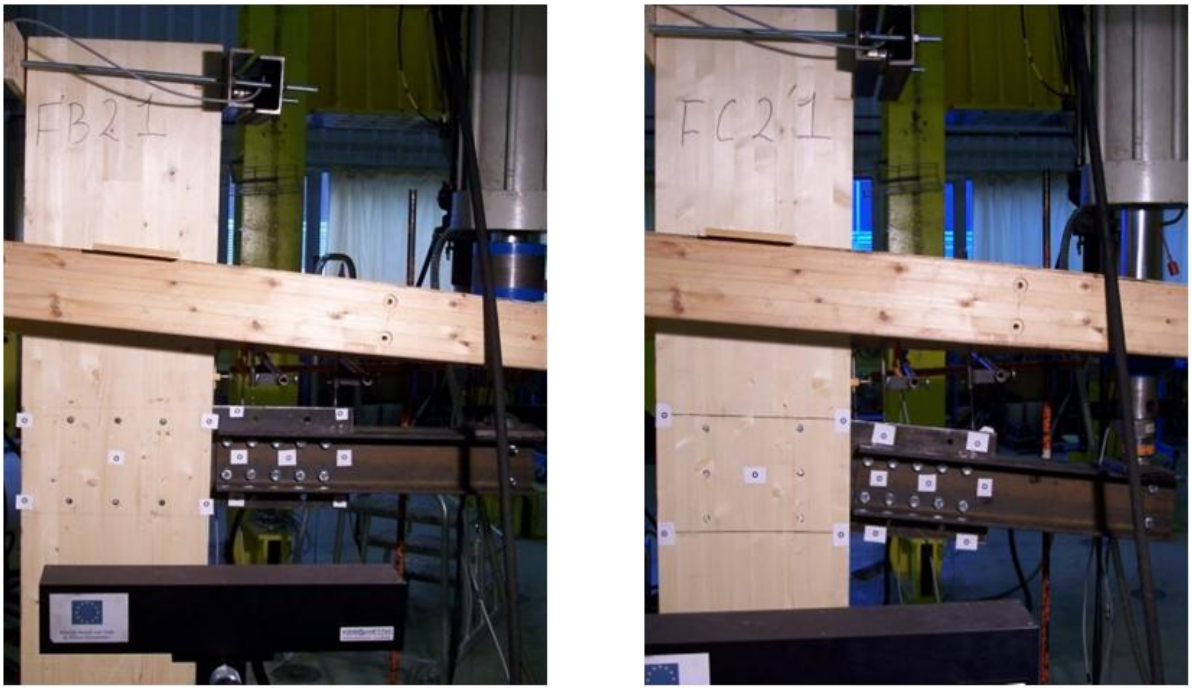


Figure C. 11 : ***Montage expérimental (essais en flexion)***

Pour chaque configuration, deux éprouvettes sont testées. Pour la configuration *A*, les assemblages ont montré le comportement le plus ductile avec une plastification importante des broches en flexion. Pour la configuration *B*, après une déformation non négligeable des broches, un fendage est apparu dans la zone d'assemblage sur une des pièces en bois (figure C.12). Ce fendage s'est propagé parallèlement aux fibres, ce qui a généré une baisse de la charge appliquée et la ruine de l'assemblage.

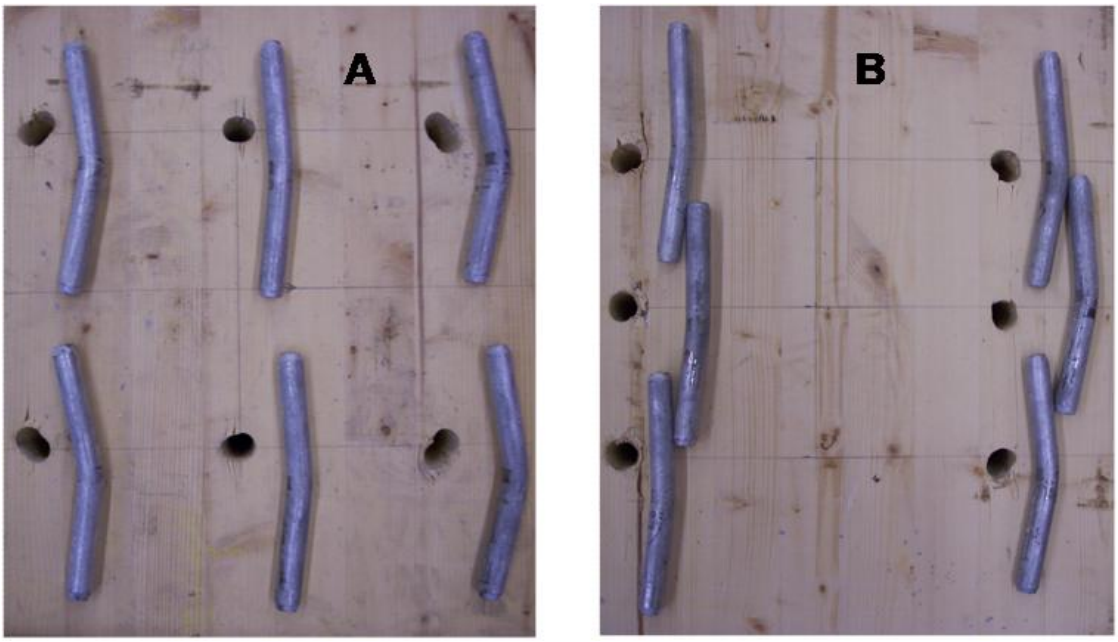


Figure C. 12 : ***Zone d'assemblage après essai***

Des courbes charge-déplacement pour les deux configurations sont montrées sur les figures C.13 et C.14. L'assemblage *A* montre le comportement le plus ductile, après *60 mm* de déplacement, l'augmentation de la charge n'est pas significative. L'assemblage *B* montre aussi un comportement ductile globalement mais un fendage s'est produit sur une des lignes verticales de broches. Le fendage semble correspondre aux broches les plus sollicitées en traction perpendiculaire au fil du bois. Les essais sont arrêtés lorsque la charge atteint un palier avec un déplacement important.

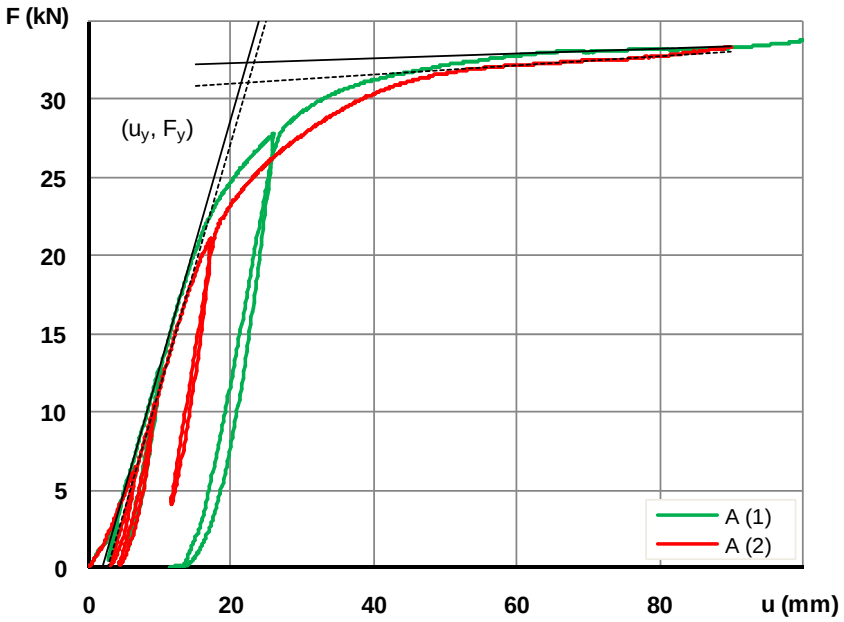


Figure C. 13 : ***Courbes expérimentales charge-déplacement de l'assemblage A***

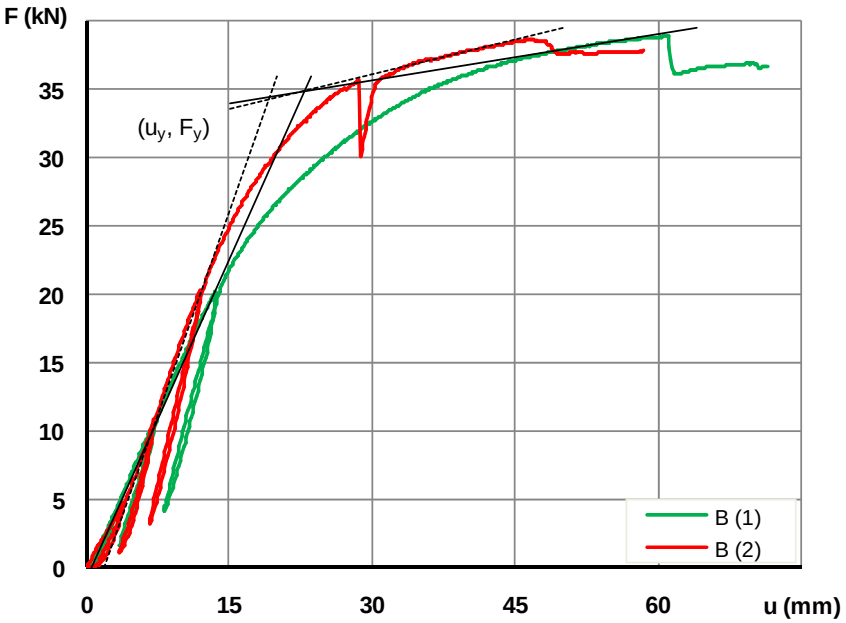


Figure C. 14 : ***Courbes expérimentales charge-déplacement de l'assemblage B***

Pour obtenir des caractéristiques habituelles de l'analyse et du dimensionnement des structures, les valeurs de résistance plastique sont définies par l'intersection, entre la rigidité initiale et la rigidité tangente au niveau de la partie finale de la courbe charge-déplacement (F_y, u_y). Les tableaux C.7 et C.8 résument les résistances plastiques et ultimes des assemblages *A* et *B*. La résistance de l'assemblage *A* est plus faible que celle de l'assemblage *B*.

Tableau C. 7 : ***Résistances plastiques et ultimes***

	u_y (mm)	F_y (kN)	F_u (kN)	F_u/F_y
A (1)	22,37	32,41	33,93	1,05
A (2)	22,54	31,12	33,34	1,07
B (1)	22,78	34,87	38,89	1,12
B (2)	19,09	34,20	38,61	1,13

Tableau C. 8 : ***Comparaison des résultats expérimentaux pour les 2 types d'assemblages***

Moyenne	u_y (mm)	F_y (kN)	F_u (kN)
A	22,46	31,77	33,64
B	20,94	34,54	38,75
Différence	1,07	0,92	0,87

Les valeurs de la résistance calculée selon l'EC5 sont données dans le tableau C.9 en considérant un moment fléchissant avec prise en compte ou non de l'effort tranchant. Les formules de l'EC5 sont utilisées pour le calcul de la portance locale du bois suivant les différentes directions de chargement et pour le calcul du moment plastique de la broche. Dans ces équations, les caractéristiques mécaniques utilisées sont données dans la partie E.3.1. Pour les deux configurations d'assemblages, le moment résistant élastique (M_e) est réduit par l'effort tranchant alors que le moment ultime (M_u) est peu modifié. Le moment élastique correspond à la plastification d'une broche alors que le moment ultime correspond à la plastification de l'ensemble des broches. Au niveau expérimental, ces moments correspondent respectivement à F_y et F_u.

Tableau C. 9 : ***Valeurs analytiques de résistance des assemblages (EC5)***

	M		M + T	
EC5 (kN·m)	A	B	A	B
M_e	25,0	27,5	23,2	25,3
M_u	26,4	30,8	26,2	30,7

Afin d'évaluer les valeurs obtenues en utilisant la démarche de l'EC5, une comparaison entre des résultats expérimentaux et analytiques est montrée dans le tableau C.10. Les valeurs de résistance en flexion des assemblages, estimées selon l'EC5, donnent des valeurs plus faibles que celles données par les essais aussi bien pour les limites "élastiques" que pour les limites "ultimes".

Tableau C. 10 : ***Résistances ultimes (kN·m) (comparaison essais-EC5)***

	EC5		Essai		F_y	F_u
	F_y	F_u	F_y	F_u	EC5/Essai	EC5/Essai
A	23,48	25,61	31,77	33,64	0,74	0,76
B	26,52	31,07	34,54	38,75	0,77	0,80

Partie D

Modélisation du comportement d'assemblages bois-métal

1. Introduction

Pour représenter le comportement d'assemblages de structures bois, un modèle éléments finis tridimensionnel est développé à l'aide du logiciel Marc en utilisant les hypothèses qui permettent de représenter le mieux possible le comportement des matériaux et des phénomènes qui se développent dans les assemblages. Ceci concerne en particulier une loi matérielle élasto-plastique linéaire pour l'acier, des lois de contact et de frottement entre les broches métalliques et le bois et une loi élastique parfaitement plastique pour le bois sur la base du critère de Hill associé ou non au critère de Hoffman qui représente la rupture du bois.

Un état de l'art sur la modélisation des assemblages de structures bois est déjà présenté dans la partie A.5. Ainsi, dans cette partie, le maillage, les modélisations des matériaux, les conditions aux limites et le contact sont introduits, et enfin une modélisation de l'essai de portance locale est présentée.

2. Modèle mécanique non linéaire

2.1. Maillage

Dans les modèles tridimensionnels basés sur la méthode des éléments finis, deux types d'éléments sont souvent utilisés : éléments volumiques hexaédriques à 8 et à 20 noeuds nommés respectivement HEX8 et HEX20 dans le logiciel Marc Mentat. Pour présélectionner le type d'éléments finis à utiliser dans la modélisation, une comparaison est effectuée pour analyser l'influence de type d'éléments sur les résultats des simulations.

Ainsi, nous analysons le comportement non linéaire d'une poutre simplement appuyée, sollicitée en flexion par l'application d'une force transversale en milieu de travée. Pour cela, nous effectuons un choix entre les éléments finis de formulation linéaire et quadratique. Cette poutre représente la broche en acier et les mêmes maillages seront retenus pour l'assemblage entier. Les caractéristiques géométriques et mécaniques de la poutre sont présentées sur la figure D.1.

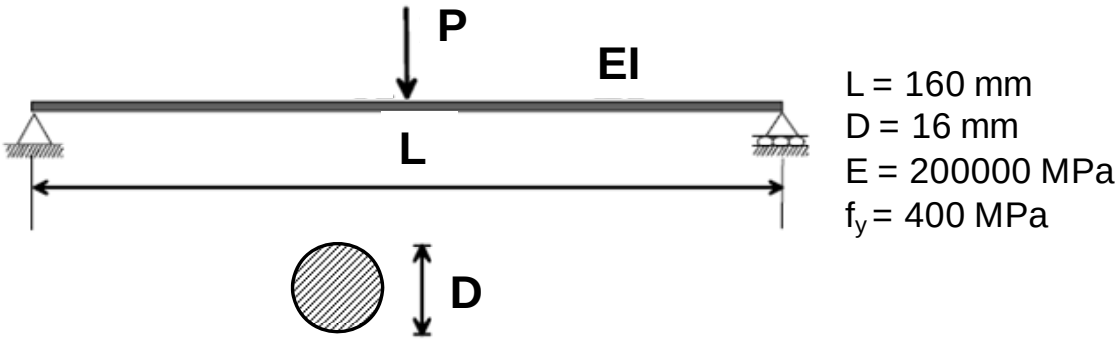


Figure D. 1 : ***Poutre sollicitée en flexion***

Plusieur types de maillage ont été réalisés avec des éléments solides HEX 8 et HEX20. Les différents paramètres de ces maillages sont représentés dans le tableau D.1.

Tableau D. 1 : ***Propriétés des différents maillages***

Type de maillage	Nombre d'éléments dans la longueur	Nombre d'éléments dans le diamètre
HEX 8 - 10 (L) et 8 (D)	10	8
HEX 8 - 16 (L) et 8 (D)	16	8
HEX 8 - 16 (L) et 10 (D)	16	10
HEX 8 - 22 (L) et 10 (D)	22	10
HEX 20 - 8 (L) et 2 (D)	8	2
HEX 20 - 8 (L) et 4 (D)	8	4
HEX 20 - 10 (L) et 4 (D)	10	4

Les résultats des simulations numériques utilisant des éléments volumiques comparent les évolutions force-déplacement avec celles de la théorie des poutres. Le déplacement pris en compte correspond à la flèche de la poutre. Les figures D.2 et D.3 récapitulent les résultats des modélisations pour les différents éléments et pour les différents maillages décrits dans le tableau D.1.

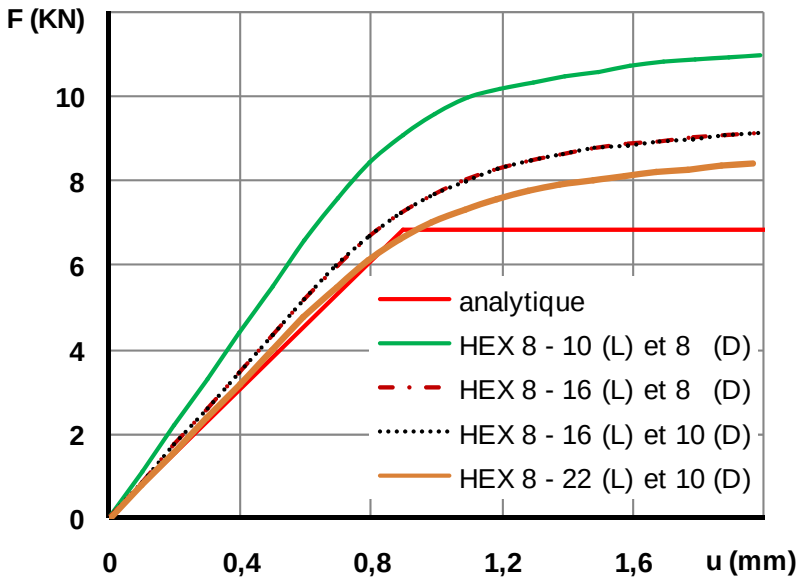


Figure D. 2 : ***Courbes force-déplacement : comparaison des éléments HEX8 et HEX20***

Nous constatons que la finesse du maillage influence considérablement la courbe force-déplacement quand les éléments utilisés sont du type HEX 8. Les éléments HEX 8 nécessitent un nombre important d'éléments dans la longueur. Pour le maillage grossier, la rigidité initiale

de la simulation avec des éléments HEX 8 est supérieure à celle décrite par la théorie des poutres.

Pour les éléments à 20 nœuds, les résulats des simulations utilisant les différents maillages sont similaires, et ils sont en accord avec la solution analytique.

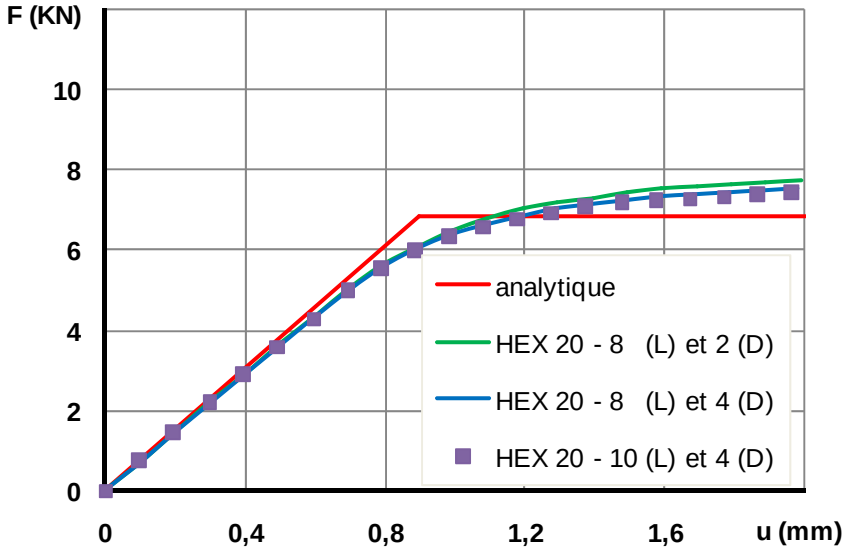


Figure D. 3 : ***Courbes force-déplacement : éléments HEX20***

Cette différence peut s'expliquer par le fait que les éléments HEX 20 sont des éléments quadratiques qui donnent un champ déplacement non linéaire par élément. Les champs de contraintes liées à la flexion sont alors bien approchés. Par contre, les éléments à 8 nœuds décrivent des champs de déplacement constants par élément. Ces éléments ne représentent pas la variation linéaire de la déformation de cisaillement qui est présente en flexion quand un élément est utilisé dans la direction de flexion. Toutefois, plus le maillage est fin, plus les champs de contraintes sont constants sur des longueurs d'éléments faibles. Les champs de contraintes liées à la flexion sont alors mieux décrits.

La figure D.4 montre une comparaison pour le maillage d'élément HEX 8 et d'élément HEX 20. On remarque que pour les éléments HEX 8, les résulats des simulations sont améliorés en utilisant le maillage fin au voisinage du point d'application de la charge, et ils sont en accord avec la solution analytique. Le type de maillage "HEX 8 - 22 (L) et 10 (D) – b" est choisi pour le maillage de la tige dans le modèle numérique (figure D.5). Ce niveau de maillage est suffisamment fin pour obtenir de bons résultats et le type d'élément permet une meilleure gestion du contact. En comparant des résultats numériques et expérimentaux, les simulations numériques avec des éléments HEX 8 sont suffisantes pour représenter la flèche et la résistance élasto-plastique [GUA 01] [DIA 07] [VAND 04] [GON 09] [XU 08a].

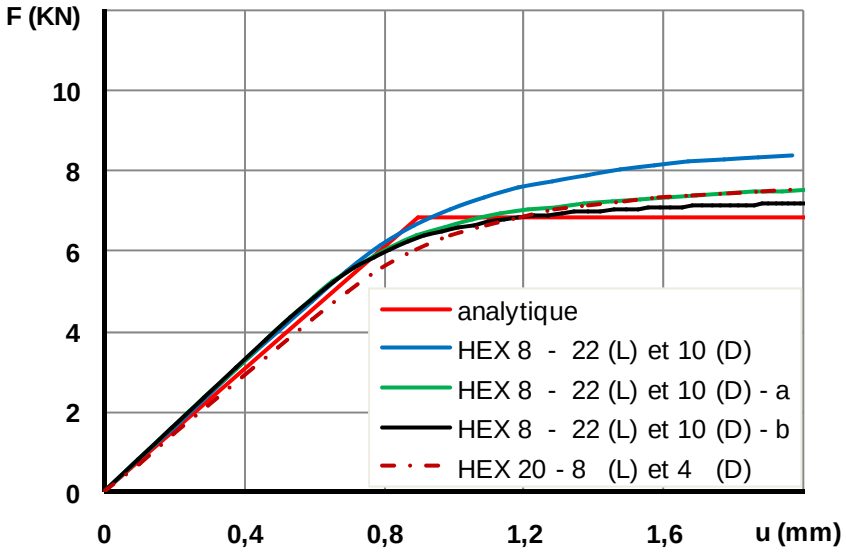


Figure D. 4 : ***Courbes force-déplacement : comparaison des éléments HEX8 et HEX20***

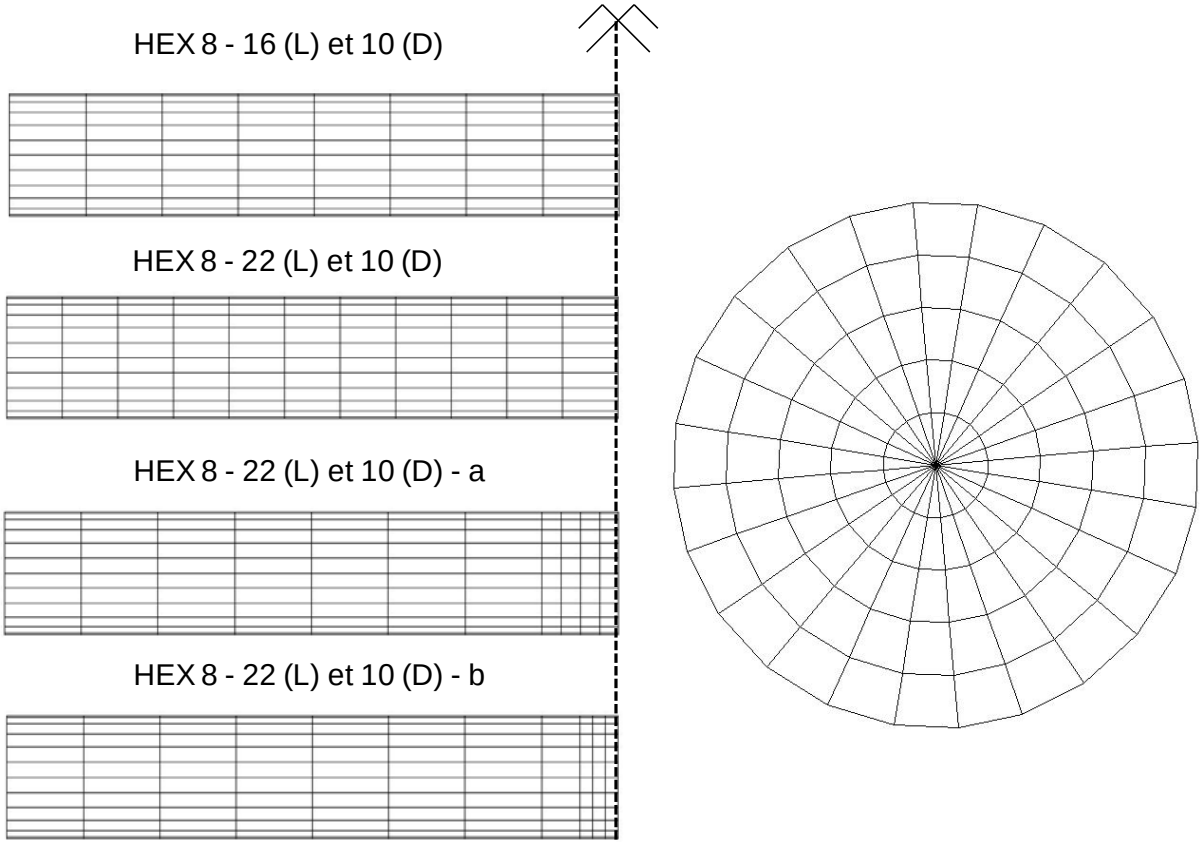


Figure D. 5 : ***Maillage de l'organe d'assemblage***

Pour les composants bois, des éléments d'épaisseur constante ont été choisis afin de décrire les distributions non-uniformes de contraintes à travers l'épaisseur des membres. En plus, les maillages fins sont nécessaires dans la zone autour de l'organe d'assemblage afin de prendre

en compte l'évolution du "dommage" et de la plasticité dans le bois. La dimension de ces mailles est comprise entre une et deux fois le diamètre des organes. Les observations faites à la suite des essais de portance montrent que cette zone s'étend sur une distance autour de l'organe comprise entre une fois et deux fois le diamètre de ce dernier. C'est pourquoi un maillage concentrique a été mis en place comme le montre la figure D.6. Celui-ci s'étend sur une distance de deux fois le diamètre. Le même maillage concentrique est mis en place pour la plaque métallique.

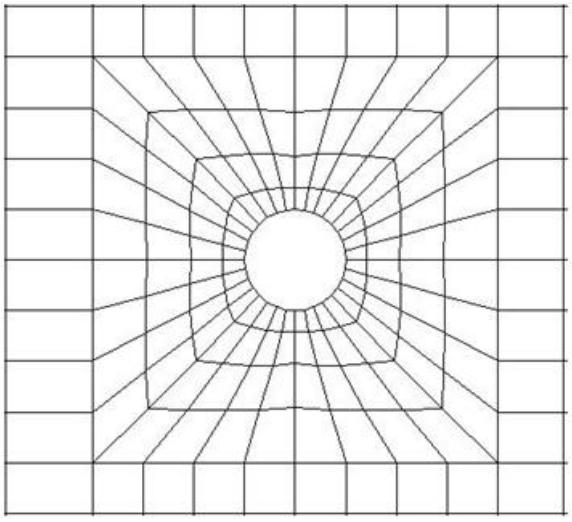


Figure D. 6 : ***Maillage concentrique autour de l'organe d'assemblage***

2.2. Modélisation des matériaux

La modélisation du matériau, qui est la partie la plus délicate de la modélisation d'assemblage bois, est introduite dans cette partie. La complexité est due au comportement anisotrope du matériau bois.

2.2.1. Modélisation du bois

La plupart des auteurs ayant approché le comportement du bois dans les zones d'assemblages par la méthode des éléments finis ont utilisé la théorie classique de la mécanique des milieux continus. En effet, le comportement du bois avec l'hypothèse des petites déformations est assez bien représenté par la loi de Hooke généralisée à un matériau homogène élastique orthotrope [GUI 87]. Sur la base du comportement d'enfoncement dans les assemblages bois, l'apparition des déformations plastiques induites par des contraintes de compression au sein de l'assemblage permet l'utilisation de critère plastique. Dans la modélisation du matériau bois, la plupart des auteurs utilisent le critère de Hill pour une description de la plasticité anisotrope [LAP 06] [DIA 07]. Cependant, ce critère ne prend pas en compte la dissymétrie du comportement du bois entre traction et compression. De plus, le matériau montre une certaine fragilité dans la direction perpendiculaire au fil du bois et en cisaillement. Pour représenter son comportement dans ces directions à caractère fragile, le critère de Hill est associé à un critère de rupture qui représente l'évolution du dommage à l'intérieur du matériau bois par une réduction du module d'élasticité.

2.2.2.1. Critère de plasticité du bois

L'apparition de déformations plastiques localisées dans le bois est prise en compte par l'intégration de critères de plasticité dans le modèle tridimensionnel. Dans ce travail, le critère de Hill est appliqué. Hill a été la première à mener des études sur la plasticité anisotrope. Le critère de Hill est celui de von Mises généralisé à un matériau anisotrope, dont la contrainte maximale peut être exprimée sous la forme suivante [MSC 05]:

$$\overline{\sigma} = \left[a_1(\sigma_y - \sigma_z)^2 + a_2(\sigma_z - \sigma_x)^2 + a_3(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 3a_4\tau_{zx}^2 + 3a_5\tau_{yz}^2 + 3a_6\tau_{xy}^2\right]^{1/2} / \sqrt{2}$$

$$a_1 = \frac{2}{f_{c,90}^2} - \frac{1}{f_{c,0}^2}; \quad a_2 = a_3 = \frac{1}{f_{c,0}^2}; \quad a_4 = a_5 = a_6 = \frac{2}{3f_v^2} \qquad \text{(D. 1)}$$

Les limites élastiques prises en compte dans le critère de Hill sont celles en compression du bois. Cependant, il y a lieu de noter que le critère de Hill ne prend pas en compte la dissymétrie des contraintes limites, notamment la contrainte de traction perpendiculaire au fil qui est faible en comparaison avec celle de la compression perpendiculaire. Les modèles élasto-plastiques avec le critère de Hill ne sont pas représentatifs du comportement réel du bois. En plus, les modèles en utilisant le critère de Hill ne peuvent pas prédire la charge ultime. Ainsi, d'autres critères sont introduits pour représenter le comportement fragile du matériau en traction et en cisaillement. Il s'agit des critères de Tsai-Wu, Hoffman,… qui permettent de représenter la dissymétrie du matériau entre traction et compression.

2.2.2.2. Critère de rupture du bois

Les critères de rupture sont fonction des contraintes appliquées et des résistances des matériaux. Elles sont supposées représenter la rupture sous toutes les conditions de chargement. Pour les matériaux isotropes, trois critères sont généralement utilisées : contrainte principale maximale, contrainte de cisaillement maximale, énergie de distorsion. Dans chaque cas, une fonction des contraintes est fixée à un seul paramètre, la limite élastique en traction, ou la résistance de fatigue du matériau [STE 06]. Les matériaux anisotropes dans leur résistances sont caractérisés par plus qu'un seul paramètre, on peut leur attribuer plusieurs critères de rupture. Plus de *40* de ces théories ont été proposées pour le bois, les matériaux plastiques renforcés…etc.

Pour les matériaux fragiles anisotropes, le critère de rupture le plus fréquemment utilisé est le critère de contrainte normale maximale, qui consiste à considérer que la ruine se produit lorsque l'une des contraintes dans la direction principale du matériau dépasse la résistance de matériau dans cette direction. Cela suppose que la rupture est contrôlée indépendamment pour chaque type de contraintes sans interaction entre elles. Le critère de contrainte maximale a été utilisé dans le bois pour prédire l'initiation de fissure due à la traction perpendiculaire au fil ou de cisaillement parallèle au fil [PAT 98a].

On a longtemps suspecté que les contraintes dans les directions principales s'influencent entre elles et affectent la défaillance des matériaux. En particulier, pour les matériaux fibreux, les interactions entre contraintes peuvent changer le mode de rupture et les contraintes de rupture.

Tsai et Wu [TSA 71] ont élaboré un critère de résistance à l'aide d'un tenseur polynômial pour les matériaux anisotropes. Le critère de rupture de Tsai-Wu est une théorie interactive de rupture qui a été employée principalement pour les matériaux en fibre renforcée et a été dérivée du critère bien connu de von Mises pour les matériaux isotropes. Quelques modèles numériques comprenant le critère de rupture de Tsai-Wu ont été développés [PAT 98b] [CAR 04]. Une des difficultés principale d'utilisation du critère de Tsai-Wu est due à la difficulté d'évaluer les coefficients d'interaction des contraintes. Ces derniers sont sensibles aux méthodes d'essai utilisées pour évaluer la résistance bi-axiale. Il n'existe pas de recommandations pour choisir des coefficients d'interaction pour la rupture du bois 3D [PAT 97b].

Bien que plusieurs critères de rupture existent pour le bois et matériaux orthotrope, la plupart sont difficiles à appliquer aux champs de contraintes 3D. Le critère de Hoffman est issu du critère de Hill avec des modifications qui permettent de tenir compte des résistances dissymétriques entre traction et compression dans une direction donnée d'othotropie [HOF 67]. C'est également une théorie interactive de la rupture qui a été utilisée pour les matériaux anisotropes, où le coefficient d'interaction n'est pas nécessaire. Le critère de Hoffman s'écrit comme suit :

$$\left[C_1(\sigma_y-\sigma_z)^2+C_2(\sigma_z-\sigma_x)^2+C_3(\sigma_x-\sigma_y)^2+C_4\sigma_x+C_5\sigma_y+C_6\sigma_z+C_7\tau_{yz}^2+C_8\tau_{xz}^2+C_9\tau_{xy}^2\right]\leq 1$$

$$C_1=\frac{1}{f_{t,90}f_{c,90}}-\frac{1}{2f_{t,0}f_{c,0}}\ ;\ C_2=C_3=\frac{1}{2f_{t,0}f_{c,0}}\ ;\ C_4=\frac{1}{f_{t,0}}-\frac{1}{f_{c,0}}\ ;$$

$$C_5=C_6=\frac{1}{f_{t,90}}-\frac{1}{f_{c,90}}\ ;\ C_7=C_8=C_9=\frac{1}{f_v^2}. \qquad \text{(D. 2)}$$

où : σ_i et τ_{ij} sont les contraintes normale et tangentielle du bois;

$f_{t,0}$ et $f_{t,90}$ sont les résistances en traction longitudinale et transversale;

$f_{c,0}$ et $f_{c,90}$ sont les résistances en compression longitudinale et transversale;

f_v est la résistance en cisaillement.

Dans la présente étude, pour représenter le comportement dans les directions à caractère fragile, le critère de Hill est associé au critère de Hoffman. De plus, celui-ci est associé à une démarche de prise en compte de l'évolution du dommage à l'intérieur du matériau bois par une réduction des modules d'élasticité. Aux points d'intégration où le critère de Hoffman est atteint, le module d'élasticité E_0 est remplacé par E_{90} et le module E_{90} est remplacé par $0{,}1E_{90}$.

2.2.2.3. Validation de la modélisation du matériau bois

La validation du modèle du matériau du bois se base sur des simulations du comportement d'une éprouvette bois sous sollicitations uni-axiale et bi-axiale. Le tableau D.2 récapitule les propriétés mécaniques du matériau bois mises en place dans le modèle.

Tableau D. 2 : ***Propriétés mécaniques du matériau bois***

E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	G_{mean} (MPa)	$\nu_{TR} = \nu_{LT}$	ν_{RL}
11600	390	750	0,41	0,02
$f_{c,0}$ (MPa)	$f_{c,90}$ (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)	$f_{t,90}$ (MPa)	f_v (MPa)
39	3,24	19,8	0,48	3,24

Les figures D.7 et D.8 montrent le comportement du bois sous une sollicitation uni-axiale avec la prise en compte du critère de Hill seul ou associé au critère de Hoffman. Le critère de Hill ne prend pas en compte la dissymétrie du comportement du bois entre traction et compression. Grâce au critère de Hoffman, cette modélisation du bois peut montrer une certaine fragilité dans la direction perpendiculaire au fil du bois et en cisaillement (figure D.9). Cependant, dans les zones où ce critère est atteint, l'endommagement est considéré pour toutes les composantes de contraintes. Par conséquent, dans le cas d'une compression uni-axiale dominante, on perd l'avantage du critère de Hill qui représente de façon réaliste l'évolution de la plasticité en compression.

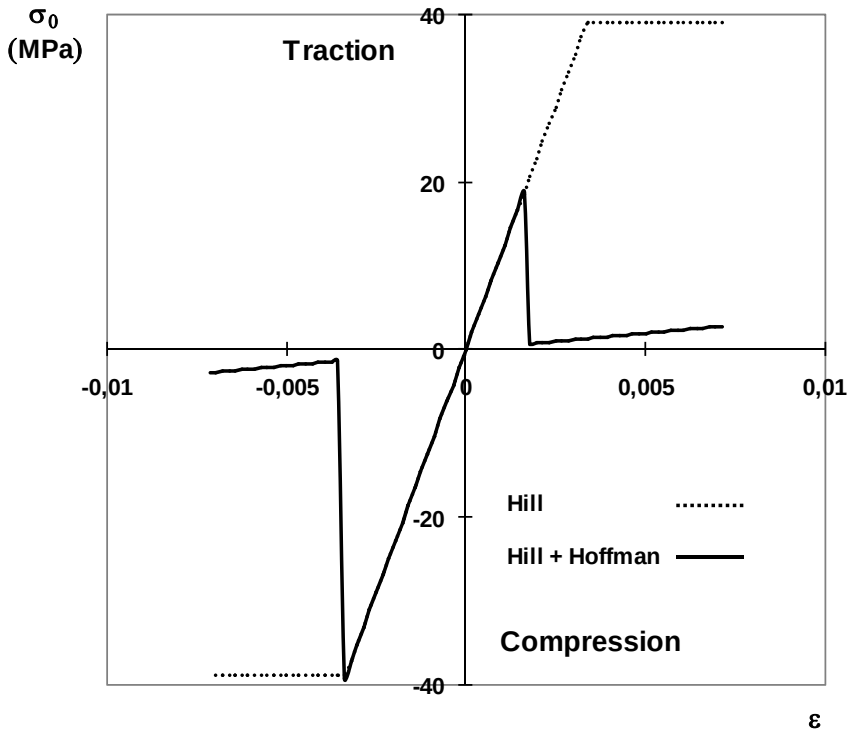


Figure D. 7 : ***Sollicitation uni-axiale parallèlement au fil***

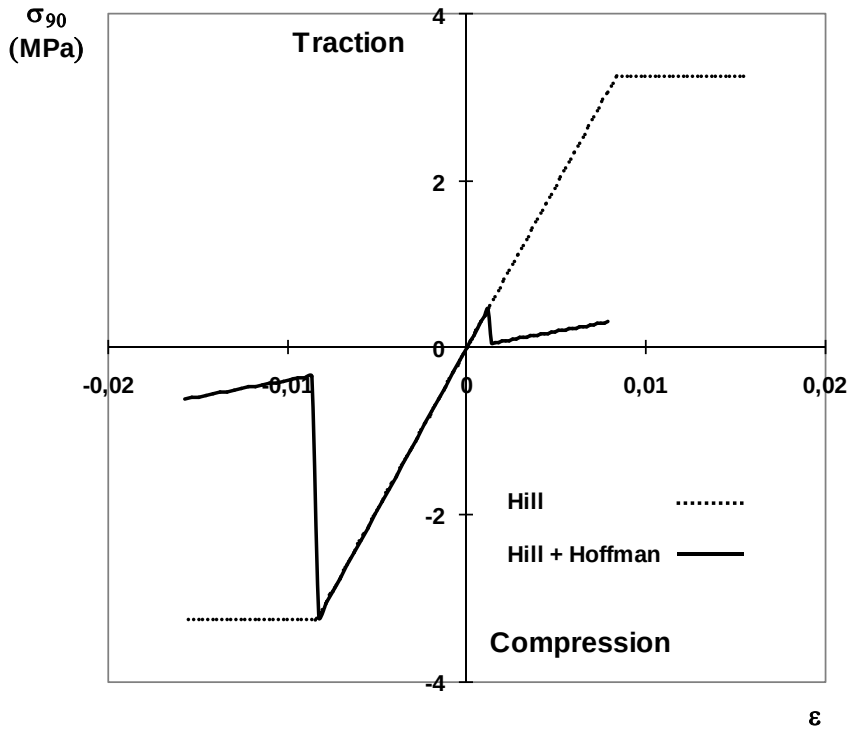


Figure D. 8 : ***Sollicitation uni-axiale perpendiculairement au fil***

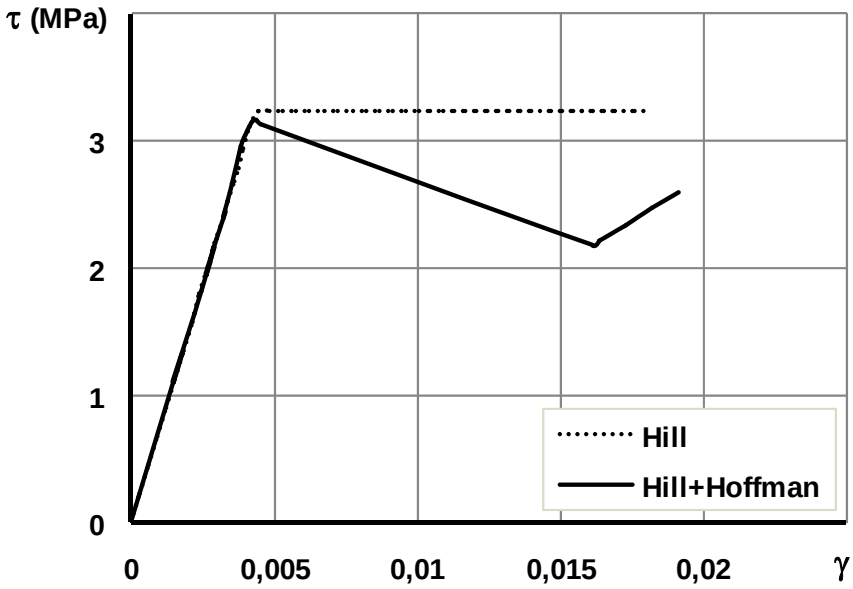


Figure D. 9 : ***Sollicitation en cisaillement***

En réalité, le bois dans les assemblages est sous sollicitation bi-axiale ou multi-axiale. Afin de mieux comprendre l'impact de l'utilisation des critères de Hill et Hoffman dans la modélisation, une surface de plasticité de Hill et une enveloppe de rupture de Hoffman sont illustrées sur la figure D.10 (espace plan des contraintes uniaxiales). Elles peuvent être identifiées par quatre résistances uni-axiales: $f_{c,0}$, $f_{c,90}$, $f_{t,0}$ et $f_{t,90}$. La zone hachurée représente

la surface commune correspondant à l'association des critères de Hill et Hoffman. Dans la zone de compression bi-axiale, le critère de Hill gère la loi d'écoulement plastique en compression ; et dans la zone de traction bi-axiale, le critère de Hoffman gère la rupture fragile du bois. Ils constituent une bonne représentation du comportement de matériau bois. Afin d'illustrer la réponse du modèle sous sollicitation bi-axiale, une éprouvette prismatique en bois est soumise à une compression longitudinale et une traction transversale. On remarque sur les courbes contrainte-déformation (figure D.11) qu'avec une sollicitation qui correspond à la zone "compression–traction", l'utilisation du critère de Hoffman pour la modélisation du bois conduit à un comportement fragile aussi bien en traction qu'en compression.

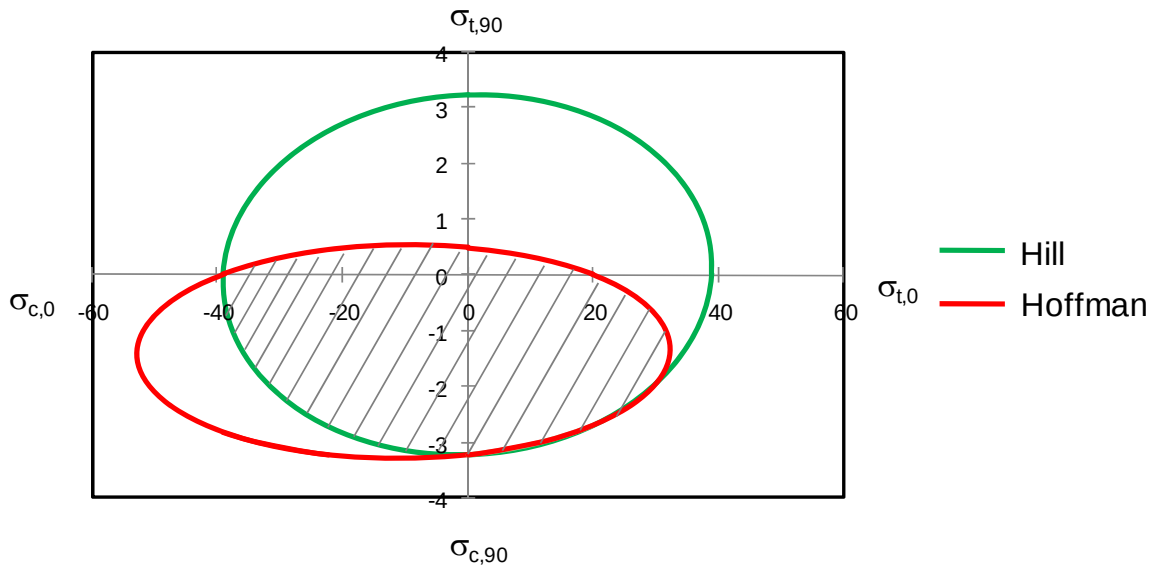


Figure D. 10 : ***Représentation des critères limites du matériau bois***

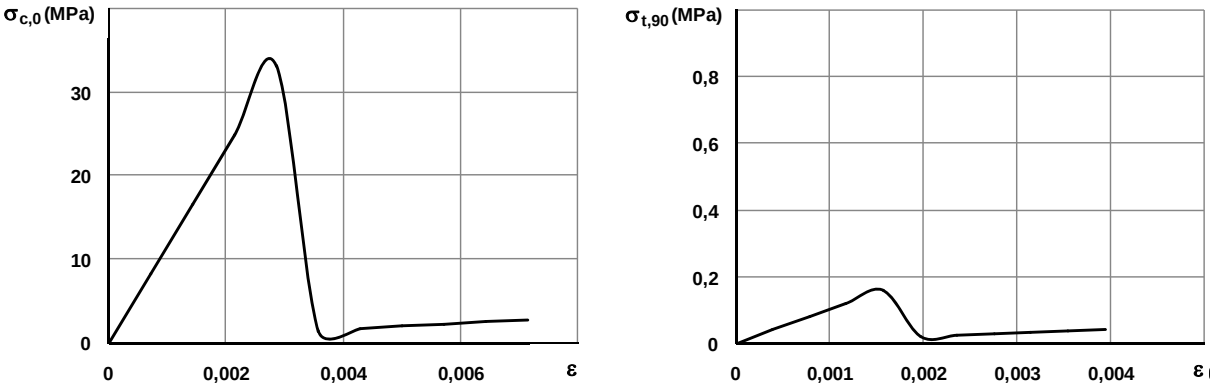


Figure D. 11 : ***Grande contrainte de compression longitudinale et faible contrainte de traction transversale***

2.2.2. Modélisation de l'acier

L'acier est considéré isotrope obéissant au critère de Von Mises. Sous le code de calcul Marc, ce critère s'écrit :

$$\bar{\sigma} = [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} / \sqrt{2} \quad \text{(D. 3)}$$

où $\bar{\sigma}$ représente la limite élastique ;

σ_i et τ_{ij} sont les contraintes normale et tangentielle.

Le module d'Young est fixé à *210 GPa* et le coefficient de Poisson à *0,3*. Les caractéristiques mécaniques des broches et des plaques métalliques sont déterminées par essais de traction sur éprouvettes. Le comportement de l'acier est un comportement non-linéaire, les courbes contrainte-déformation utilisées dans le modèle numérique sont simplifiées à partir de tests en utilisant une courbe multi-linéaire. La figure D.12 montre la comparaison des coubes σ-ε expérimentale et numérique.

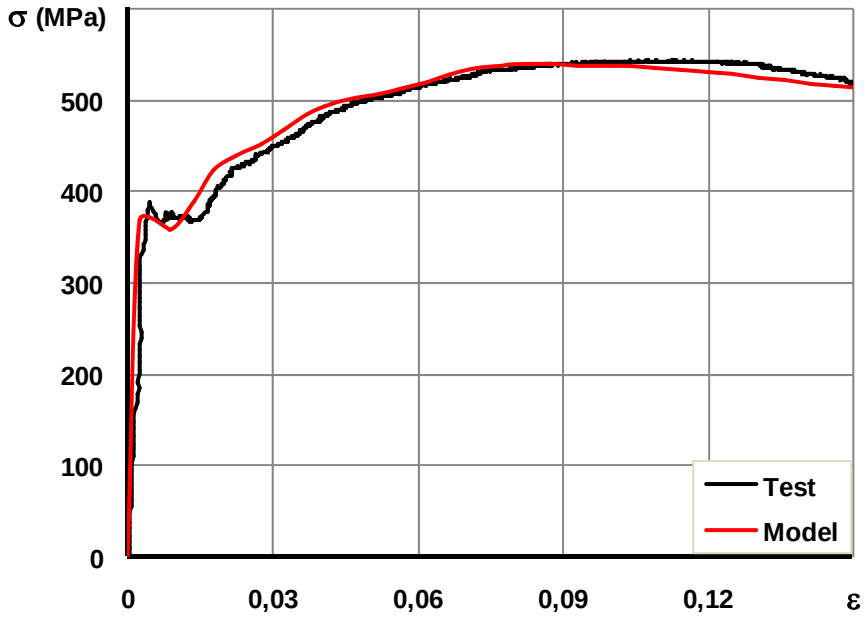


Figure D. 12 : ***Courbes σ-ε expérimentale et numérique***

2.3. Conditions aux limites

Deux types de conditions aux limites sont pris en compte : des conditions en relation avec les appuis et des conditions en relation avec des considérations de symétrie. Le chargement est introduit par contrôle du déplacement imposé directement à l'acier ou à une plaque métallique qui répartit les efforts sur le bois. Les conditions d'appuis reproduisent les conditions réelles du dispositif expérimental. Les incréments de déplacement pour le calcul numérique sont définis afin d'obtenir une courbe de charge-glissement régulière et continue et surtout un processus de calcul convergent.

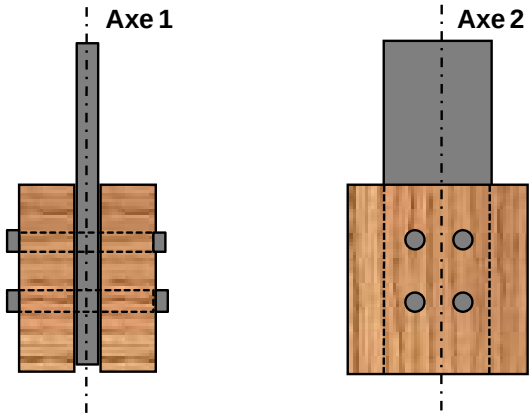


Figure D. 13 : ***Conditions aux limites de symétrie***

Les assemblages bois-métal par broches étudiés ont deux plans de cisaillement. Ils possèdent donc un plan de symétrie : le plan perpendiculaire aux organes à mi-épaisseur de la pièce central. De plus, ils sont réalisés par deux files d'organes, et possèdent donc un autre plan de symétrie : le plan parallèle aux organes à hauteur de l'assemblage (figure D.13).

2.4. Description du contact

Le contact a été modélisé en utilisant la méthode de contrainte directe dans le code de calcul MSC.Marc. La méthode exige la définition du "corps de contact" qui potentiellement peut entrer en contact avec l'autre. Les corps de contact peuvent simplement être les corps physiques eux-mêmes (par exemple le bois, les organes d'assemblage et la plaque métallique). Le contact peut être défini en trouvant le déplacement des points *A* et *B* tels que :

$$\left(u_A - u_B\right) \cdot n < TOL \qquad \text{(D. 4)}$$

où *A* se trouve sur un corps et *B* se trouve sur un autre corps, *n* est le cosinus directeur du vecteur entre les deux points, et *TOL* est la distance critique (figure D.14).

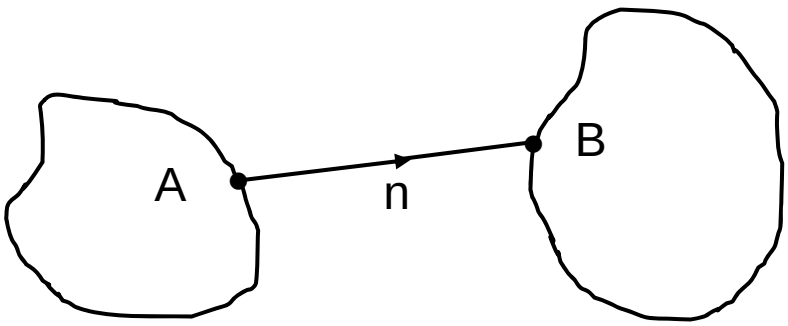


Figure D. 14 : ***Jeu normal entre des corps de contact potentiels***

Lorsqu'un nœud d'un "corps de contact" contacte un autre "corps de contact", une contrainte multipoint est imposée automatiquement. Cette contrainte permet au nœud de contact de glisser sur le segment contacté. De cette façon, un nœud de contact est forcé à être sur ce

segment. Au cours de la procédure d'itération, un nœud peut glisser d'un segment à un autre, en changeant les nœuds retenus associés à la contrainte. Un nœud est considéré glisser en dehors d'un segment de contact lorsque le nœud dépasse la fin du segment par une distance supérieure à la tolérance de contact.

Pour que la gestion du contact se fasse dans des conditions optimales, lors de la définition du maillage de l'assemblage, il est indispensable d'éviter toute concordance entre deux nœuds de deux corps différents en contact. C'est pourquoi, une attention particulière est apportée au fait de ne pas avoir un maillage identique pour chaque corps de contact. Un exemple de maillages est donné sur la figure D.15.

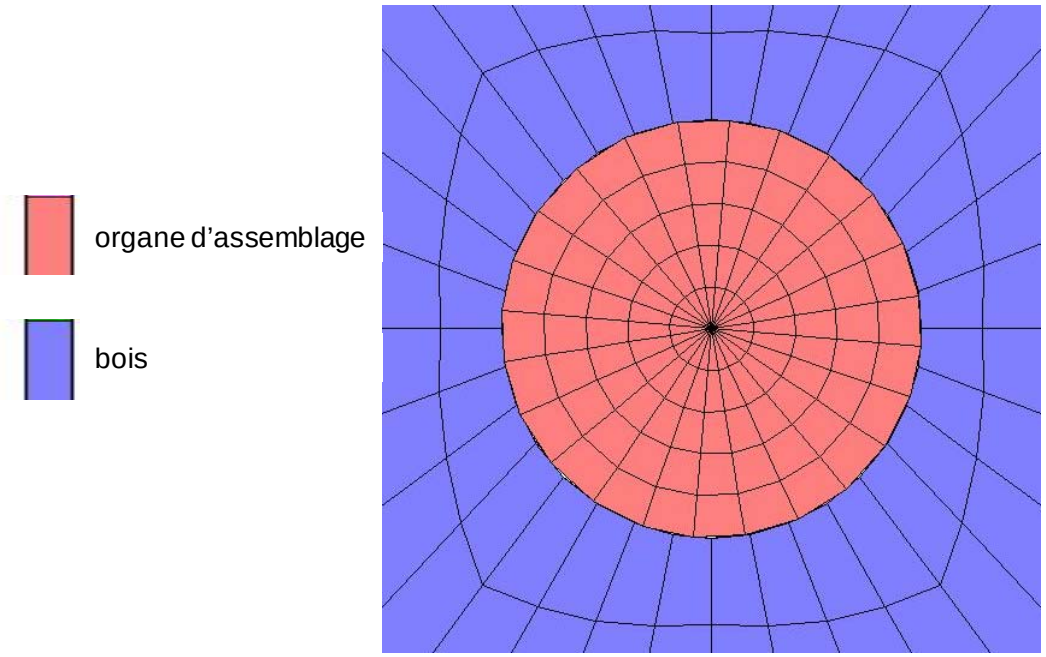


Figure D. 15 : ***Description du maillage des organes d'assemblage et des éléments assemblés***

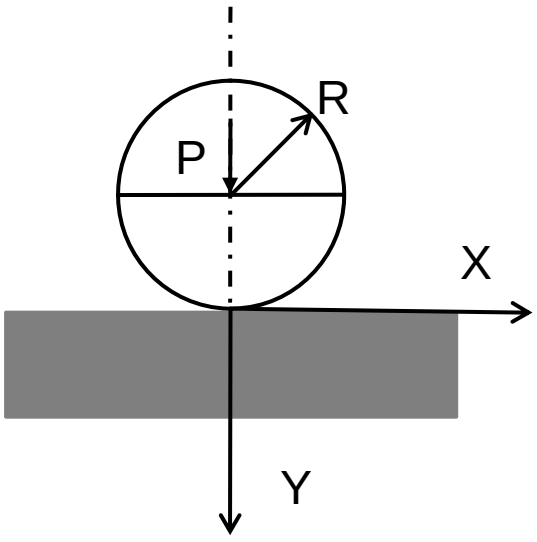


Figure D. 16 : ***Exemple de contact Hertzien entre un cylindre et un massif élastique***

Pour mieux comprendre et maîtriser les opérateurs de contact, la validation du contact unilatéral en modélisation tridimensionnelle est réalisée sur un exemple de contact Hertzien (contact sans frottment entre un cylindre et un massif élastique) pour lequel une solution analytique est disponible (figure D.16).

La répartition théorique de pression sur la surface de contact est donnée par la formule [JOH 85] :

$$\frac{P(x)}{P_0} = \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right]^{1/2} \qquad \text{(D. 5)}$$

Avec :

$$P_0 = \left(\frac{PE^*}{\pi R}\right)^{1/2} = \frac{2P}{\pi a}$$

$$E^* = \left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)^{-1}$$

où : P : force totale appliquée par unité de longueur ;

P_0 : pression maximale au point d'abscisse x = 0 ;

$P(x)$: pression sur un point d'abscisse x ;

a : représente la demi-largeur de la zone de contact.

Les données des caractéristiques des matériaux sont montrées dans le tableau D.3. L'évolution de la pression de contact en fonction de la largeur de la zone en contact est représentée sur la figure D.17.

Tableau D. 3 : ***Caractéristiques des matériaux en contact***

E (MPa)	R (mm)	ν	P (N)
210000	8	0,03	150000

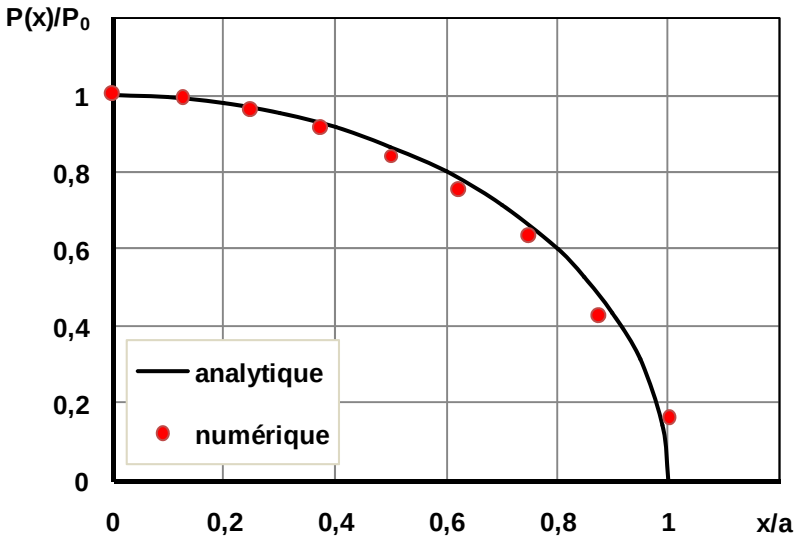


Figure D. 17 : ***Répartition de la pression sur la zone de contact***

Le contact peut se produire avec frottement. Le frottement a été modélisé à l'aide du critère de Coulomb. Cette méthode ne permet aucun mouvement jusqu'à ce que la force résistante au frottement soit atteinte. Après cela, le glissement se déclenche et les forces de frottement restent constantes (figure D.18).

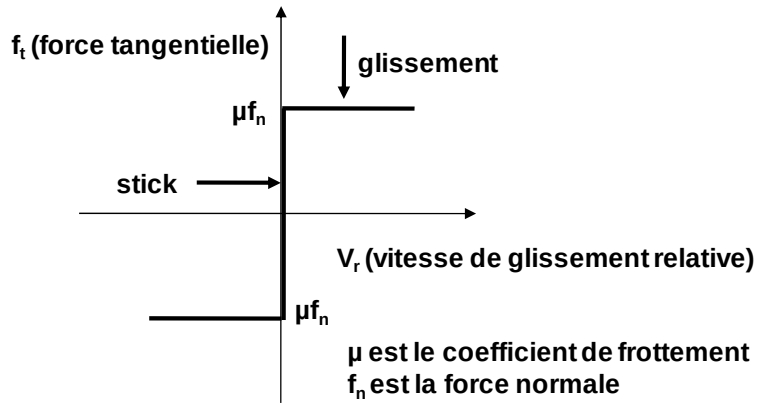


Figure D. 18 : ***Modèle de contact et de frottement utilisé***

Plusieurs études expérimentales [ROD 73] [SJO 08] montrent que la surface rugueuse de l'organe d'assemblage augmente la capacité résistante de l'assemblage monotige; modifie la position des fissures initiales et réduit les tendances fragiles d'assemblages. Rodd [ROD 73] a donné une valeur de coefficient de frottement égale à *0,339* pour la broche lisse, et égale à *0,558* pour la broche rugueuse. Sjödin et al. [SJO 08] ont proposé *0,3* comme valeur limite entre les broches lisses et rugueuses.

Dans cette étude, les broches lisses sont utilisées. Ainsi, *0,3* est utilisé comme coefficient de frottement entre la broche et le bois. Une étude de sensibilité de la portance du bois en fonction du frottement est effectuée dans la partie suivante. Concernant le contact entre les

différents éléments, le tableau D.4 résume les contacts pris en considération ainsi que les coefficients de frottement utilisés pour chaque type d'assemblage.

Tableau D. 4 : ***Coefficients de frottement mis en place [LAP 06]***

	Bois / organes	Plaque / organes	Bois / plaque
Coefficient de frottement	0,3	0,001	0

A cause de la faible zone de contact entre les broches et la plaque métallique, *0,001* est adopté comme coefficient de frottement. Deux simulations avec les coefficients de frottement *0,1* et *0,3* sont effectuées. Aucune influence du frottement entre la plaque métallique et les organes d'assemblage n'a été remarquée [XU 09b]. En plus, la présence de frottement entre le bois et la plaque métallique n'influence pas le comportement d'assemblage [LAP 06].

2.5. Modélisation de l'essai de portance locale

Afin d'élargir le champ d'application du modèle développé, un calcul est effectué à partir d'essais de portance locale réalisés au niveau de la Plateforme MSGC (Polytech'Clermont-Ferrand). Quelques essais expérimentaux retrouvés dans [BOC 97] sont choisis pour la vérification de la validité des modèles. Les simulations numériques reprennent exactement la même configuration géométrique que celle des éprouvettes réelles. La dimension des mailles de la zone de plastification potentielle s'étend sur une distance égale à un diamètre et demi (figure D.19).

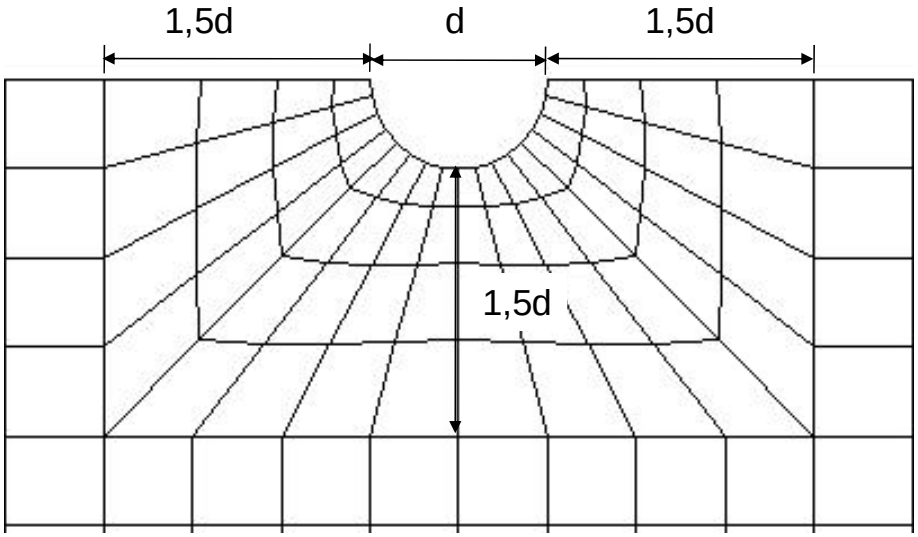


Figure D. 19 : ***Maillage de l'essai de portance locale***

Trois séries d'essais de portance locale à *0°*, *45°* et *90°* sont réalisés sur le bois lamellé-collé. La dimension des éprouvettes de l'essai est montrée sur la figure D.20 et dans le tableau D.5. Les caractéristiques mécaniques du bois sont les même que celles du bois dans les assemblages testés en traction perpendiculaire au fil, et ils sont données dans le tableau E.7.

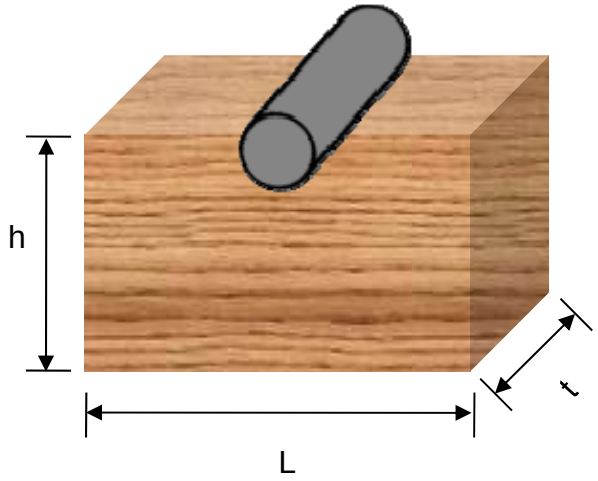
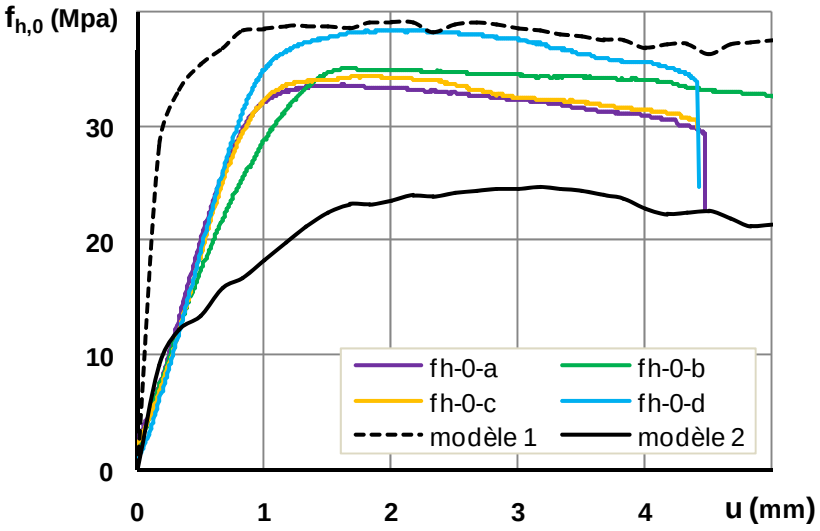


Figure D. 20 : ***Configuration de l'éprouvette de portance locale***

Tableau D. 5 : ***Dimensions de l'éprouvette de portance locale***

α (°)	d (mm)	L (mm)	h (mm)	t (mm)
0	16	96	112	40
45		160	88	40
90		224	64	40

La figure D.21 montre la comparaison des résultats d'enfoncement expérimentaux et numériques. Les deux modèles sont développés en utilisant le critère de Hill seul (modèle 1) ou associé au critère de Hoffman (modèle 2). Les courbes du modèle 1 sont plus rigides que celles expérimentales. Il y a une bonne correspondance de rigidité entre les courbes numériques du modèle 2 et expérimentales. La tendance des courbes numérique et expérimentale est similaire, cependant, la portance numérique du modèle 2 est plus faible que celle expérimentale.



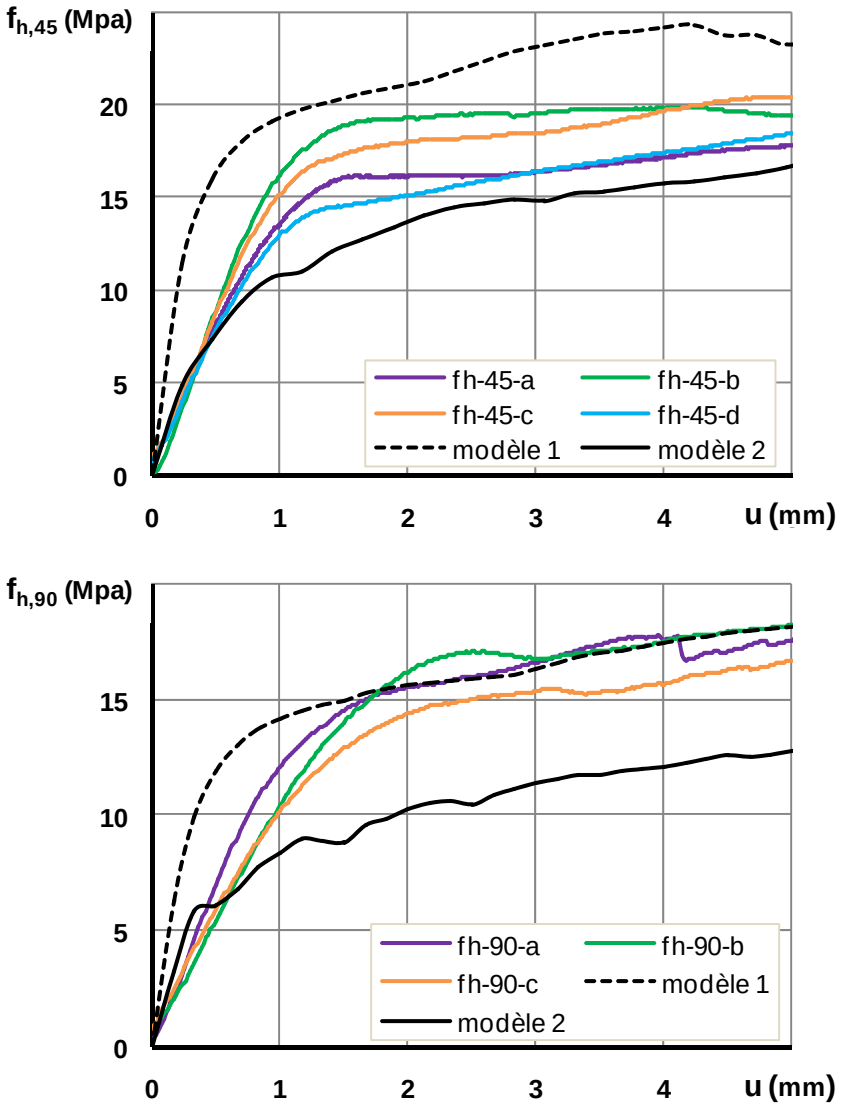


Figure D. 21 : ***Comparaison des courbes d'enfoncement (MEF et essais, BLC)***

Deux séries de simulations sont réalisées sur deux essences de bois (Sapin Douglas et Iroko) dans les directions longitudinale et perpendiculaire par Bocquet [BOC 97]. Les dimensions des éprouvettes sont montrées dans le tableau D.6. Les caractéristiques mécaniques de ces deux bois sont reportées dans les tableaux D.7 et D.8.

Tableau D. 6 : ***Dimensions de l'éprouvette de portance locale [BOC 97]***

α (°)	d (mm)	L (mm)	h (mm)	t (mm)
0	18	173	168	51,5
90		150	145	150

Tableau D. 7 : ***Caractéristiques mécaniques du Sapin Douglas [BOC 97] [LY 06]***

E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	G_{mean} (MPa)	$\nu_{TR} = \nu_{LT}$	ν_{RL}
14000	1168	800	0,41	0,02
$f_{c,0}$ (MPa)	$f_{c,90}$ (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)	$f_{t,90}$ (MPa)	f_v (MPa)
64,1	10,5	29,2	2,5	10

Tableau D. 8 ***: Caractéristiques mécaniques de l'Iroko [BOC 97] [LY 06]***

E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	G_{mean} (MPa)	$\nu_{TR} = \nu_{LT}$	ν_{RL}
16000	1412	990	0,41	0,02
$f_{c,0}$ (MPa)	$f_{c,90}$ (MPa)	$f_{t,0}$ (MPa)	$f_{t,90}$ (MPa)	f_v (MPa)
83,1	13,6	27,7	3,4	13,3

Les figures D.22 et D.23 montrent la comparaison des résultats d'enfoncement expérimentaux et numériques. Il y a une bonne correspondance de rigidité entre les courbes numérique du modèle 2 et expérimentale. La portance locale du seuil de plastification associée à la courbe numérique du modèle 2 est similaire à celle expérimentale.

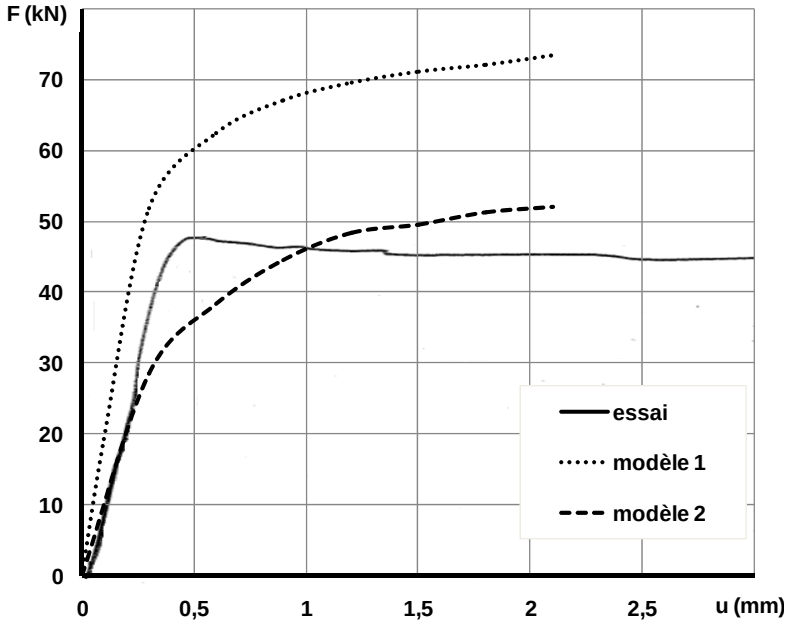


Figure D. 22 : ***Comparaison des courbes d'enfoncement longitudinal (MEF et essais, Sapin Douglas)***

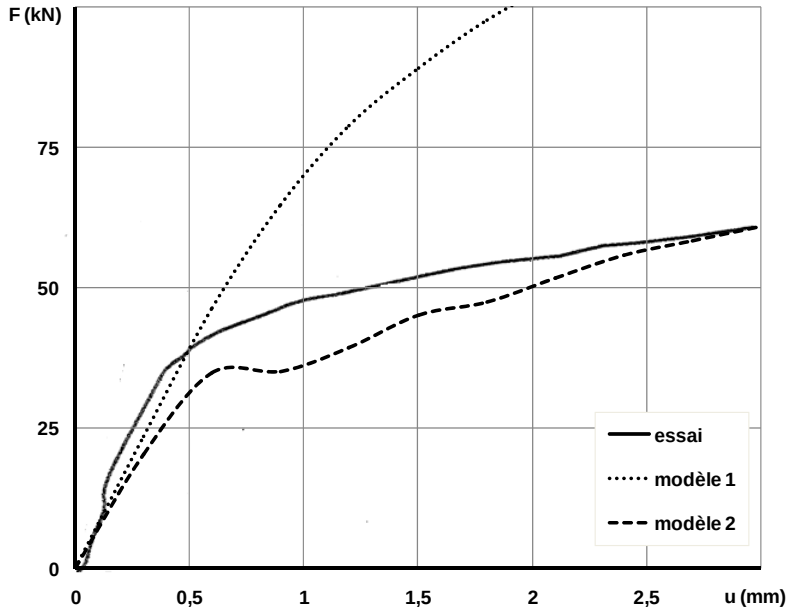


Figure D. 23 : ***Comparaison des courbes d'enfoncement transversal (MEF et essais, Iroko)***

Afin d'évaluer la sensibilité du modèle de portance au frottement, des simulations d'enfoncement longitudinal sur Sapin Douglas sont effectuées avec différentes valeurs du coefficient de frottement entre la broche et le bois (figure D.24). La rigidité dans la zone de déformation élastique augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. La résistance aussi augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement. Cette observation est en bon accord avec les observations expérimentales [SJO 08]. On en conclut que l'influence du coefficient de frottement entre la broche et le bois est très importante.

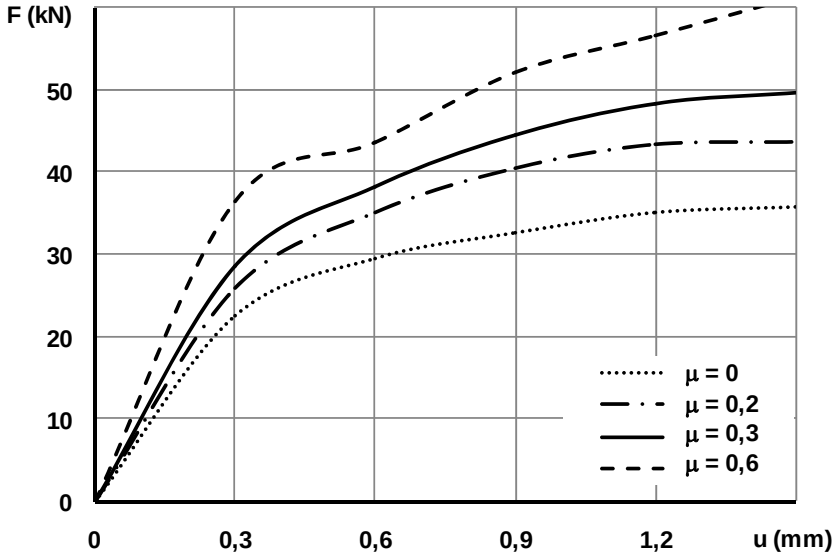


Figure D. 24 : ***Influence du coefficient de frottement sur le comportement à l'enfoncement***

Le modèle numérique développé, basé sur la méthode des éléments finis avec prise en compte du contact et du comportement non linéaire des matériaux, permet de simuler le

comportement en enfoncement. La validation de ce modèle sur les assemblages est présentée dans la partie suivante.

Partie E

Validation et application des modèles d'assemblages bois-métal

1. Introduction

Cette phase de validation du modèle s'effectue à partir des essais réalisés en traction parallèle [RAC 02] et perpendiculaire au fil [XU 08b] et en flexion [XU 08c]. Ce modèle éléments finis 3D est validé sur la base d'une approche globale où les courbes charge-glissement sont comparées à celles des essais.

En utilisant ce modèle validé, les distributions des contraintes de cisaillement parallèle au fil et de traction perpendiculaire au fil, qui génèrent des ruines fragiles, sont présentées. Pour tenir compte de la combinaison de toutes les contraintes présentes dans les zones critiques des assemblages, le critère de Hoffman est utilisé. Lorsque le critère atteint une valeur égale à *1*, la rupture est considérée atteinte. Ainsi, un indice représentant le critère de Hoffman fourni par le modèle numérique, est utilisé pour évaluer la position de la première zone potentielle de rupture.

Le modèle ainsi validé est utilisé pour mener une étude paramétrique du comportement des assemblages. Cette étude paramétrique permet d'avoir une compréhension fine de la réponse mécanique des assemblages. Elle est ensuite utilisée pour évaluer la pertinence des modèles analytiques portant sur la prédiction du comportement des assemblages.

2. Assemblages bois-métal sollicités en traction parallèle au fil

Le modèle éléments finis 3D est validé par la comparaison des courbes charge-glissement numériques et expérimentales. Le modèle validé est utilisé pour illustrer les moments dans les broches et les zones critiques dans le bois basées sur le critère de Hoffman. Dans la zone d'assemblage, les contraintes de cisaillement parallèle au fil et de traction perpendiculaire au fil régissent la capacité de charge et le mode de rupture. Un modèle analytique basé sur les interactions de ces deux types de contraintes est développé pour calculer la capacité résistante d'un seul organe dans l'assemblage à organes multiples.

2.1. Maillage et matériaux

Ces assemblages, réalisés par deux files de quatre organes, possèdent deux plans de symétrie qui sont le plan perpendiculaire aux organes à mi-épaisseur de la pièce centrale et le plan parallèle aux organes à hauteur de l'assemblage. Ainsi, seul un quart de l'assemblage est simulé (figure E.1). Le chargement est appliqué en utilisant le principe des déplacements imposés aux nœuds.

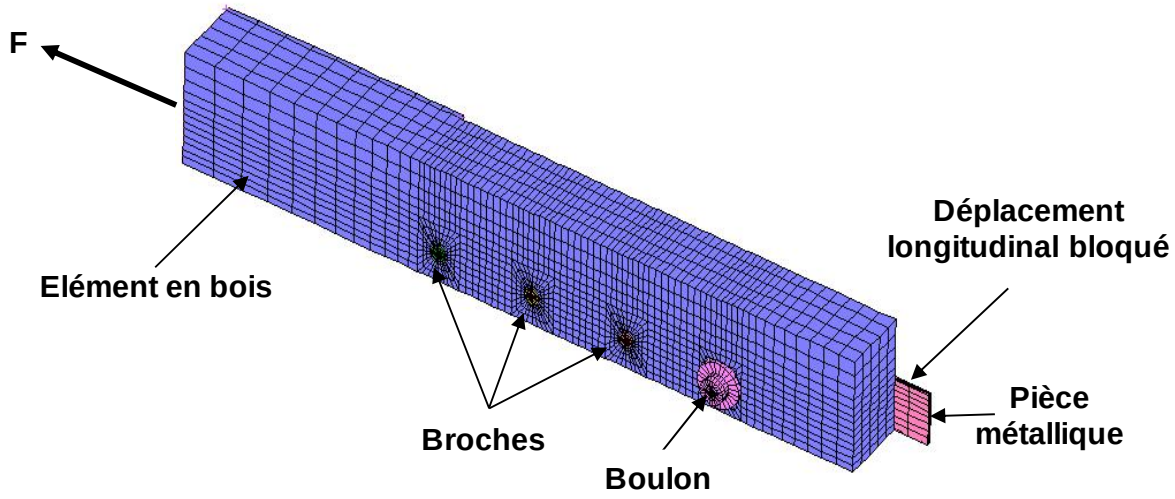


Figure E. 1 : ***Maillage de l'assemblage sollicité en traction parallèle au fil***

Dans ces essais, le bois lamellé-collé utilisé est de classe de résistance *GL28h*. La masse volumique moyenne mesurée est égale à *450 kg/m*^{3} et l'humidité mesurée est égale à *10%*. Les caractéristiques mécaniques du bois sont données dans le tableau E.1.

Tableau E. 1 : ***Caractéristiques mécaniques du bois***

E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	G_{mean} (MPa)	$\nu_{TR} = \nu_{LT}$	ν_{RL}
12600	420	780	0,41	0,02

Les valeurs de résistance du bois en traction considérées dans la modélisation sont les suivantes: $f_{t,0} = 25,3\ MPa$, $f_{t,90} = 0,585\ MPa$. Ces valeurs moyennes sont obtenues à partir des valeurs caractéristiques des normes en multipliant par un coefficient égal à *1,3*. En considérant une distribution normale, cette équivalence correspond à un coefficient de variation de l'ordre de *14%*. Les valeurs moyennes de résistance de compression et en cisaillement sont obtenues par essais (tableau E.2). Si ces valeurs sont déduites des normes, on obtient une valeur plus grande pour la compression perpendiculaire au fil ($f_{c,90} = 3,9\ MPa$) mais des valeurs plus faibles pour la compression parallèle ($f_{c,0} = 34,45\ MPa$) et pour le cisaillement ($f_v = 4,16\ MPa$).

Tableau E. 2 : ***Valeurs expérimentales mesurées du bois***

	Valeur moyenne (MPa)	COV (%)	Nombre d'éprouvettes
$f_{c,0}$	50,64	9,28	5
$f_{c,90}$	3,14	3,31	5
f_v	10,98	3,46	2

Les caractéristiques mécaniques des broches et des plaques métalliques sont déterminées par essais de traction sur trois éprouvettes. Le tableau E.3 récapitule ces données expérimentales moyennes.

Tableau E. 3 : ***Caractéristiques mécaniques de l'acier (en MPa)***

Plaque métallique		Organe d'assemblage	
f_y	f_u	f_y	f_u
360	540	336	460

2.2. Comportement global charge-glissement

Pour valider le modèle numérique, les courbes charge-glissement expérimentales sont comparées à celles obtenues par la simulation numérique (figure E.2). Deux modèles ont été développés en utilisant un critère d'écoulement plastique associé ou non à un critère de ruine. Ils se résument comme suit :

- dans le modèle 1, le comportement élasto-plastique isotrope transverse du bois est modélisé d'après le critère de Hill;

- dans le modèle 2, le critère de Hoffman est associé au critère de Hill pour gérer la plasticité combinée à l'évolution des dommages du bois.

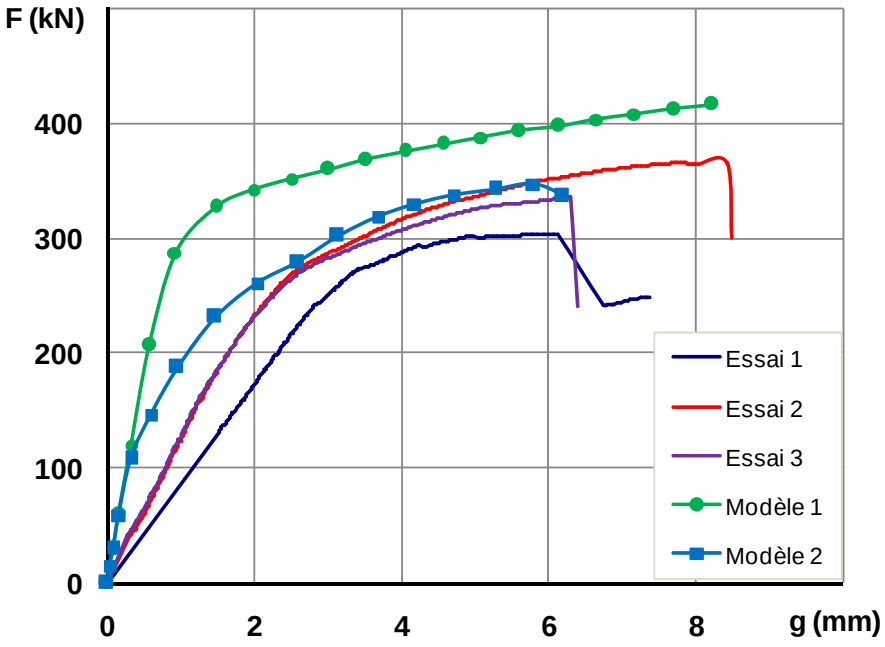


Figure E. 2 : ***Comparaison les courbes charge-glissement expérimentales et numériques***

La charge de rupture numérique (F_u) correspond au moment où la charge commence à diminuer avec l'augmentation du déplacement contrôlé. La rigidité en service numérique (K_s) est définie par la pente de la courbe correspondant à l'intervalle entre *0,4Fest* (*110 kN*) et la limite de la phase élastique (*270 kN*).

La comparaison entre les courbes expérimentales et les modèles numériques montre que la courbe de modèle 1 est plus rigide que celles issues des essais. Par contre, le modèle 2 donne une rigidité plus proche de la réalité, à partir d'un certain niveau de charge, à cause de la prise en compte d'une rupture progressive du bois. Le tableau E.4 montre les résultats de comparaison des valeurs numériques entre les essais et la modélisation.

Tableau E. 4 : ***Comparaison des valeurs numériques***

K_s (kN/mm)			F_u (kN)	
Essai (moyenne)	Modèle 1	Modèle 2	Essai (moyenne)	Modèle 2
113	175	107	335	347

Les modèles 1 et 2 ont la même rigidité initiale (figure E.2). Ces valeurs de rigidité initiale sont très proches de la rigidité élastique mesurée expérimentalement et prise à partir de la phase déchargement/rechargement. En effet cette phase à un caractère réversible et représente le bois densifié qui a consommé une certaine partie de ses déformations permanentes et les jeux de perçage. Par conséquent, elle est plus proche de la courbe "modélisable".

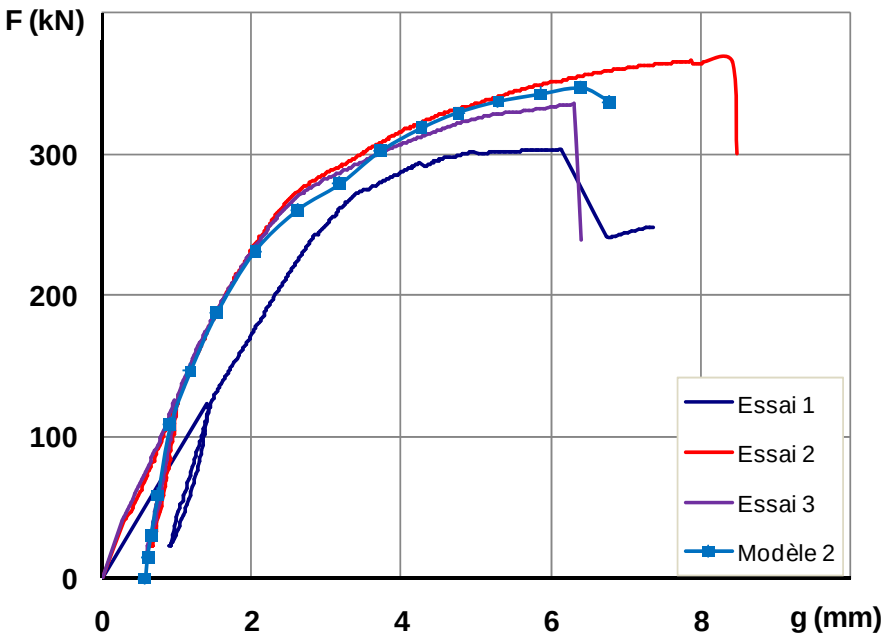


Figure E. 3 : ***Comparaison de la courbe charge-glissement expérimentale et numérique avec décalage d'origine***

La figure E.3 est obtenue en décalant la courbe du modèle 2 le long de l'axe de glissement " *g* ". La grande rigidité initiale dans le modèle s'explique par le fait que les jeux de perçage ne sont pas pris en compte. En cours d'essai, la zone de contact augmente progressivement lorsque la charge augmente. Une évaluation précise de la rigidité initiale nécessite de simuler l'augmentation progressive de cette zone de contact. Au-delà de *110 kN*, la rupture progressive de bois se produit et la rigidité du modèle 2 commence à diminuer (figure E.2). Les résultats numériques du modèle 2 sont en bon accord avec les observations expérimentales (figure E.3).

2.3. Moment plastique des broches

L'EC5 propose une équation (Eq A.23) pour calculer le moment résistant de la broche en flexion. Dans ce cas, avec $f_u = 460\ MPa$ et $d = 16\ mm$, le moment plastique M_y est égal à *186462 N·mm*. Dans cette étude, les moments élastique et plastique ont été calculés par les équations A.21 et A.22. Le moment élastique M_{el} est égal à *135114 N·mm* et le moment plastique M_{pl} est égal à *229376 N·mm*. Ainsi, la valeur de l'EC5 donne une valeur intermédiaire entre les deux.

Afin de calculer numériquement le moment élasto-plastique de chaque broche, une approximation qui consiste à subdiviser la section en dix tranches est utilisée. Au centre de chacune de ces tranches, la contrainte axiale moyenne est calculée à partir des maillages éléments finis. En utilisant cette approche, on calcule le moment fléchissant dans les différentes sections le long des tiges de l'assemblage *A* (figure E.4) pour différents niveaux de chargement. La limite du moment élastique est atteinte par les broches à *172 kN* et celle du moment plastique est atteinte à *284 kN*.

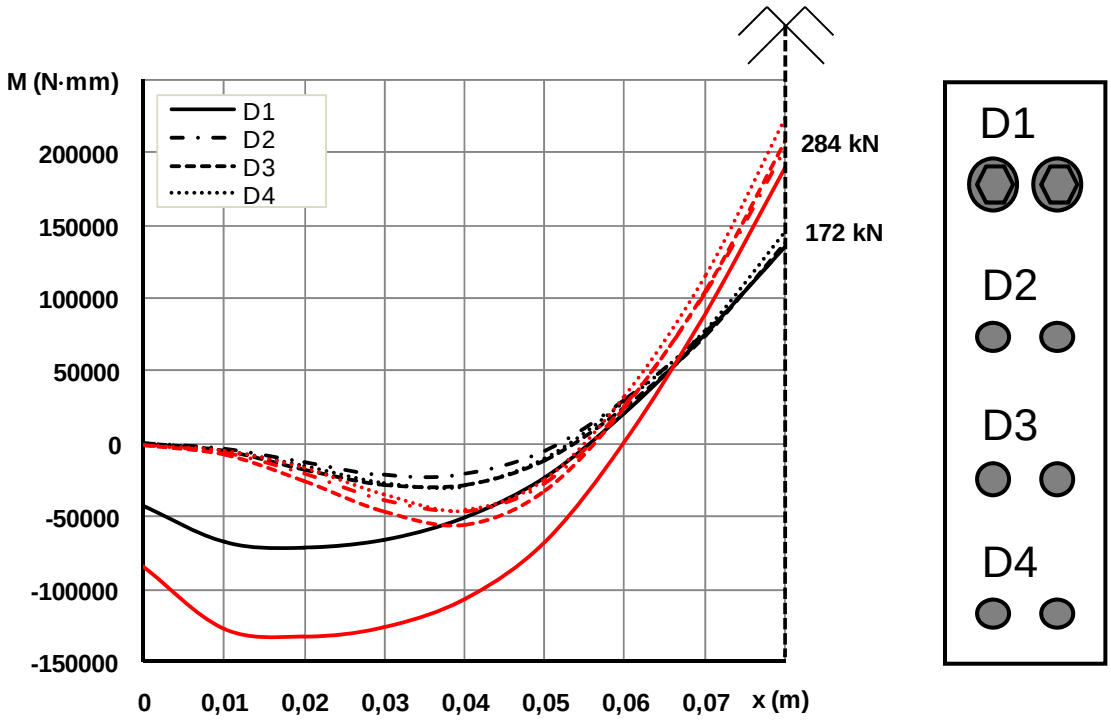


Figure E. 4 : ***Moment le long des différentes tiges***

Une rotule plastique apparaît dans la mi-portée de toutes les tiges. Le moment de *D4* est un peu plus grand que ceux des autres. On remarque l'apparition de deux rotules plastiques symétriques près du milieu de la tige et localisées chacune à *40 mm* du bout dans le cas des broches, et à *20 mm* du bout dans le cas des boulons. Dans un assemblage bois, la résistance en flexion d'un boulon est plus élevée que celle d'une broche à cause du moment d'encastrement qui se développe sous la tête du boulon. En plus, la résistance globale d'un assemblage avec boulons peut bénéficier de l'effet de corde que celui-ci mobilise.

2.4. Analyse de contraintes

Les figures E.5 et E.6 présentent la distribution des contraintes de traction perpendiculaire au fil et de cisaillement parallèle au fil pour la charge limite élastique ($F_{élastique}$ = *270 kN*) et la charge maximale (F_u = *347 kN*). La localisation de la zone de rupture observée expérimentalement est conforme aux contours de contraintes observées numériquement. La rupture est provoquée par les interactions des contraintes (les contraintes de cisaillement parallèle au fil et de traction perpendiculaire au fil) dans la zone de l'assemblage. Ces deux types de contraintes régissent la capacité de charge et le mode de rupture.

La figure E.7 montre la zone où le critère de Hoffman est atteint sous différents chargements (*270* et *347 kN*). Elle peut présenter les zones potentielles de rupture de l'assemblage. La zone de la broche la plus proche de l'extrémité du bois a un plus grand potentiel de développer la rupture fragile que les autres broches avec une différence significative.

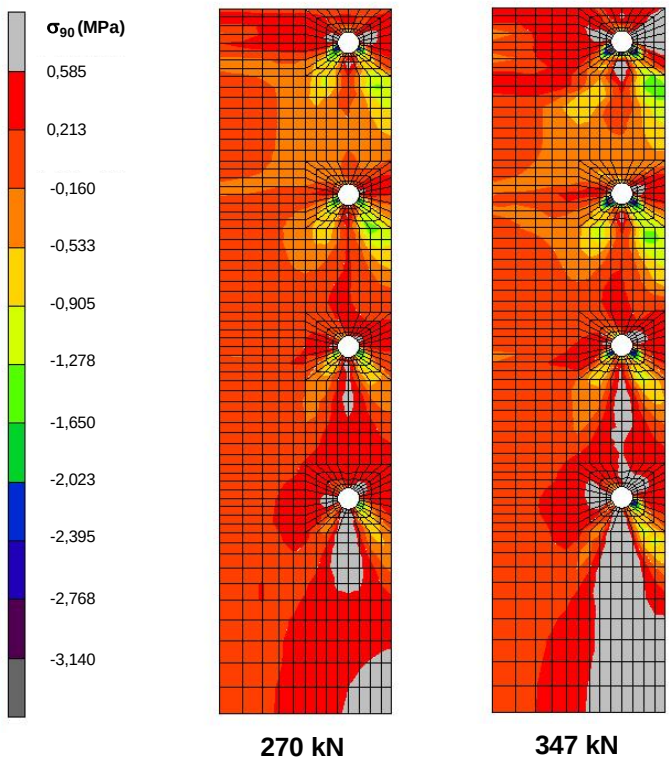


Figure E. 5 : ***Distribution de contraintes de traction perpendiculaire au fil***

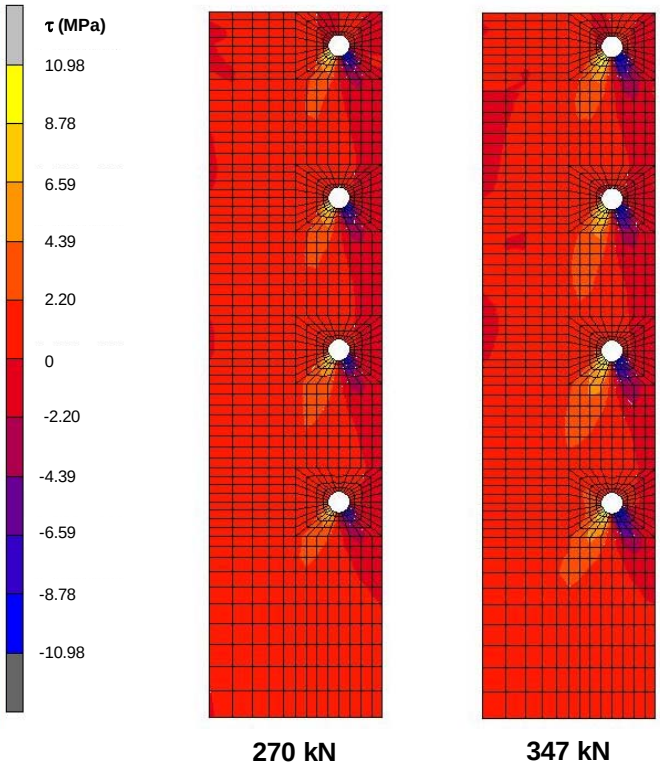


Figure E. 6 : ***Distribution de contraintes de cisaillement parallèle au fil***

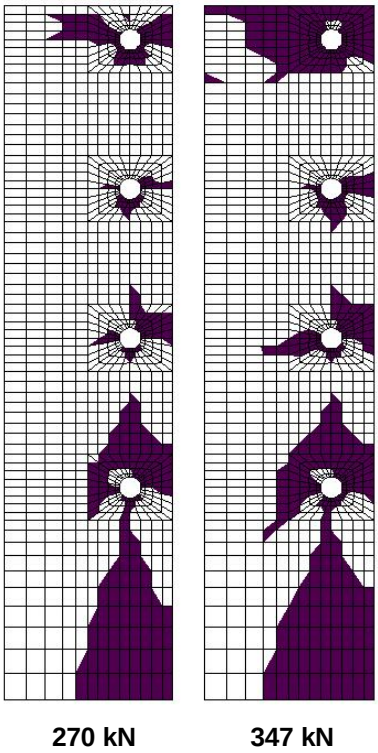


Figure E. 7 : ***Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (zone d'assemblage en traction longitudinale)***

2.5. Modèle analytique basé sur les contraintes

La capacité de charge de l'assemblage à organes multiples n'est pas égale à la capacité de charge d'un seul organe multiplié par le nombre d'organes. En général, la rupture d'assemblages à organes multiples apparaît à une charge plus faible. Actuellement, pratiquement tous les modèles analytiques considèrent un nombre fictif réduit d'organes pour tenir compte de la réduction de la résistance due à l'effet de groupe [GAT 04]. Ainsi, certaines recherches ont été menées pour trouver la relation entre le nombre efficace d'organes n_{ef} et quelques paramètres tels que la densité du bois, les géométries des éléments, les distances aux rives et aux extrémités, les espacements des organes et le nombre d'organes, etc.

Ces recherches ont cherché à développer une méthode simple pour calculer la capacité de charge de l'assemblage à organes multiples. Cependant, la capacité de charge de chaque organe dans les assemblages à organes multiples est plus faible que la capacité de charge d'assemblage à un seul organe. En raison de l'interaction entre les organes d'assemblage, les assemblages à organes multiples se rompent avant que la capacité de charge de chaque organe ne soit atteinte.

Dans cette étude, un modèle analytique basé sur les interactions de contraintes est développé pour calculer la charge d'un seul organe dans l'assemblage à organes multiples. Par conséquent, cette capacité individuelle réduite multipliée par le nombre d'organes permet de déterminer la capacité du groupe. Comme indiqué ci-dessus, les interactions entre les contraintes de cisaillement parallèle au fil et les contraintes de traction perpendiculaire au fil régissent la rupture. Le modèle analytique présenté prend en compte les interactions entre ces deux types de contraintes qui ont été calculées par la théorie des poutres continues sur appuis élastique et la théorie de Volkersen.

2.5.1. Répartition des charges sur les organes

Dans les assemblages bois-métal, la charge est transmise par les organes d'assemblage entre la plaque métallique et les éléments en bois. La répartition de la charge sur les organes régit la distribution des contraintes dans le bois. Le modèle numérique peut aider à obtenir la répartition de la charge sur les organes et sa distribution dans le bois au voisinage de l'organe.

La figure E.8 montre la répartition de la charge appliquée sur les différents organes pour différents niveaux de charges. À état initial du chargement, la distribution des efforts entre les organes est non uniforme. Cette distribution tend vers une répartition uniforme au niveau de la charge ultime. Ainsi, les contraintes de traction perpendiculaires au fil et les contraintes de cisaillement parallèles au fil près du trou induites par l'organe individuel sont presque égales. De plus, les contraintes sont maximales à proximité du trou et diminuent loin du trou.

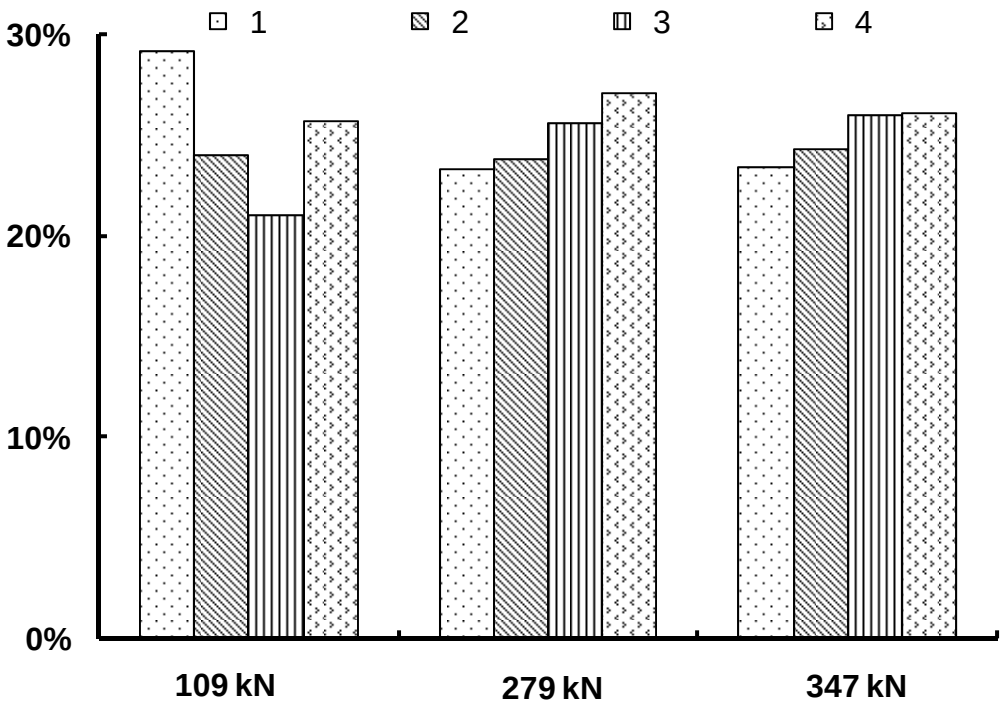


Figure E. 8 : ***Répartition des efforts entre les organes pour différents niveaux de charge appliquée***

2.5.2. Modèle de rupture

Les figures E.10 et E.11 montrent les contraintes de traction perpendiculaire au fil et de cisaillement parallèle au fil le long de la file d'assembleurs obtenues du modèle numérique. Les contraintes de cisaillement parallèle au fil à proximité de chaque trou sont presque égales. Les contraintes de traction perpendiculaire au fil sont maximales à proximité du trou près de l'extrémité du bois (assembleur 1 ici). Comme les contraintes réelles sont les accumulations des contraintes induites par l'organe individuel dans les différentes positions, l'accumulation des contraintes de traction perpendiculaire au fil est notable à proximité du trou près de l'extrémité du bois. Ainsi, cette position est considérée comme la position critique. Les interactions de contraintes à cette position régissent l'initiation de la rupture de l'assemblage.

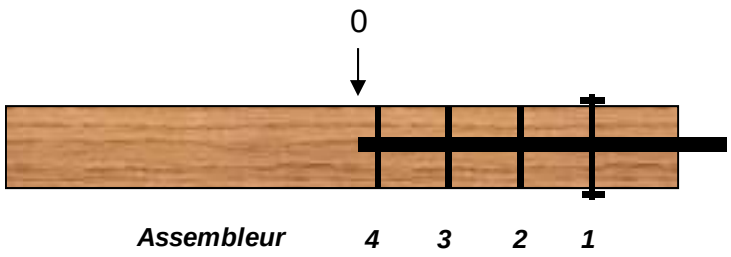


Figure E. 9 : ***Configuration de l'assemblage***

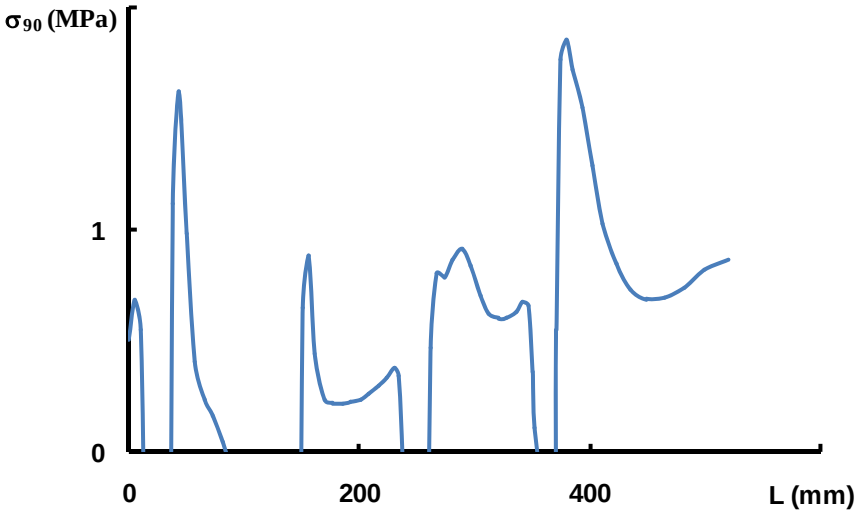


Figure E. 10 : ***Contraintes de traction perpendiculaire au fil sur une file d'assembleurs***

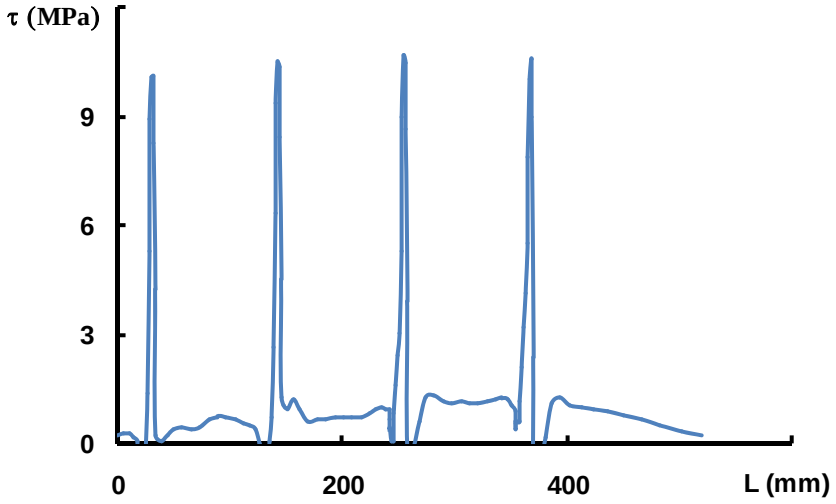


Figure E. 11 : ***Contraintes de cisaillement parallèle au fil sur une file d'assembleurs***

L'interaction de contraintes de traction perpendiculaire au fil et de cisaillement à la position critique conduit à la rupture de l'assemblage. On propose une formule simple (Eq E.1) pour calculer la capacité de charge des assemblages bois similaire à celle utilisée par l'EC5 pour tenir compte de ce type d'interaction dans les poutres.

$$(\frac{\tau}{f_v})^2 + (k_s \cdot \frac{\sigma_{t,90}}{f_{t,90}})^2 = 1 \qquad \text{(E.1)}$$

$k_s = 1$ pour le bois massif

$k_s = (S_1 / S_0)^{0.32}$ pour le lamellé collé

τ = Contrainte de cisaillement de calcul

f_v = Résistance en cisaillement

$\sigma_{t,90}$ = Contrainte de traction perpendiculaire au fil

$f_{t,90}$ = Résistance en traction perpendiculaire au fil

S_0 = Section de référence de $0{,}04m^2$

$S_1 = H \cdot t / m$

H = Largeur du bois

t = Epaisseur du bois

Si l'équation E.1 est satisfaite, l'état de charge ultime est atteint. La charge F de l'organe par plan de cisaillement peut être calculée, et la capacité de charge de l'assemblage en double cisaillement F_u peut être écrite (équation E.2) avec n le nombre d'organes dans une rangée et m le nombre de rangée.

$$F_u = 2m \cdot n \cdot F \tag{E.2}$$

Pour vérifier la validité du modèle de rupture, une comparaison des valeurs de résistance analytiques et expérimentales a été effectuée. Le tableau E.5 donne les résultats de la comparaison pour des assemblages avec différentes configurations géométriques testées au laboratoire [RAC 02]. La valeur de calcul de la résistance en cisaillement de bloc est très élevée. La capacité de charge donnée par le modèle de rupture est plus proche du résultat expérimental que celle donnée par la TAL [EC5 04].

Tableau E. 5 : ***Comparaison des valeurs de résistance analytiques et expérimentales***

	A	B	C	D
F_{exp} (kN)	335	374	456	450
F_{TAL} (kN)	271	316	340	415
F_{bloc} (kN)	904	1789	1115	1491
$F_{rupture}$ (kN)	317	354	405	447
F_{TAL}/F_{exp}	81%	84%	75%	92%
$F_{rupture}/F_{exp}$	95%	95%	89%	99%

Bien que le résultat soit encourageant, le nombre de cas d'assemblages utilisés pour valider l'équation de calcul proposée ne semble pas suffisant. Ainsi, l'analyse est complétée par l'exploitation d'autres résultats expérimentaux disponibles dans la littérature [GAT 04]. La comparaison des résultats analytiques montre que la TAL [EC5 04] et les équations proposées donnent des valeurs proches et qui restent inférieures à celles expérimentales (tableau E.6).

Tableau E. 6 : ***Comparaison des valeurs analytiques et expérimentales de la capacité de charge***

Type	K	L	M	N	S
F_{exp} (kN)	62,07	112,45	158,10	188,00	259,15
F_{TAL} (kN)	45	80	120	159	218
$F_{rupture}$ (kN)	44	69	108	137	207
F_{TAL}/F_{exp}	72%	71%	76%	85%	84%
$F_{rupture}/F_{exp}$	71%	61%	68%	73%	80%

Le modèle analytique basé sur l'interaction entre contraintes de traction perpendiculaire au fil et contraintes de cisaillement fournit une nouvelle méthode de calcul pour estimer la capacité de charge d'un assemblage bois. Bien que cette démarche soit plus complexe que celle de la TAL, elle permet de décrire le mécanisme de rupture d'assemblage qui associe la rupture du bois et celle de la flexion de la tige. Elle représente un mode de ruine plus réaliste que celui ductile de la TAL. Ainsi, cette méthode est appropriée en particulier pour les assemblages avec rupture fragile.

3. Assemblages bois-métal sollicités en traction perpendiculaire au fil

Le modèle éléments finis 3D est validé par la comparaison des courbes charge-glissement numériques et expérimentales. Le modèle validé est utilisé pour illustrer l'évolution du moment fléchissant dans chaque broche et pour évaluer la position de la première zone potentielle de rupture dans le bois. Ensuite, le modèle est appliqué pour évaluer l'effet de la tolérance du perçage, l'influence de la géométrie de l'assemblage et du rapport entre la portée et la hauteur de la poutre sur le comportement de la zone d'assemblage. Ensuite, les diverses formules analytiques de calcul disponibles dans la littérature sont évaluées par comparaison avec les résultats numériques.

Dans les structures de type treillis, les efforts sollicitants de l'assemblage peuvent être inclinés par rapport au fil. Ainsi, ce modèle est utilisé afin d'étudier le comportement d'assemblage sous sollicitation inclinée par rapport au fil.

3.1. Maillage et matériaux

Compte tenu de la symétrie, seulement une moitié de la géométrie de l'assemblage est modélisée (figure E.12). Les plaques métalliques rigides utilisées sur les appuis dans les essais sont modélisées par une gestion des conditions de contact entre les plaques métalliques et le bois. Le coefficient de frottement entre le bois et la plaque métallique rigide est égal à *0,2*.

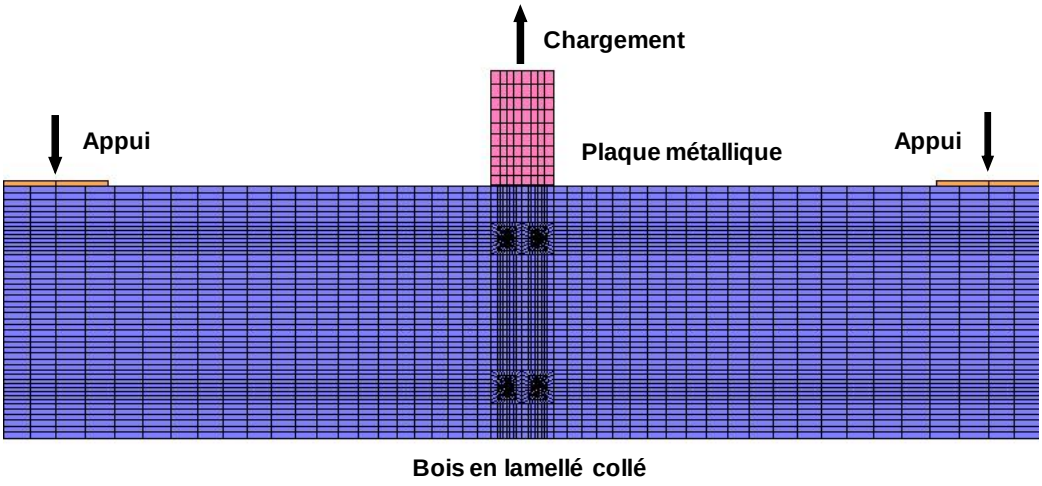


Figure E. 12 : ***Maillage de l'assemblage***

Dans ces essais, le bois lamellé-collé utilisé est de classe de résistance *GL24h*. La masse volumique moyenne mesurée est égale à *438 kg/m*^{3} et l'humidité mesurée est égale à *10%*. Les valeurs moyennes des modules d'élasticité et des coefficients de Poisson sont données dans le tableau E.6.

Tableau E. 7 : ***Caractéristiques mécaniques du bois***

E_0 (MPa)	E_{90} (MPa)	G_{mean} (MPa)	$\nu_{TR} = \nu_{LT}$	ν_{RL}
11600	390	750	0,41	0,02

Les valeurs de résistance du bois en traction et cisaillement considérées dans la modélisation sont les suivantes: $f_{t,0} = 19,8\ MPa$, $f_{t,90} = 0,48\ MPa$, $f_v = 3,24\ MPa$. Ces valeurs moyennes sont obtenues à partir des valeurs caractéristiques des normes en utilisant un coefficient égal à *1,2*. Avec une distribution normale, cette équivalence correspond à un coefficient de variation de l'ordre de *10%*. Les valeurs moyennes de résistance de compression sont obtenues par essais (tableau E.8). Si ces valeurs sont déduites des normes, on obtient la même valeur pour la compression perpendiculaire au fil mais une valeur plus faible pour la compression parallèle ($f_{c,0} = 28,8\ MPa$).

Tableau E. 8 : ***Valeurs expérimentales du bois***

	Valeur moyenne (MPa)	COV (%)	Nombre d'éprouvettes
$f_{c,0}$	39	7,69	4
$f_{c,90}$	3,24	13,45	4

Les caractéristiques mécaniques des broches et des plaques métalliques sont déterminées par essais de traction sur éprouvettes. Le tableau E.8 récapitule ces données expérimentales.

Tableau E. 9 : ***Caractéristiques mécaniques de l'acier (en MPa)***

Plate métallique		Organe d'assemblage	
f_y	f_u	f_y	f_u
309	434	366	543

3.2. Comportement global charge-glissement

Pour valider le modèle numérique, les courbes charge-glissement expérimentales sont comparées à celles obtenues par la simulation numérique (figure E.13). Les deux modèles développés utilisent le critère de Hill seul (modèle 1) ou associé au critère de Hoffman (modèle 2). Le modèle 1 représente de manière acceptable la rigidité initiale et montre un caractère non linéaire mobilisant l'enfoncement du bois en compression et des broches en flexion. Cependant, sa courbe est plus rigide que la courbe expérimentale et elle ne représente pas la charge ultime parce qu'elle n'inclut aucune évolution de dommages. Le modèle 2 est en bon accord avec la courbe charge-glissement expérimentale. Il représente de façon satisfaisante aussi bien la rigidité que la charge de rupture de l'assemblage (tableau E.9). A partir de la courbe charge-glissement numérique, la charge de rupture est définie comme la valeur maximale à partir de laquelle la charge commence à diminuer avec l'augmentation des déplacements. Sur la courbe expérimentale, la première charge décroissante est définie comme la charge du fendage (F_{u1}), et la dernière charge décroissante est définie comme la charge ultime (F_u).

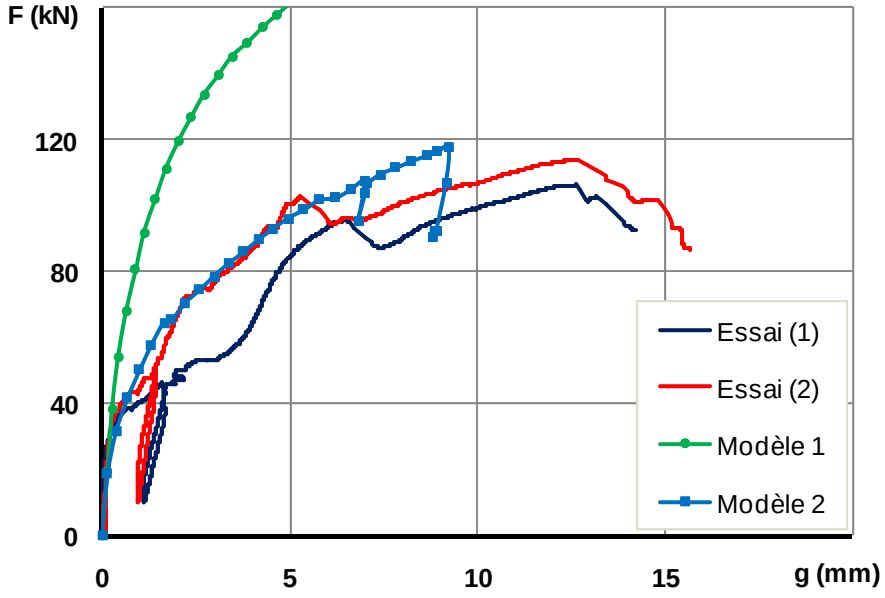


Figure E. 13 : ***Courbes charge-glissement expérimentales et numériques***

Tableau E. 10 : ***Comparaison des rigidités et des résistances (MEF/essais)***

	K_e (kN/mm)	F_{u1} (kN)	F_u (kN)
Essai (moyenne)	58,0	99,2	110
Modèle 2	53,3	107,4	117,7

3.3. Moment plastique des broches

Dans l'essai, une rotule plastique apparaît à mi-portée de toutes les broches (figure E.14). Les moments élastique (M_{el}) et plastique (M_{pl}) de la broche, issus du calcul numérique, et le moment élastique (M_y) calculé selon la formule de l'EC5 sont donnés dans le tableau E.11.

Figure E. 14 : ***Rotule plastique dans la broche***

Tableau E. 11 : ***Moment de la broche (N·mm)***

M_{el}	M_{pl}	M_y
147102	249856	220107

La figure E.15 montre le moment calculé numériquement, à partir des différentes sections, le long de la broche. Les deux niveaux de chargement correspondent aux moments élastique et plastique dans la section la plus sollicitée de la broche. Ainsi, le moment élastique est atteint pour une charge de *50 kN* et le moment plastique est atteint pour *82 kN*. La différence entre les broches *D1*, et *D3* n'est pas significative.

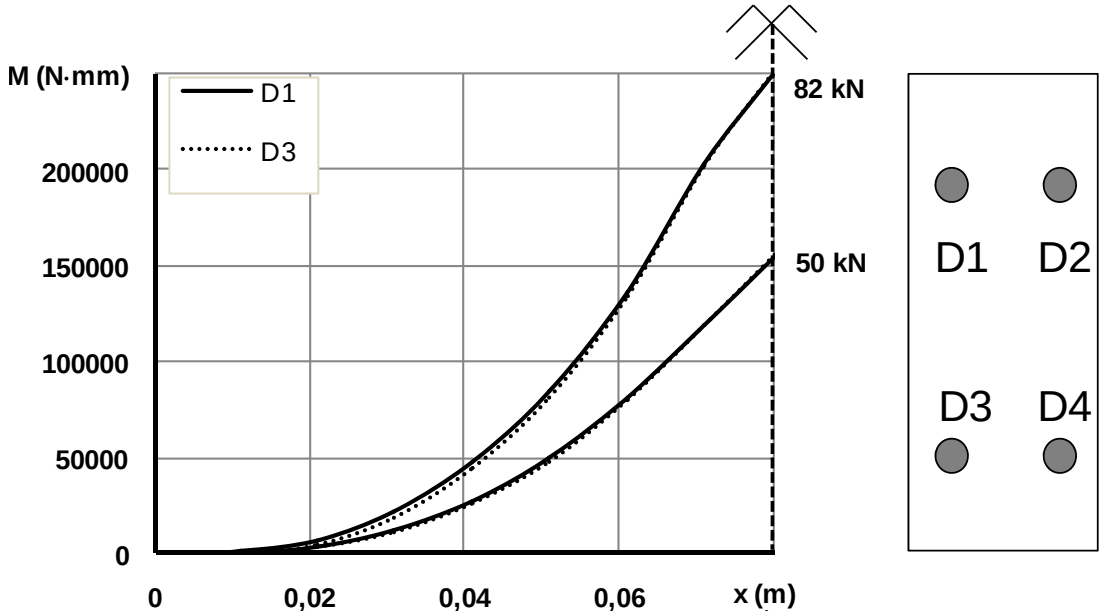


Figure E. 15 : ***Moment le long des différentes broches***

3.4. Analyse de contraintes

Au cours de l'essai, à partir de *50 kN,* les fissures sont apparues parallèlement au fil et se sont propagées dans la rangée des broches la plus proche du bord chargé. La fissure est liée aux contraintes de traction perpendiculaire au fil et de cisaillement. La figure E.16 montre la zone où le critère de Hoffman est atteint sous différents chargements (*31*, *42* et *50 kN*). Elle peut présenter les zones potentielles de rupture de l'assemblage. Celles-ci sont situées près des trous. La zone de la rangée des broches près du bord chargé a un plus grand potentiel que la zone de l'autre rangée, mais la différence n'est pas très significative.

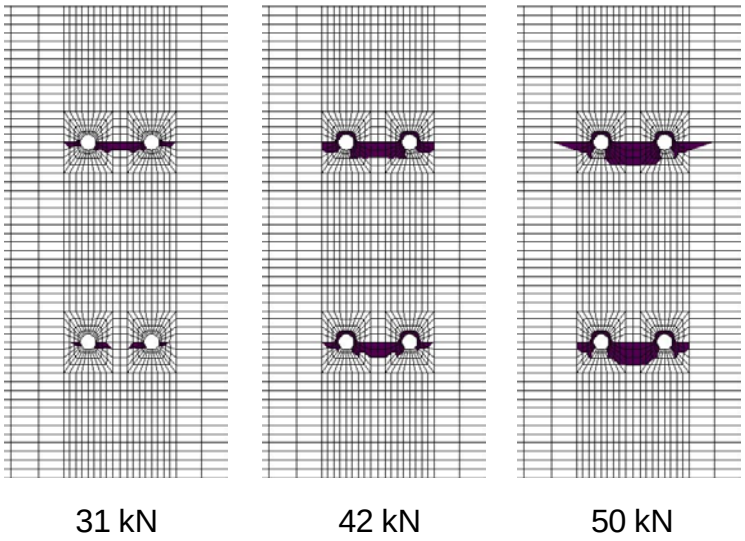


Figure E. 16 : Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (zone d'assemblage en traction transversale)

L'évolution de cet indice est compatible avec l'observation de la distribution des contraintes de traction perpendiculaire au fil (figure E.17). Ce résultat montre que les contraintes de traction près du trou *D1* sont légèrement supérieures à celles proches du trou *D3*. Ceci peut expliquer la position du fendage qui s'est produit dans la rangée des broches la plus proche du bord chargé. Les contraintes de cisaillement près du trou *D1* sont légèrement plus faibles que celles proches du trou *D3*. Cependant, la contrainte de cisaillement reste inférieure à sa valeur de résistance (figure E.18). Ainsi, la contrainte de traction perpendiculaire au fil semble jouer un rôle plus important dans le fendage de l'assemblage que la contrainte de cisaillement.

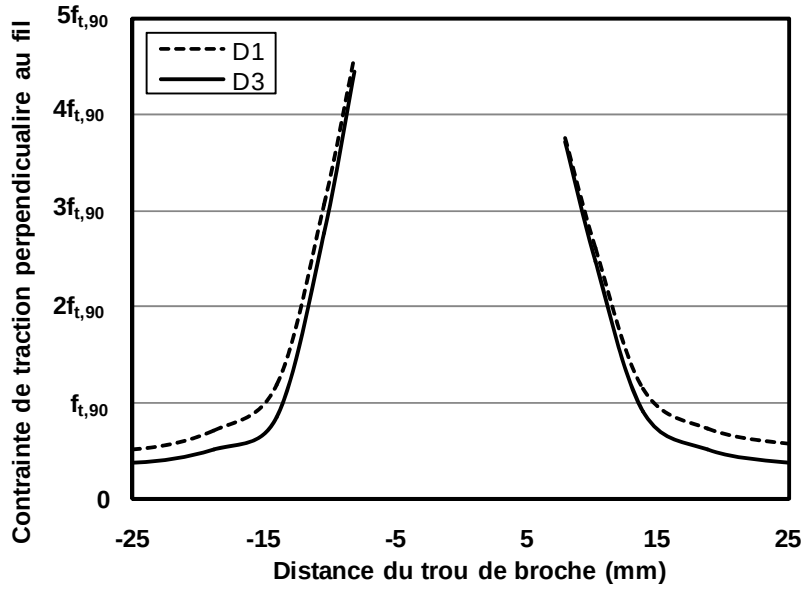


Figure E. 17 : ***Contraintes de traction perpendiculaire au fil près des trous de broches à 50 kN***

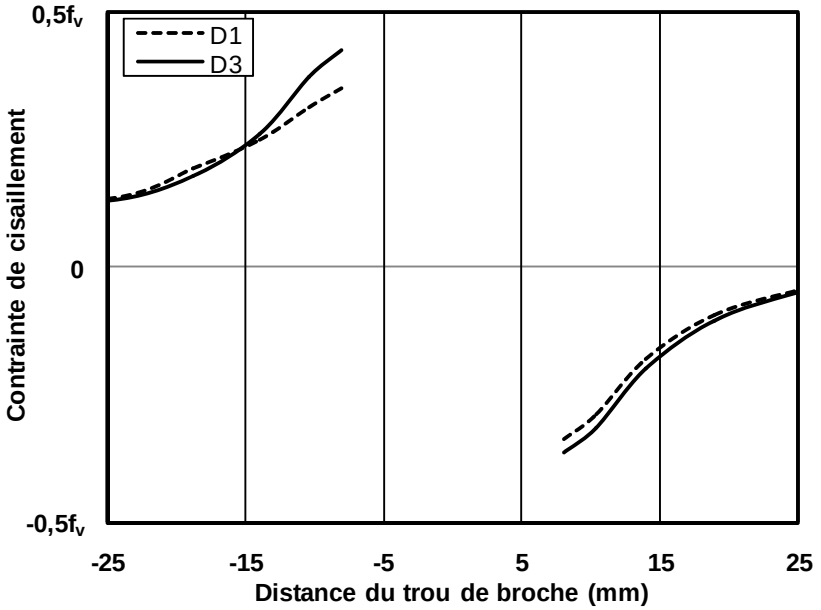


Figure E. 18 : ***Contraintes de cisaillement au fil près des trous de broches à 50 kN***

3.5. Effets de la tolérance du perçage

Dans un premier temps, la tolérance de perçage des trous dans la plaque métallique n'a pas été considérée dans le modèle. En réalité, le trou de la broche dans la plaque métallique a un diamètre de *17 mm*. Ainsi, *1 mm* de jeu existe entre les broches et la plaque métallique. Afin d'analyser l'influence des tolérances sur le comportement des assemblages bois, cinq configurations sont considérées (figure E.19). Elles représentent diverses situations où différentes broches sont en contact initial avec les trous. On considère que deux ou trois broches sont en contact initial avec les trous pour voir l'influence sur le comportement global de l'assemblage. Les configurations sont : *C1* (*D1+D2*), *C2* (*D3+D4*), *C3* (*D2+D4*), *C4* (*D1+D2+D4*) et *C5* (*D2+D3+D4*).

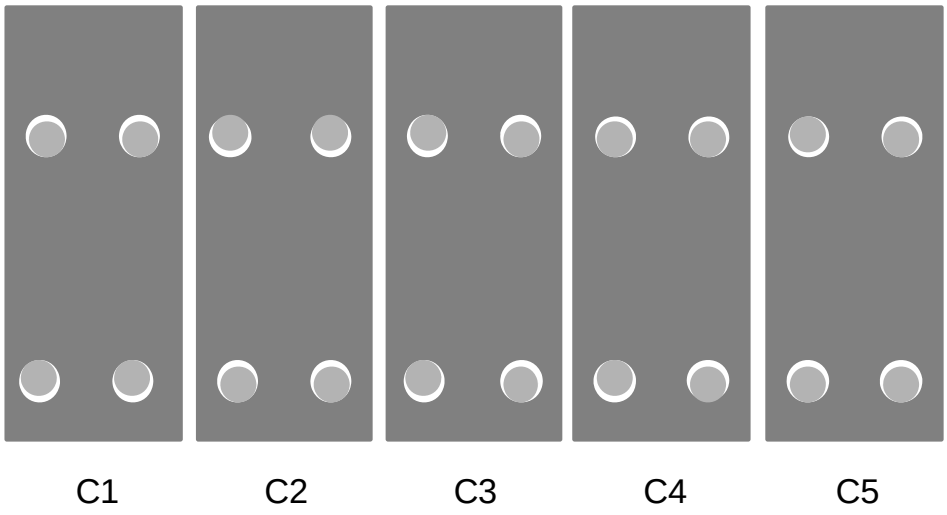


Figure E. 19 : ***Cinq configurations différentes par les positions des broches en contact initial***

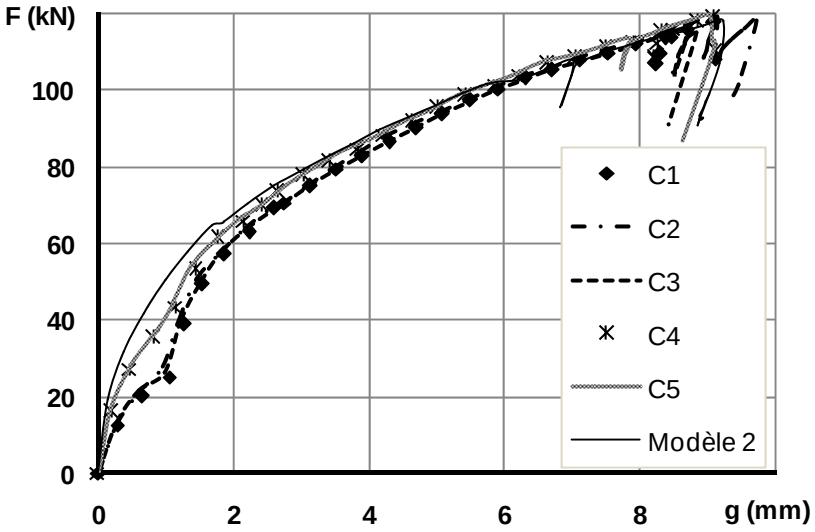


Figure E. 20 : ***Courbes charge-glissement pour différentes positions de broches en contact initial avec les trous***

Les résultats numériques montrent que le nombre de broches en contact initial a un effet non négligeable sur la courbe charge-glissement, notamment, en phase initiale de chargement (figure A.20). Ils montrent également qu'il n'y a pas de différence significative entre des configurations avec le même nombre de broches en contact initial. Pour les configurations avec deux (*C1* à *C3*) ou trois (*C4* et *C5*) broches en contact, une déformation plastique apparaît à un niveau de charge proche de *30 kN* et *40 kN*, respectivement. Pour toutes les configurations étudiées, la même tendance d'évolution de la courbe force-déplacement est observée. Elle est similaire à celles observées pendant les essais. Ainsi, les tolérances du trou peuvent expliquer la forme des courbes expérimentales. La configuration avec les quatre broches en contact correspond à celle analysée dans cette étude (appelée modèle 2 avec critère de Hoffman). On a remarqué que toutes les configurations montrent pratiquement la même résistance ultime.

3.6. Effets de la géométrie de l'assemblage

Afin d'étudier les effets de la géométrie d'un assemblage sur son comportement sous sollicitation perpendiculaire au fil, des assemblages avec différentes géométries sont modélisés. Des géométries de huit assemblages appelés *A1* à *A8* sont résumées dans le tableau E.12.

Tableau E. 12 : ***Dimensions (mm) et résistances (kN) d'assemblages bois-métal***

Assemblage	n	l_r	h_1	h_m	F_{u1}
A1	1		140		40,7
A2	2		140	206	81,2
A3	2	65	140		77,5
A4	4	65	140	206	107,4
A5	4	65	140	64	83,7
A6	4	65	140	128	90
A7	4	96	140	206	108
A8	4	128	140	206	114

Les dimensions de la poutre en bois, de la plaque métallique et des broches sont les mêmes que celles utilisées dans les essais (tableau C.4) et la dimension h_e (*346 mm*) et h_1 restent constantes. L'assemblage testé correspond à la configuration *A4*. La résistance du fendage est définie, à partir de la courbe charge-glissement numérique, lorsque la charge diminue avec l'augmentation du déplacement (figure E.21). Cette diminution de la charge est due à l'évolution des dommages partiels du bois selon le critère de Hoffman. Les résistances du fendage sont résumées dans le tableau E.10 et les courbes charge-glissement sont présentées sur la figure E.21. On a observé que la ductilité diminue lorsque le nombre de broches augmente.

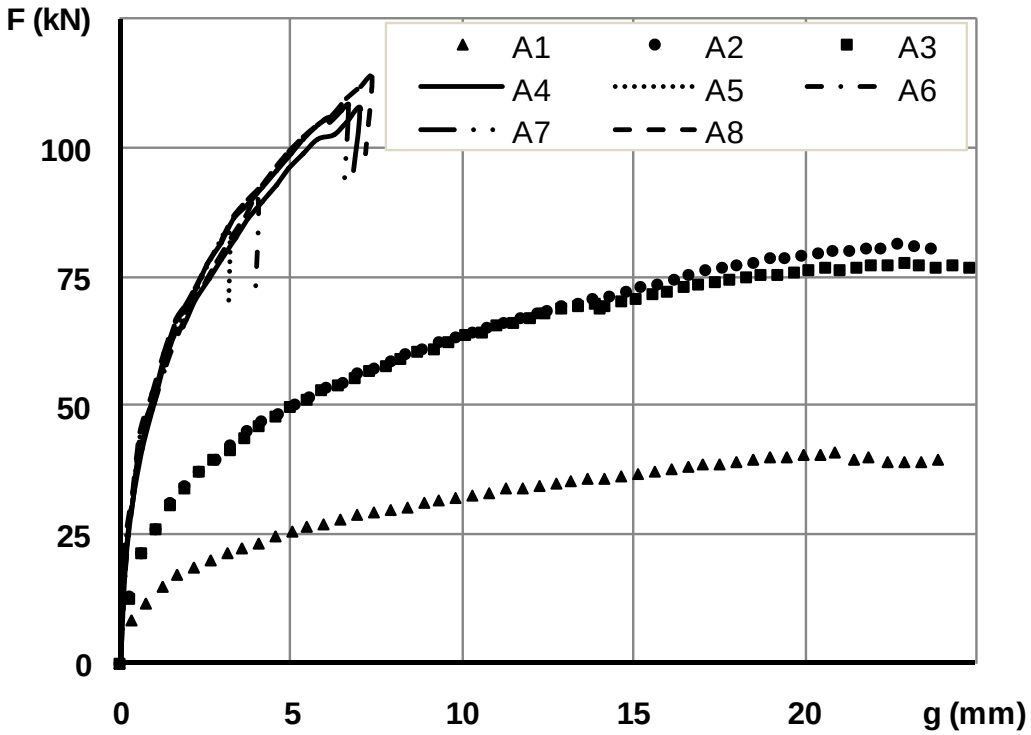


Figure E. 21 : ***Courbes charge-glissement d'assemblages avec différentes géométries***

La comparaison des résistances d'assemblages avec différentes configurations (*A1* à *A3*), montre que la présence d'une deuxième broche dans l'assemblage augmente sa résistance. Les assemblages *A2* et *A3*, avec différentes positions de la deuxième broche, présentent des résistances quasi-similaires et proches du double de la résistance de l'assemblage avec une seule broche (*A1)*. La résistance maximale est donnée par l'assemblage *A8*, qui a la plus grande distance (l_r) entre les broches dans la direction parallèle au fil. Cette étude montre que les paramètres géométriques influencent la résistance au fendage des assemblages par broches sollicités en traction perpendiculaire au fil. A noter que les formules disponibles pour l'évaluation de la résistance du fendage de ces assemblages négligent certains de ces paramètres. Pour donner un caractère générale à ces constations et, éventuellement, déduire une formule tenant compte des paramètres les plus influents, l'étude doit être complétée en considérant un grand nombre de broches avec différents élancement.

Un assemblage, nommé *A9,* avec *6* broches de *12 mm* est modélisé. La configuration et la géométrie de l'assemblage sont montrées sur la figure E.22. La seule différence géométrique entre les assemblages *A4* (*4* broches, *16 mm*) et *A9* (*6* broches, *12 mm*) est une rangée de *2* broches de *12 mm* disposée au centre de l'assemblage. La courbe charge-glissement numérique de l'assemblage *A9* est comparée avec celle de l'assemblage *A4* (figure E.23). La rigidité initiale et la résistance de l'assemblage *A9* sont plus élevées que celles de l'assemblage *A4*. Cependant, la différence est plus visible en rigidité qu'en résistance. Ces résultats sont résumés dans le tableau E.13.

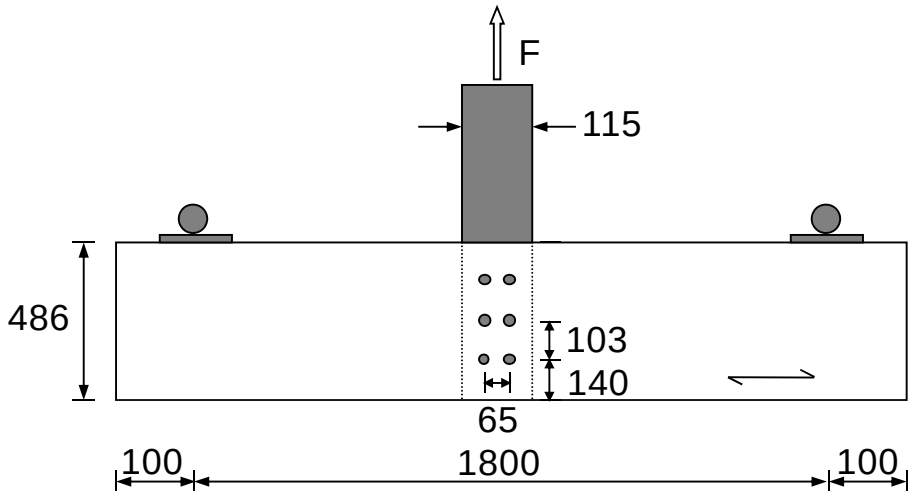


Figure E. 22 : ***Configuration et géométrie d'assemblage***

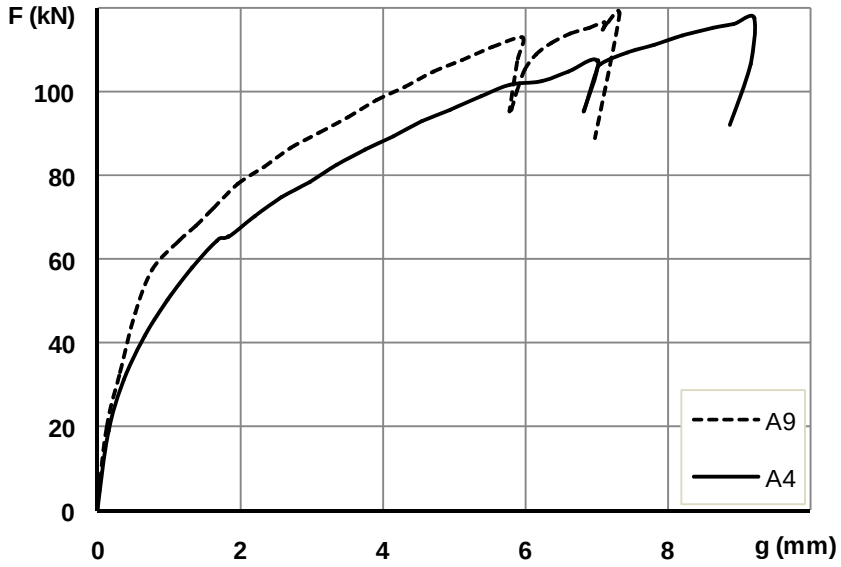


Figure E. 23 : ***Courbe charge-glissement de l'assemblage A9 et A4***

Tableau E. 13 : ***Comparaison des rigidités et résistances***

Assemblage	K_e (kN/mm)	F_{u1} (kN)	F_u (kN)
A9	67,0	113,1	119,0
A4	53,3	107,4	117,7

Les moments élastique et plastique de la broche de diamètre égal à *12 mm*, issus du calcul numérique, et le moment élastique calculé selon la formule de l'EC5 sont donnés dans le tableau E.14.

Tableau E. 14 : ***Moment de la broche (N·mm)***

M_{el}	M_{pl}	M_y
62090	105408	104182

La figure E.24 montre le moment calculé numériquement, à partir des différentes sections, le long de la broche. Les deux niveaux de chargement correspondent aux moments élastique et plastique dans la section la plus sollicitée de la broche. Ainsi, le moment élastique est atteint pour une charge de *33 kN* et le moment plastique est atteint pour *57 kN*. La différence entre les broches *D1*, *D2* et *D3* n'est pas significative.

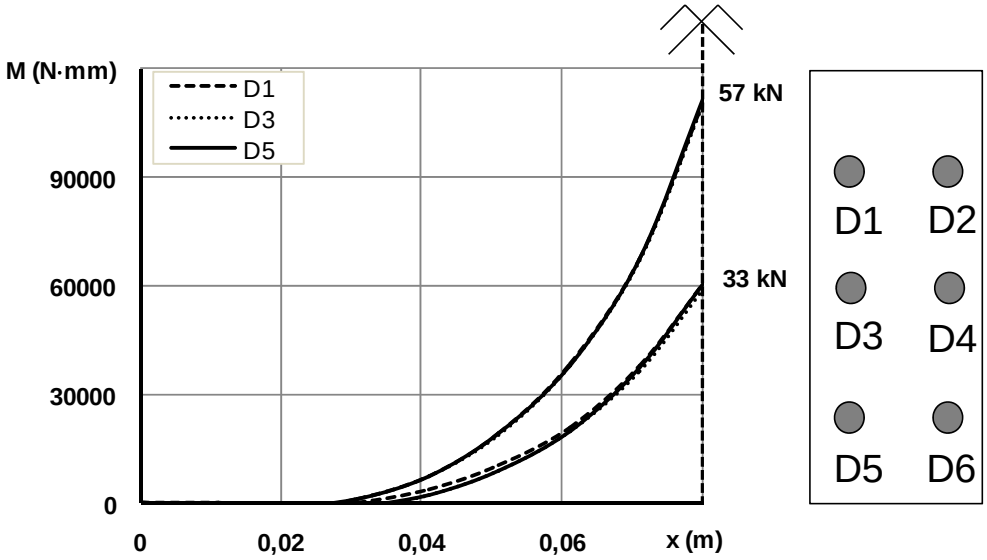


Figure E. 24 : ***Moment le long des différentes broches***

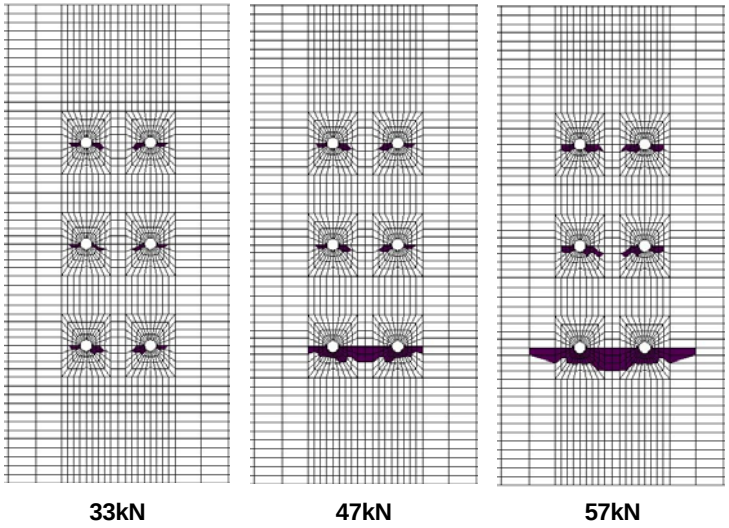


Figure E. 25 : ***Cartographie des zones où l'indice du critère de Hoffman est atteint (assemblage A9)***

La figure E.25 montre la zone où le critère de Hoffman est atteint sous différents chargements (*33, 47* et *57 kN*). Elle peut présenter les zones potentielles de rupture de l'assemblage. La zone de la rangée des broches la plus éloignée du bord chargé a un plus grand potentiel de développer le fendage que les autres rangées avec une différence significative.

3.7. Évaluation des formules de prévision disponibles

Plusieurs formules de calcul de la résistance du fendage d'assemblages à broches multiples sollicités en traction perpendiculaire au fil, sont disponibles dans la littérature (voir partie B.1.3). Ces formules analytiques sont appliquées aux configurations *A1* à *A9* pour obtenir la résistance au fendage et leurs résultats sont comparés à ceux données par le modèle numérique. Ces résultats sont résumés dans le tableau E.15.

Tableau E. 15 : ***Comparaison des valeurs de résistance : modèles numériques et analytiques (kN)***

Assemblage	FEM	Eq B.4	Eq B.7	Eq B.8	Eq B.9	Eq B.10	Eq B.11	Eq B.13
A1	40,7	26,7	224,2	161,1	145,6	62,5	59,5	62,8
A2	81,2	53,4	224,2	161,1	145,6	62,5	102,2	94,9
A3	77,5	53,4	224,2	161,1	145,6	62,5	71,6	69,1
A4	107,4	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	123	104,4
A5	83,7	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	97,3	82,8
A6	90	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	112,5	93,8
A7	108	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	142,3	109
A8	114	106,8	224,2	161,1	145,6	62,5	164,6	113,6
A9	113,1	115,2	224,2	161,1	145,6	62,5	143,6	115,3

Les résultats sont également comparés à la résistance plastique (Eq B.4). Dans ces équations, les caractéristiques mécaniques utilisées sont définies ci-après. Dans l'Eq B.7, la résistance de cisaillement du bois f_v est égale à *3,24MPa*. Dans l'Eq B.8, le paramètre de rupture apparent $\sqrt{GG_c}$ est supposé égal à *12 N/mm*^{1,5}. Dans l'Eq B.9, la résistance de traction perpendiculaire au fil du bois $f_{t,90}$ est égale à *0,48MPa*.

Le tableau E.15 montre des différences significatives entre les formules de calcul analytique et un écart important avec les résultats numériques. Pour les assemblages avec une ou deux broches, le mode de ruine plastique (TAL) prévu par l'Eq B.4 est dominant. Pour les assemblages avec quatre broches de diamètre de *16 mm* et avec six broches de diamètre de *12 mm*, la rupture du fendage devient dominante dans certains cas, mais la déformation plastique est présente.

La prévision de la résistance du fendage par la CSA 2001 [CEA 01] (Eq B.7), Van der Put [VAN 04] (Eq B.8) et L'EC5 [EC5 04] (Eq B.9), surestime la capacité dans tous les cas. La prévision proposée par Larsen et Gustaffson [LAR 01] (Eq B.10) sous-estime la capacité des assemblages avec plus d'une broche. La prévision proposée par Ehlbeck et Görlacher [EHL 95] (Eq B.11) surestime la capacité dans tous les cas excepté pour l'assemblage *A3*. La prévision proposée par Ballerini et Rizzi [BAL 07] (Eq B.13) surestime la capacité de l'assemblage *A1* et prévoit bien l'effet de la géométrie d'assemblage sur la résistance au fendage d'assemblage. L'équation B.13 semble être la meilleure des formules. Elle doit être vérifiée pour différentes configurations géométriques et mécaniques.

3.8. Effet du rapport portée/hauteur de la poutre

Le rapport entre la portée et la hauteur de la poutre utilisée dans la configuration expérimentale influence également la résistance d'assemblage sollicité perpendiculairement au fil [LEI 01]. Pour évaluer numériquement cet effet, quatre poutres sont analysées en considérant différents rapports. La hauteur de la poutre et la géométrie d'assemblage restent constantes, et la longueur change. Les poutres sont nommées *Bi* avec *i* représentant le rapport entre la portée et la hauteur. Par exemple, *B3,7* représente la poutre testée qui a un rapport entre la portée et la hauteur égal à *3,7*.

Tableau E. 16 : ***Résistance au fendage en fonction du rapport portée/hauteur (kN)***

B1	B3	B3.7	B5
133,5	113,1	107,4	96,6

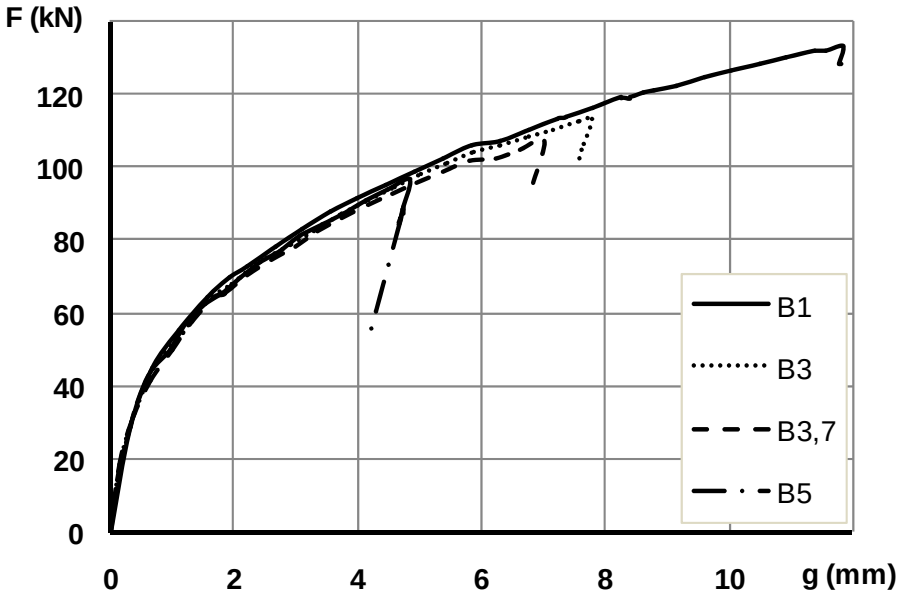


Figure E. 26 : ***Courbes charge-glissement pour différents rapport entre la portée et la hauteur de la poutre***

Il peut être observé que la résistance au fendage et la ductilité diminuent lorsque le rapport portée/hauteur augmente (figure E.26). Ces résultats sont résumés dans le tableau E.16. La résistance de l'assemblage a tendance à se stabiliser pour un rapport supérieur à *3*. Il peut représenter un bon compromis entre la représentativité de l'assemblage sollicité en traction perpendiculaire au fil, l'influence des supports et la grande flexion de la poutre.

3.9. Assemblages sous sollicitation inclinée par rapport au fil

Dans les structures porteuses, les efforts transmis de la structure à l'assemblage sont, en général, constitués de trois composantes : le moment fléchissant, l'effort tranchant et l'effort normal. Dans les structures de type treillis, les efforts sollicitants de l'assemblage peuvent être inclinés par rapport au fil. Afin d'étudier le comportement d'assemblage sous sollicitation inclinée par rapport au fil, on utilise le modèle déjà validé et appliqué aux assemblages avec traction appliquée dans les directions parallèle et perpendiculaire au fil. Les cas étudiés concernent des efforts appliqués à *30°* et à *45°* par rapport au fil. Les propriétés mécaniques des matériaux sont les mêmes que celles dans l'assemblage sollicité en traction perpendiculaire au fil. La géométrie est la même que celle de ce dernier, à l'exception du paramètre l_r (figure E.27). Selon l'EC5, la valeur minimale du paramètre l_r qui correspond à l'angle de *45°* est égale à *70,63 mm*, et à l'angle de *30°* est égale à *75,71*. Dans la présente étude, la valeur de *76 mm* est adoptée pour la longueur l_r (tableau E.17).

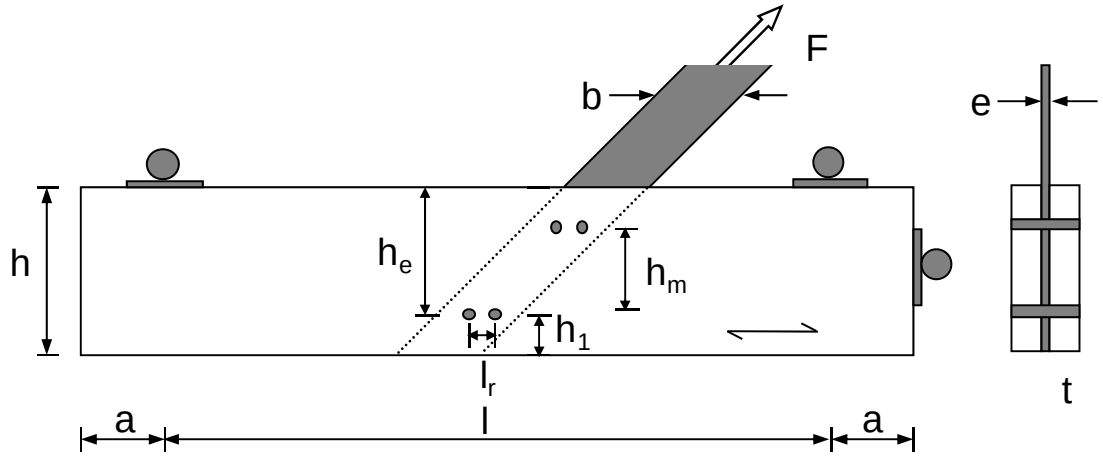


Figure E. 27 : ***Configuration d'assemblage avec charge inclinée par rapport au fil***

Tableau E. 17 : ***Géométrie d'assemblage incliné par rapport au fil (mm)***

d	t	a	b	l_r	h_1	h_m	h	l	e
16	75	100	126	76	140	206	486	1800	8

La figure E.28 montre le détail de la zone d'assemblage analysé. Les courbes charge-déplacement obtenues par la simulation numérique (*0°*, *30°*, *45°* et *90°*) sont montrées sur la figure E.29. A partir du modèle numérique, la charge de rupture est définie comme la valeur

maximale à partir de laquelle la charge commence à diminuer avec l'augmentation des déplacements. Pour l'effort appliqué à *30°*, la charge de rupture est définie comme la valeur maximale à partir de laquelle la charge commence à se stabiliser avec l'augmentation des déplacements. Sous l'effort appliqué à *30°* par rapport au fil, l'assemblage présente un comportement ductile, alors que pour les efforts appliqués à *45°* ou à *90°*, un comportement fragile est observé.

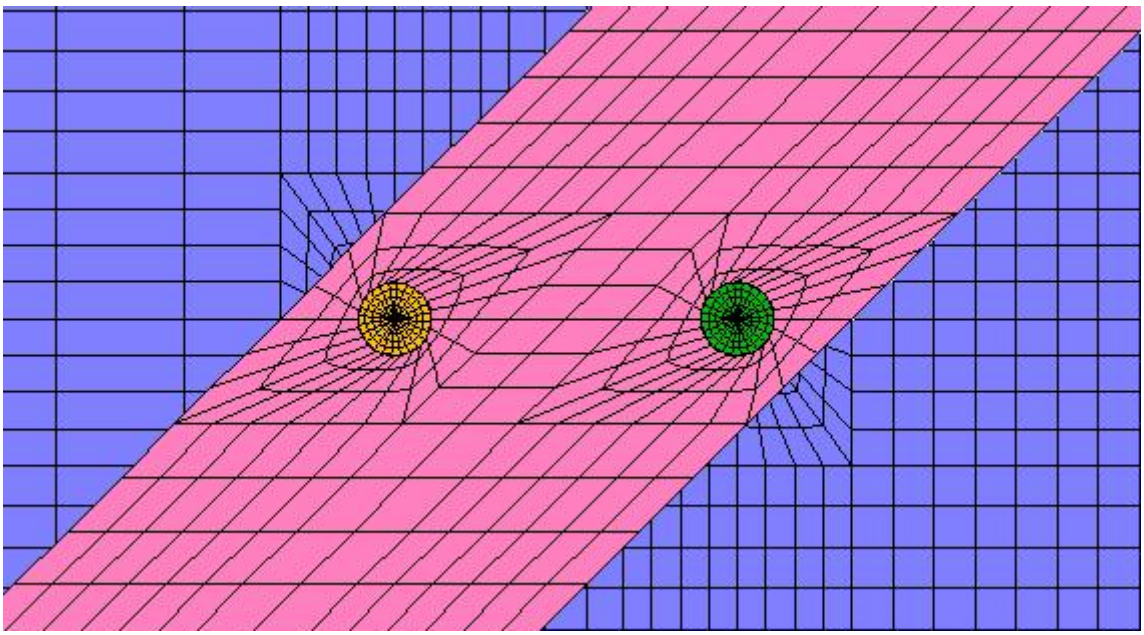


Figure E. 28 : ***Détail de la zone d'assemblage à 45°***

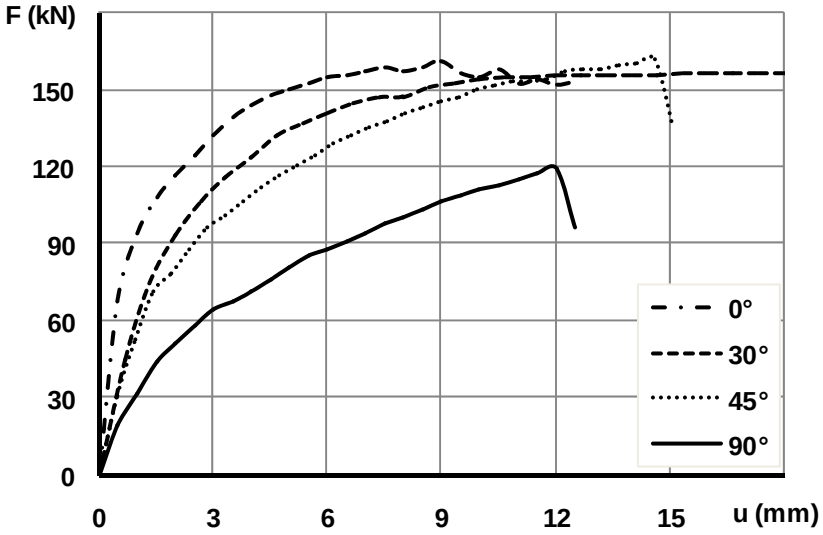


Figure E. 29 : ***Courbes charge-déplacement de l'assemblage sous différentes directions de chargement***

Les valeurs de charge de rupture sont comparées à celles analytiques de la TAL (Eq B.4) (tableau E.18). La TAL sous-estime la capacité des assemblages.

Tableau E. 18 : ***Comparaison des valeurs de résistance : modèles numériques et analytiques (kN)***

	0°	30°	45°	90°
MEF	161,2	157,3	161,5	119,3
TAL	151,9	136,3	124,3	106,8
MEF/TAL	1,06	1,15	1,3	1,12

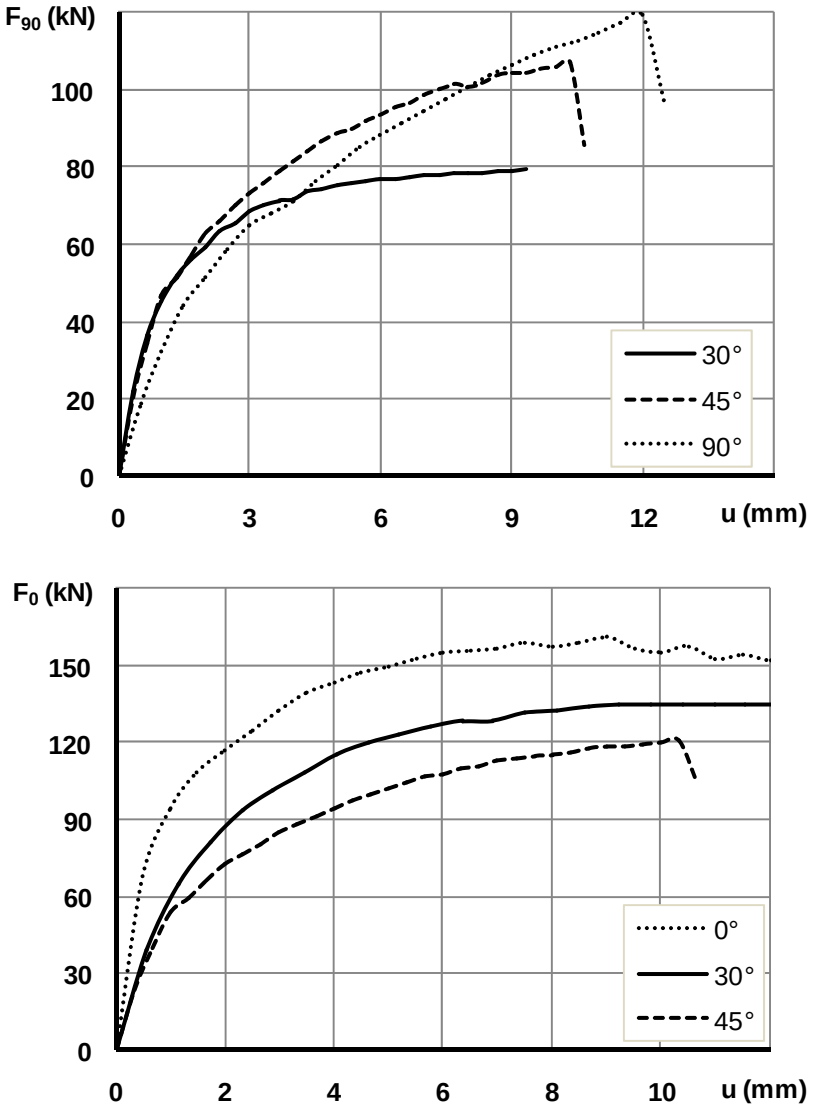


Figure E. 30 : ***Courbes charge-déplacement de l'assemblage (F_{90} et F_0)***

Due à l'orthotropie du bois, la force et le déplacement ne sont pas colinéaires. On remarque que la direction de la force résultante par rapport au fil est de *29°* pour un déplacement imposé appliqué à *30°* et de *41°* pour un déplacement imposé appliqué à *45°*. Afin de comparer le comportement de l'assemblage vis-à-vis du fendage sous des efforts appliqués à

30° et à *45°* par rapport au fil, les composantes, de l'effort résultant, perpendiculaire (F_{90}) et parallèle au fil (F_0), sont montrées. Les deux assemblages (*30°* et *45°*) ont les mêmes rigidités initiales. Par contre, avec l'augmentation de l'angle par rapport au fil, la résistance perpendiculaire au fil augmente, alors que la résistance parallèle au fil diminue. Ces évolutions traduisent d'une certaine façon l'interaction entre les deux composantes de l'effort appliquées dans les directions parallèle et perpendiculaire au fil.

Les formules analytiques présentées dans la partie B.1.3 sont appliquées pour obtenir la résistance perpendiculaire au fil (F_{90}) et leurs valeurs sont comparées à celles données par le modèle numérique. Ces valeurs sont résumées dans le tableau E.19. Cependant, ces formules de calcul analytique de la résistance au fendage ne prennent pas en compte l'effet de l'angle entre l'effort appliqué et le fil du bois et en particulier l'interaction entre les deux composantes de l'effort incliné.

Tableau E. 19 : ***Comparaison des résistances perpendiculaires au fil (F_{90}) : modèles numérique et analytique (kN)***

Angle	MEF	Eq B.7	Eq B.8	Eq B.9	Eq B.10	Eq B.11	Eq B.13
30°	80	224,2	161,1	145,6	62,5	129,5	106
45°	107,1						
90°	119,3						

La figure E.31 montre la zone où le critère de Hoffman est atteint sous un chargement perpendiculaire au fil (F_y) égal à *52 kN*, pour les deux assemblages considérés. Pour l'assemblage à *30°* par rapport au fil, la zone de la rangée des broches la plus proche du bord chargé a un plus grand potentiel de ruine que la zone de l'autre rangée. Alors que pour l'angle à *45°*, c'est le contraire qui se produit.

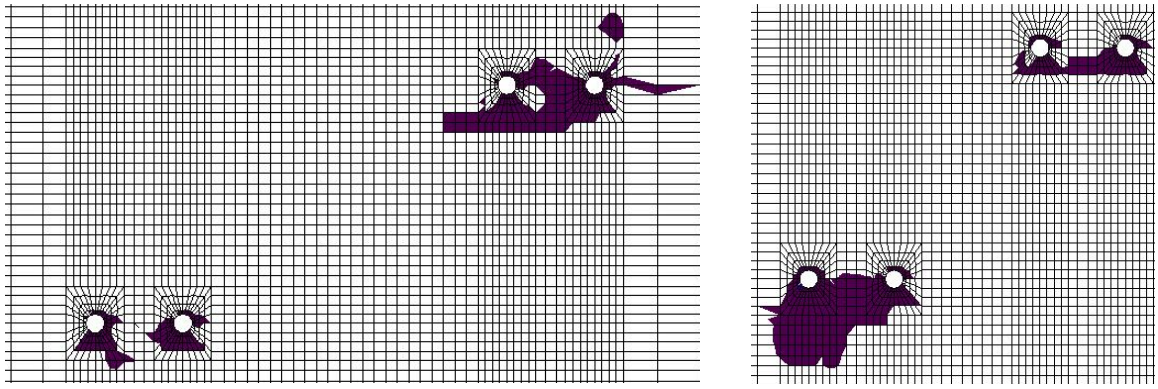


Figure E. 31 : ***Cartographie des zones où l'indice du critère de Hoffman est atteint (F_y = 52 kN)***

4. Assemblages bois-métal sollicités en flexion

Le modèle MEF 3D est validé par comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques. Cette comparaison est basée quantitativement sur les paramètres de la loi globale charge-déplacement et en particulier la charge de ruine. Qualitativement, la comparaison concerne les directions des efforts repris par chaque broche dans l'assemblage étudié ainsi que les modes de ruine. Ce modèle validé est utilisé afin de vérifier l'hypothèse du centre de rotation de l'assemblage considéré confondu avec son centre géométrique dans le modèle analytique inspiré des démarches de l'EC5.

4.1. Maillage et matériaux

Compte tenu de la symétrie, seulement une moitié de la géométrie de l'assemblage est modélisé (figure E.32). Les matériaux des assemblages sollicités en flexion sont les mêmes que ceux des assemblages sollicités en traction perpendiculaire au fil.

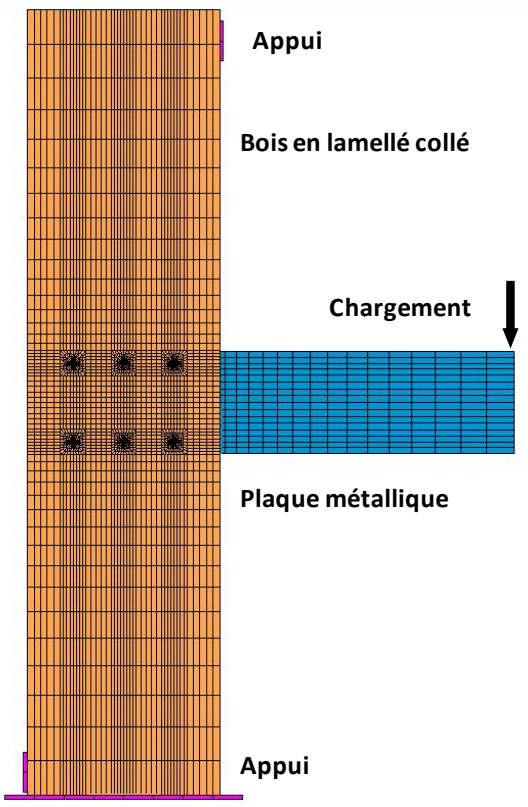


Figure E. 32 : ***Maillage de l'assemblage sollicité en flexion***

4.2. Comportement global charge-déplacement

Pour valider le modèle numérique, les courbes charge-déplacement sont comparées aux courbes expérimentales (figures E.33 et E.34). Les deux modèles développés utilisent le critère de Hill seul (modèle 1) ou associé au critère de Hoffman (modèle 2). Dans la

modélisation, le jeu de *1 mm* des trous dans la plaque métallique n'est pas pris en compte. Ainsi, la rigidité initiale expérimentale est plus faible que celle obtenue par calcul numérique. Cette rigidité numérique est plus proche de celle déterminée à partir d'une régression linéaire sur la phase de décharge-recharge. La courbe du modèle 1 est plus rigide que la courbe expérimentale. Les résultats de comparaison entre les essais et les modèles numériques montrent que le modèle 2 simule bien la rigidité et la charge ultime qui est définie lorsque la charge atteint un palier avec un déplacement important (tableau E.20).

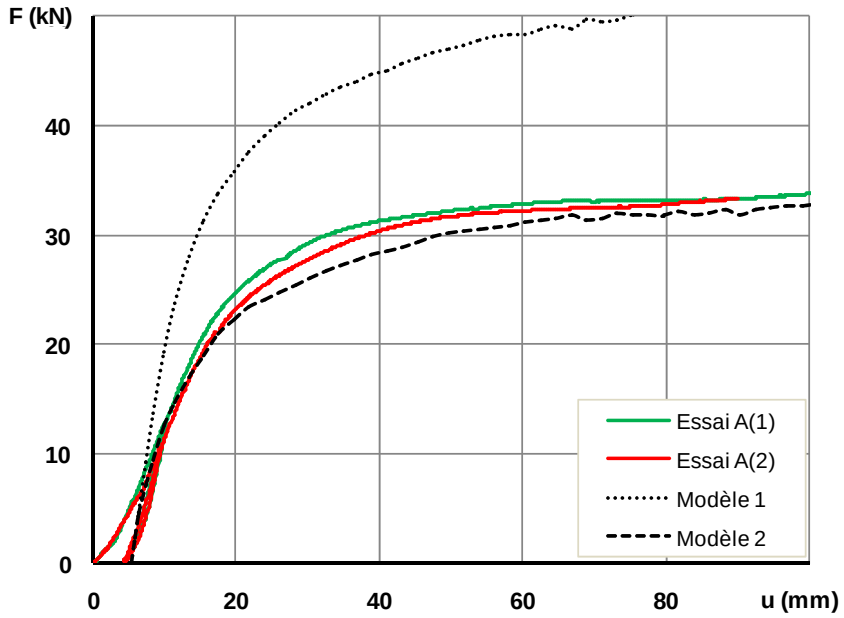


Figure E. 33 : ***Courbes force-déplacement (comparaison essais A-modèles)***

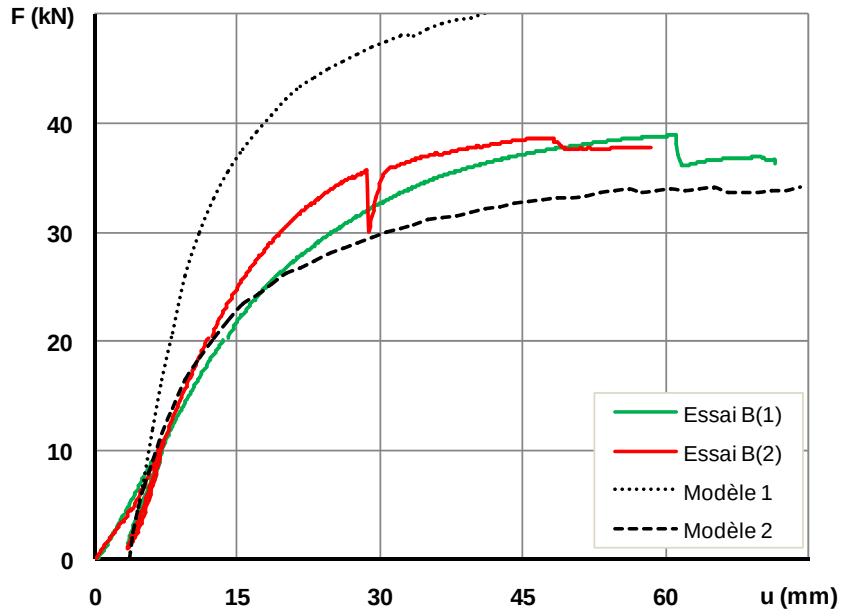


Figure E. 34 : ***Courbes force-déplacement (comparaison essais B-modèles)***

Tableau E. 20 : ***Rigidité élastique et charge ultime (comparaison essais–modèle 2)***

	Type A	Modèle 2	Type B	Modèle 2
K_e (kN/mm)	2,25	2,05	2,39	2,58
F_u (kN)	33,6	32,8	38,8	34,1

4.3. Distribution des efforts sur les broches

Afin d'observer la distribution des efforts sur les broches à partir du modèle numérique, les deux configurations d'assemblages testés sous sollicitation en flexion et effort tranchant sont considérées avec un effort appliqué égal à *23,4 kN*, qui correspond à la plus faible des limites élastiques définies par les formules analytiques de l'EC5. L'effort résultant sur chaque broche est calculé numériquement en considérant la résultante des efforts de contact entre la broche et le trou de la plaque métallique. Elle montre une distribution non uniforme qui dépend de la position de chaque broche dans l'assemblage (tableaux E.21 et E.22). Ce résultat est globalement en bon accord avec l'approche analytique de l'EC5 et en particulier pour l'assemblage *A*. La numérotation des broches est montrée sur la figure C.9.

Tableau E. 21 : ***Distribution de la charge entre les broches (assemblage A)***

N° broche	1	2	3	4	5	6
MEF (kN)	27,69	18,39	33,12	28,51	19	32,92
EC5 (kN)	26,99	18,86	33,13	26,99	18,86	33,13
MEF/EC5	1,03	0,98	1,00	1,06	1,01	0,99

Tableau E. 22 : ***Distribution de la charge entre les broches (assemblage B)***

N° broche	1	2	3	4	5	6
MEF (kN)	21,66	28,47	21,75	28,3	22,27	28,92
EC5 (kN)	24,24	30,37	17,53	25,34	24,24	30,37
MEF/EC5	0,89	0,94	1,24	1,12	0,92	0,95

Ces résultats sont également résumés sur les figures E.35 et E.36 pour montrer la différence entre la sollicitation (F_s) et la résistance ultime (F_r) de chaque broche selon l'EC5.

Figure E. 35 : ***Distribution de la charge entre des broches de l'assemblage A (EC5 : F_r et F_s)***

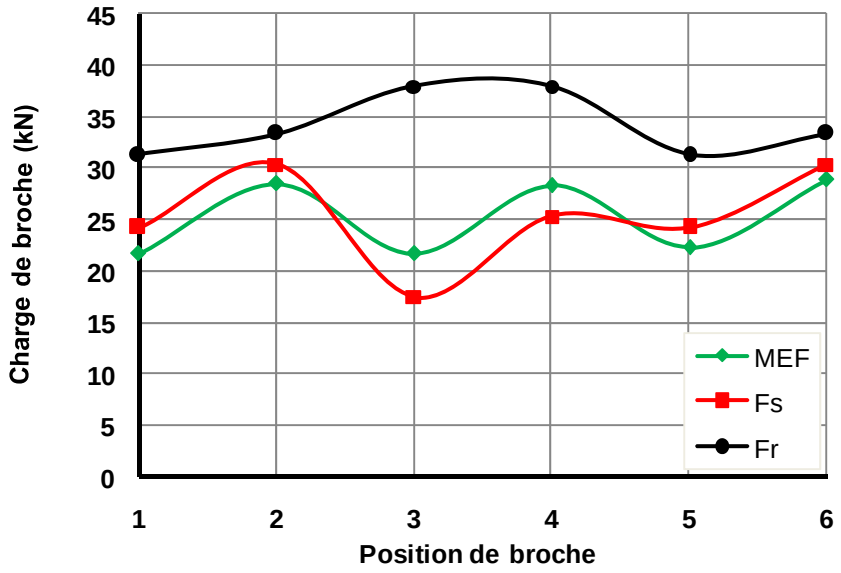


Figure E. 36 : ***Distribution de la charge entre des broches de l'assemblage B (EC5 : F_r et F_s)***

Les figures E.37 et E.38 montrent, pour chaque broche, les directions des efforts calculées par le modèle numérique et par l'approche analytique de l'EC5 pour une charge appliquée de *23,4 kN*. La différence angulaire moyenne, entre les directions obtenues soit par la modélisation numérique soit par l'EC5, est d'environ *12°* et *9°*, pour les configurations d'assemblages *A* et *B*, respectivement.

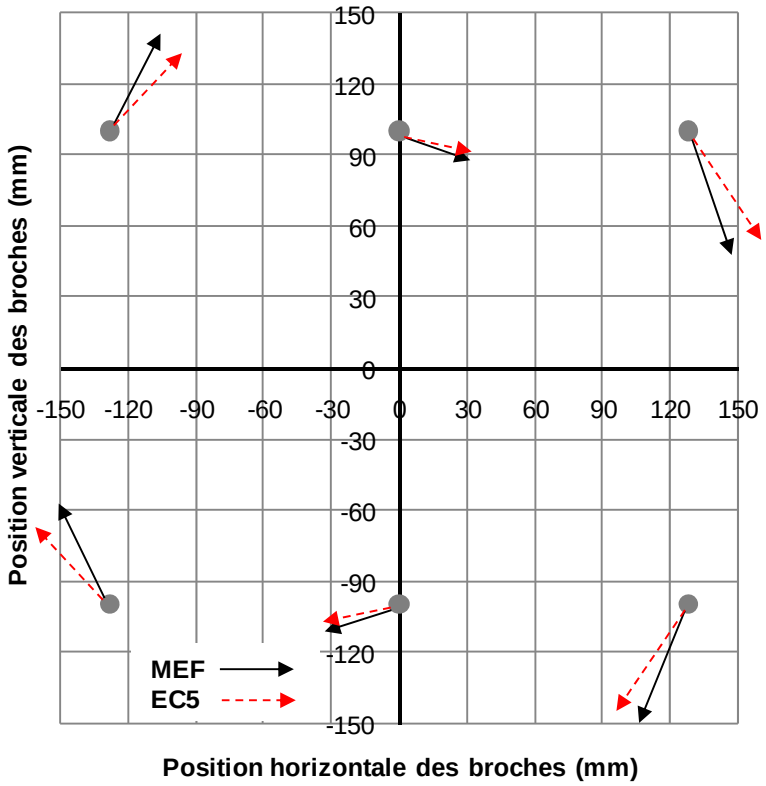


Figure E. 37 : ***Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche (assemblage A)***

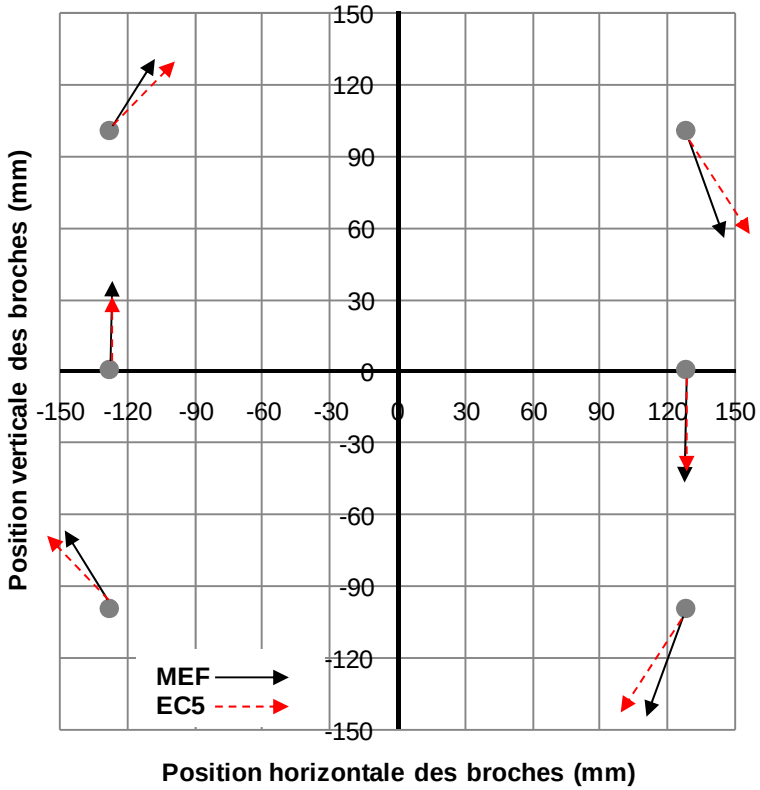


Figure E. 38 : ***Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche (assemblage B)***

Afin de confirmer l'hypothèse du centre de la rotation de l'assemblage confondu avec son centre géométrique, un modèle est développé sous sollicitation en flexion pure. Le tableau E.23 et E.24 et la figure E.39 et E.40 montrent, pour chaque broche, les valeurs et les directions des efforts calculés par le modèle numérique et par l'approche analytique de l'EC5 pour un moment appliqué de *25 kN·m*, qui correspond à la plus faible des limites élastiques définie par l'EC5.

Tableau E. 23 : ***Distribution de la charge entre les broches (assemblage A)***

N° broche	1	2	3	4	5	6
MEF (kN)	31,80	18,35	32,93	32,78	18,96	33,10
EC5 (kN)	32,35	19,91	32,35	32,35	19,91	32,35
FEM/EC5	0,98	0,92	1,02	1,01	0,95	1,02

Tableau E. 24 : ***Distribution de la charge entre les broches (assemblage B)***

N° broche	1	2	3	4	5	6
FEM (kN)	26,71	25,84	26,55	25,03	26,90	25,61
EC5 (kN)	29,36	29,36	23,14	23,14	29,36	29,36
FEM/EC5	0,91	0,88	1,15	1,08	0,92	0,87

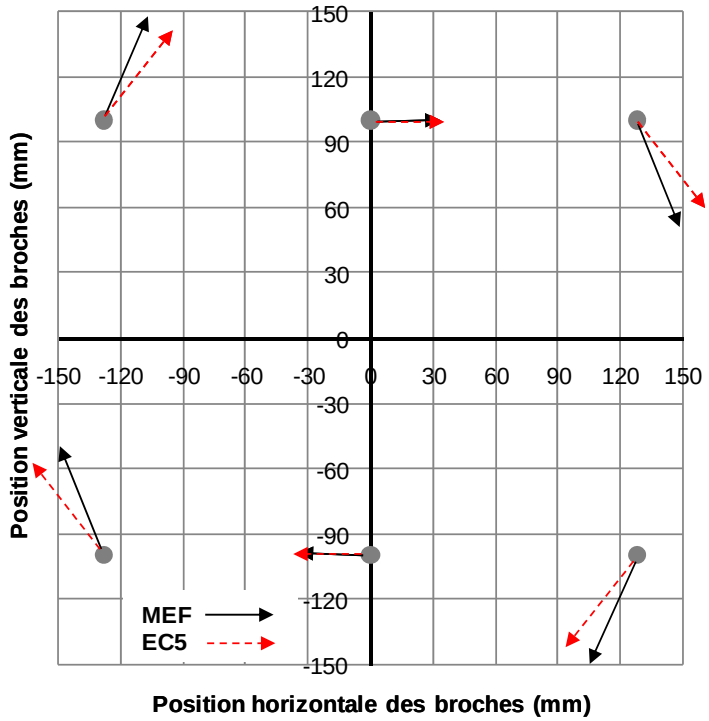


Figure E. 39 : ***Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche sous M pur (assemblage A)***

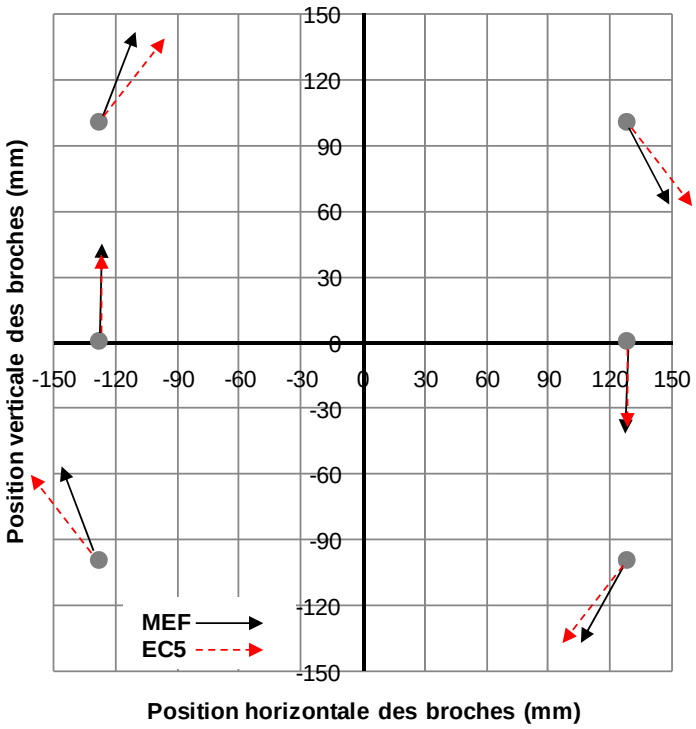


Figure E. 40 : ***Vecteur de l'effort résultant pour chaque broche sous M pur (assemblage B)***

La différence angulaire moyenne, entre les directions obtenues soit par la modélisation numérique soit par l'EC5, est d'environ *11°* et *9°*, pour les configurations d'assemblages *A* et *B*, respectivement. Les valeurs et directions des efforts sont similaires entre le calcul numérique et analytique. La petite différence est due principalement à l'effet orthotrope du bois autour de la broche. Ainsi, l'écart sous sollicitation en flexion pure est plus faible que celui sous sollicitation en flexion et effort tranchant.

4.4. Analyse de contraintes

Pour observer les sources possibles de rupture fragile du bois, les contraintes de cisaillement et de traction perpendiculaire au fil sont montrées dans la rangée des broches les plus sollicitées (figures E.42 et E.43). La contrainte maximale de cisaillement dans l'assemblage *B* est plus grande que celle dans l'assemblage *A*, mais elles restent plus faibles que la résistance en cisaillement du bois. Les contraintes maximales de traction perpendiculaire au fil dans les deux configurations d'assemblage sont très proches, mais elles sont plus grandes que la résistance du bois. Ainsi, la contrainte de traction perpendiculaire au fil semble être plus influente.

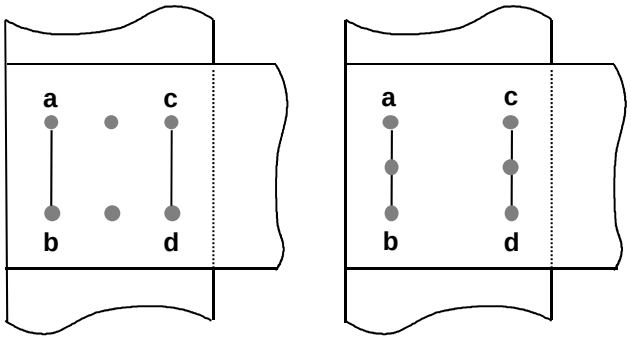
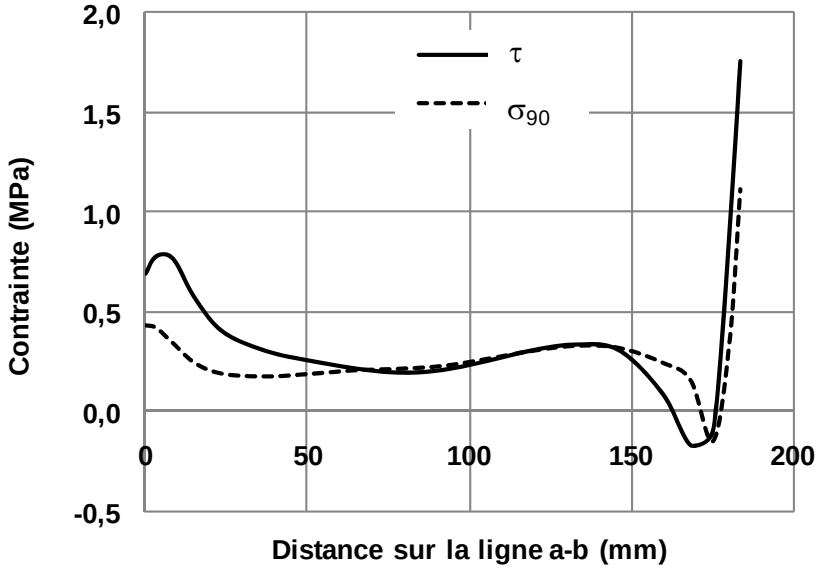


Figure E. 41 : ***Ligne de rupture dans l'assemblage***



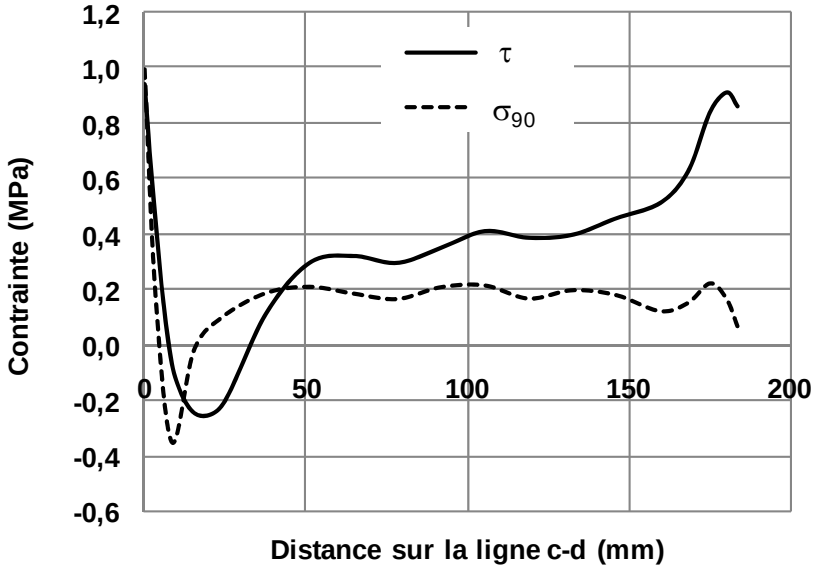


Figure E. 42 : ***Contraintes de traction perpendiculaire et cisaillement dans l'assemblage A***

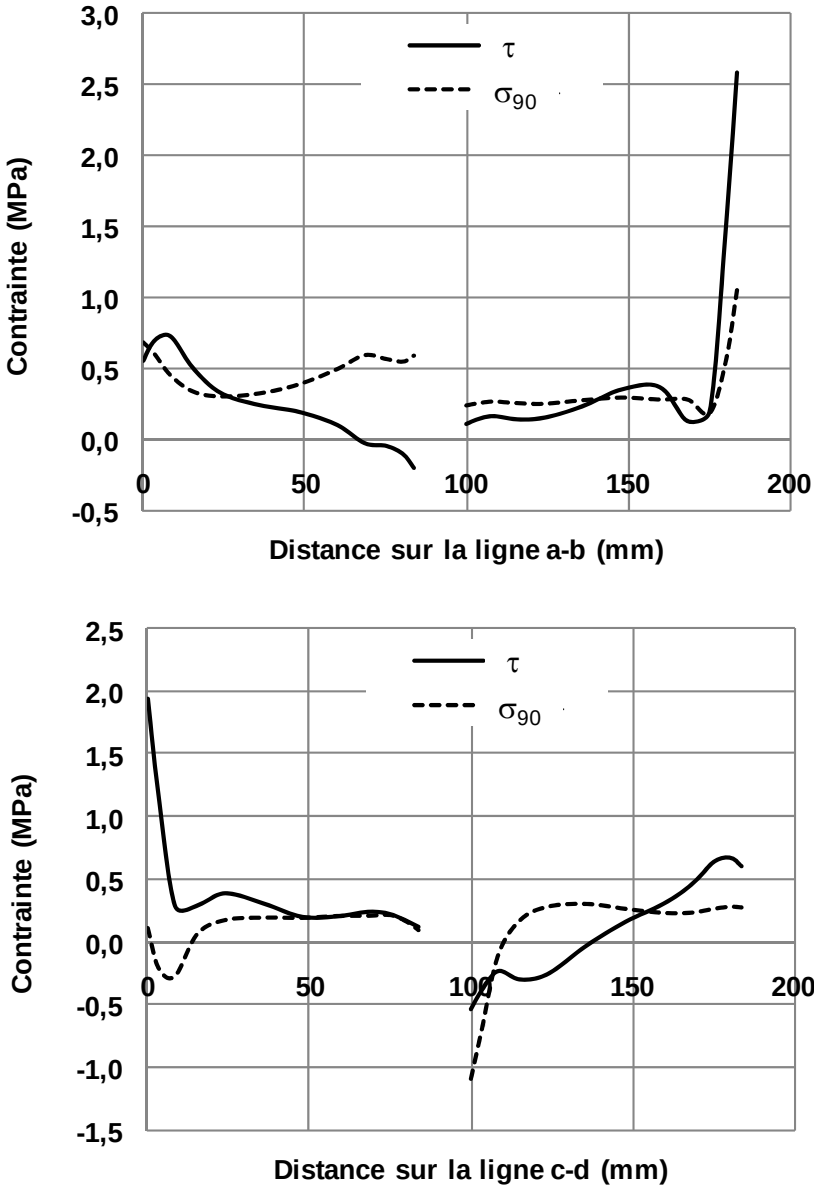


Figure E. 43 : ***Contraintes de traction perpendiculaire et cisaillement dans l'assemblage B***

Les figures E.44 et E.45 montrent la zone où le critère de Hoffman est atteint sous un chargement de *23,4 kN*. Dans l'assemblage *B*, le critère est atteint dans une zone qui s'étend entre deux trous, ceci peut expliquer l'apparition du fendage observé expérimentalement. En effet, pendant l'essai, des fissures parallèles au fil sont apparues et se sont propagées dans la rangée des broches pour cet assemblage. La fissure est donc liée à la combinaison des contraintes et en particulier la traction perpendiculaire au fil et le cisaillement.

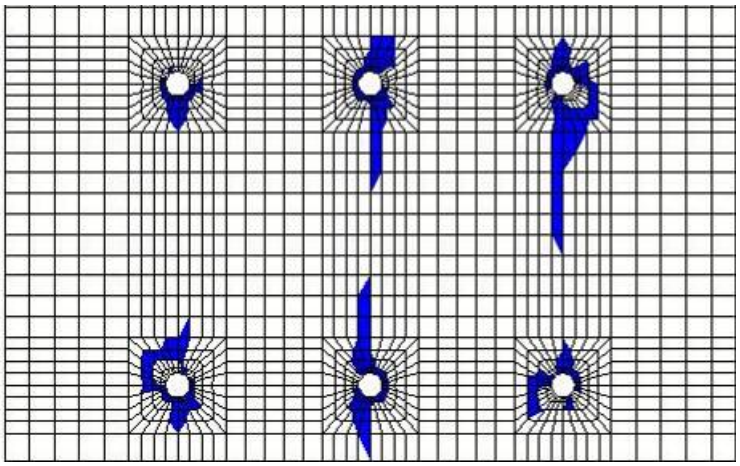


Figure E. 44 : ***Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (assemblage A)***

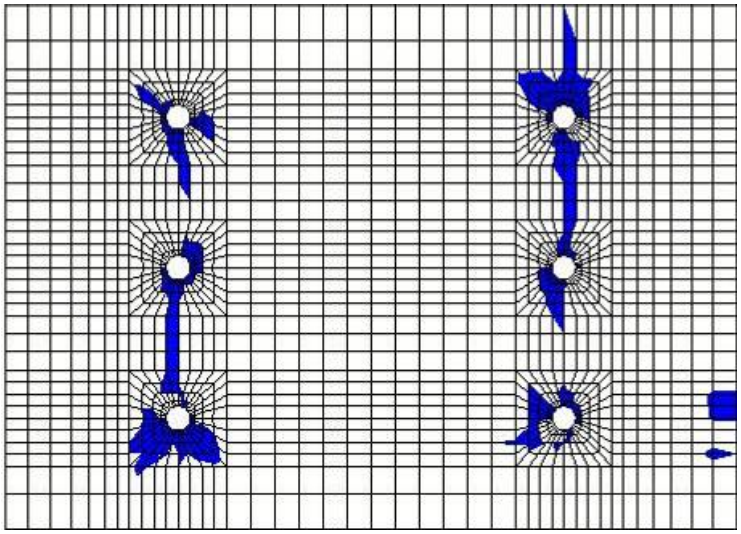


Figure E. 45 : ***Cartographie de l'indice du critère de Hoffman (assemblage B)***

Conclusion

L'analyse précise du comportement des assemblages de structures bois, et de type tige en particulier, conduit nécessairement à considérer le caractère tridimensionnel de ces liaisons. Cependant, peu de modèles 3D sont disponibles dans la littérature et ce travail présente un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis avec prise en compte du contact et du comportement non linéaire des matériaux. Pour représenter le comportement fragile du bois dans la direction perpendiculaire au fil du bois et en cisaillement, le critère d'écoulement plastique de Hill est associé à un critère de rupture (Hoffman) qui représente l'évolution du dommage à l'intérieur du matériau bois par une réduction des modules d'élasticité. Cette modélisation du matériau constitue une bonne représentation du comportement du bois.

La validation du modèle est effectuée à partir des essais réalisés sur des assemblages bois-métal à organes multiples sollicités en traction parallèle et perpendiculaire aux fibres et en flexion. Ce modèle éléments finis 3D est validé sur la base d'une approche globale où les courbes charge-glissement sont comparés à celles des essais. Il y a une bonne concordance entre les courbes charge-glissement expérimentale et numérique. Ce modèle représente de façon satisfaisante aussi bien la rigidité que la charge de rupture de l'assemblage.

Due à la considération de critère de rupture, un indice, représentant le critère de Hoffman et fourni par le modèle numérique est utilisé pour évaluer la position de la première zone potentielle de rupture. La localisation de la zone de rupture observée expérimentalement est conforme aux contours des indices observés numériquement.

De plus, à travers des analyses des distributions des contraintes fournies par le modèle numérique, un modèle analytique basé sur les interactions des contraintes de cisaillement parallèle au fil et de traction perpendiculaire au fil, est développé pour calculer la capacité de charge d'assemblage en traction parallèle au fil. Bien que cette démarche soit plus complexe que celle de la TAL, elle permet de décrire le mécanisme de rupture d'assemblage qui associe la rupture du bois et celle de la flexion de la tige. Elle représente un mode de ruine plus réaliste que celui ductile de la TAL. Ainsi, cette méthode est appropriée en particulier pour les assemblages avec rupture fragile.

Pour les assemblages en traction perpendiculaire au fil, le modèle numérique validé est utilisé pour mener une étude paramétrique du comportement des assemblages : l'effet de la tolérance du perçage, l'influence de la géométrie d'un assemblage et du rapport entre la portée et la hauteur de la poutre sur le comportement de la zone d'assemblage. Cette étude paramétrique permet d'avoir une compréhension fine de la réponse mécanique des assemblages. Le modèle numérique est ensuite utilisé pour évaluer la pertinence des modèles analytiques portant sur la prédiction du comportement des assemblages.

L'EC5 propose une démarche pour le calcul de la résistance d'assemblage en flexion, basée sur la TAL et l'hypothèse du centre de la rotation de l'assemblage confondu avec son centre géométrique. Les résultats analytiques ainsi obtenus sont confrontés à ceux du modèle numérique. Les résultats numériques montrent aussi que le modèle analytique de l'EC5 représente correctement la répartition des efforts et la résistance pour ce type d'assemblage à comportement ductile. Le modèle numérique développé représente de façon cohérente le

comportement des assemblages en bois soumis à la flexion où chaque organe d'assemblage se comporte de façon différente à cause de l'orthotropie du matériau (résistance et rigidité).

En résumé, l'analyse du comportement mécanique des assemblages bois est très complexe, due aux paramètres géométriques d'assemblage, à l'anisotropie du bois, à la tolérance du perçage et au frottement entre les composants. Cependant, le modèle numérique est une bonne approche pour les assemblages bois. Ce modèle peut être utilisé pour mener des études sur des configurations plus larges d'assemblages en bois en vue d'évaluer ou d'affiner les démarches analytiques disponibles pour le calcul des paramètres caractéristiques de leur comportement (résistance, rigidité).

Références bibliographiques

[A]

[AIC 98] Aicher S., Dill-Langer G., Ranta-Maunus A., « Duration of load effect in tension perpendicular to grain of glulam in different climates », *Holz als Roh- und Werkstoff*, vol. 56, 1998, p. 295-305.

[AIC 02] Aicher S., Dill-Langer G., Klöck W., « Evaluation of different size effect models for tension perpendicular to grain strength of glulam », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Kyoto, Japan, 2002, paper 35-6-1.

[B]

[BAL 99] Ballerini M., « A new set of experimental tests on beams loaded perpendicular-to-grain by dowel type joints », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Craz, Austria, 1999, paper 32-7-2.

[BAL 01] Ballerini M., Bezzi R., « Numerical LEFM analyses for the evaluation of failure loads of beams loaded perpendicular-to-grain by single-dowel connections », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Venice, Italy, 2001, paper 34-7-6.

[BAL 04] Ballerini M., « A new prediction formula for the splitting strength of beams loaded by dowel-type connections ». *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Edinburgh, Scotland, 2004, paper 37-7-5.

[BAL 07] Ballerini M., Bezzi R., « Numerical analyses for the prediction of the splitting strength of beams loaded perpendicular-to-grain by dowel-type connections », *Materials and structures*, vol. 40, 2007, p. 139-149.

[BLA 98] Blaβ H.J., Ehlbeck J., Schmid M., Ermittlung der querzugfestigkeit von voll- und brettschichtholz, Research Report, Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine, University of Karlsruhe, 1998.

[BLE 00] Bléron L., Contribution à l'optimisation des performances d'assemblages bois en structure - Analyse de la portance dans les assemblages de type tige, Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, 2000, 208p.

[BOC 97] Bocquet J.F., Modélisation des déformations locales du bois dans les assemblages brochés et boulonnés, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, 1997, 170p.

[BOD 73] Bodig J., Goodman R., « Prediction of elastic parameters for wood » *Wood Science*, Vol. 5, n°4, 1973, p. 249-264.

[BOR 01] Borth O., Rautenstrauch K., « Estimation of the load-carrying capacity of perpendicular-to-grain bolted timber connections by fracture criterion in the framework of

LEFM », *Proceedings of the International RILEM Symposium on "Joints in Timber Structures''*, Stuttgart, Germany, 2001, p. 33-42.

[BOU 93] Bouchaïr A., Modélisation non linéaire du comportement local des assemblages bois, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, 1993, 271p.

[BOU 07] Bouchaïr A., Racher P., Bocquet J.F., « Analysis of dowelled timber moment-resisting joints », *Materials and Structures*, vol. 40, 2007, p. 1127-1141.

[BRA 06] Brandner R., Schickhofer G., « System effects of structural elements – determined for bending and tension », *Proceedings of the 9th World Conference of Timber Engineering*, Portland, United States, 2006, 8p.

[C]

[CAR 04] Carradine D.M., Dolan J.D., Heine C.P., « Development of the "Displaced Volume Model" to predict failure for multiple-bolt timber joints », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Edinburgh, Scotland, 2004, paper 37-7-1.

[CHU 05] Chui Y.H., Li T.T., « Modeling timber moment connection under reversed cyclic loading », *Journal of structural engineering*, vol. 131, 2005, p. 1757-1763.

[CSA 01] CSA 086-01, Canadian Standard Association Engineering Design of Wood, CSA, Toronto, Ontario, Canada, 2001.

[D]

[DEN 07] Denzler J.K., Glos P., « Determination of shear strength values according to EN 408 », *Materials and structures*, vol. 40, 2007, p. 79-86.

[DIA 07] Dias A., Van de Kuilen J.W., Lopes S., Cruz H., « A non-linear 3D FEM model to simulate timber–concrete joints », *Advances in engineering software*, vol. 38, 2007, p. 522-530.

[E]

[EC5 04] Eurocode 5, Eurocode 5 - Design of timber structures – Part 1.1 General rules, CEN European Committee for Standardization, 2004.

[EHL 92] Ehlbeck J., Werner H., « Softwood and hardwood embedding strength for dowel type fasteners », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Karlsruche, Germany, 1992, Paper 25-7-2.

[EHL 95] Ehlbeck J., Görlacher R., « Tension perpendicular to the grain in joints », *STEP 1*, Lecture C2, Centrum Hout, The Netherlands, 1995.

[EN1194 99] EN 1194, Timber structures - Glued laminated timber – Strength classes and determination of characteristic values, CEN European Committee for Standardization, 1999.

[EN383 93] EN 383, Détermination de caractéristiques de fondation et de la portance locale d'éléments d'assemblages de type broche, CEN European Committee for Standardization, 1993.

[EN408 04] EN 408, Timber structures – Structural timber and glued laminated timber – Determination of some physical and mechanical properties, CEN European Committee for Standardization, 2003.

[G]

[GAT 04] Gattesco N., Toffolo I., « Experimental study on multiple-bolt steel-to-timber tension joints », *Materials and structures*, vol. 37, 2004, p. 129-138.

[GER 07] Gerner M., Les assemblages des ossatures et charpentes en bois, Editions EYROLLES, 2007.

[GON 09] González Fueyo J.L., Dominguez M., Cabezas J.A., Rubio M.P., « Design of connections with metal dowel-type fasteners in double shear », *Materials and structures*, vol. 42, 2009, p. 385-397.

[GOT 01] Götz K.H., Hoor D., Möhler K., Natterer J., Construire en bois, Presses Polytechniques et universitaires Romands, 2001, 283p.

[GRE 99] Green D.W., Winandy J.E., Kretschmann D.E., Mechanical properties of wood, Wood Handbook-Wood as an engineering material, Gen. Tech. Rep. FPL-GTR-113, Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 1999, p. 1-45.

[GRE 08] Grekin M., Surini T., « Shear strength and perpendicular-to-grain tensile strength of defect-free Scots pine wood from mature stands in Finland and Sweden », *Wood Science and Technology*, vol. 42, 2008, p. 75-91.

[GUA 00] Guan Z.W., Rodd P.D., « A three-dimensional finite element model for locally reinforced timber joints made with hollow dowel fasteners », *Canadian Journal of Civil Engineering*, vol. 27, 2000, p. 785-797.

[GUA 01] Guan Z.W., Rodd P.D., « Hollow steel dowels – a new application in semi-rigid timber connections », *Engineering Structures*, vol. 23, 2001, p. 110-119.

[GUI 87] Guitard D., Mécanique du matériau bois et composites, Cepadues édition, 1987, 238p.

[H]

[HAL 98] Haller P., « Timber joints in joint research », *COST C1 Conference*, 1998, p. 245-254.

[HAN 21] Hankinson R.L., « Investigation of crushing strength of spruce at varying angles of grain », *Air service inform*, Circular III, n°259, 1921, US Air Service, Washington DC, USA.

[HOF 00] Hoffmeyer P., Damkilde T., Pedersen T.N., « Structural timber and glulam in compression perpendicular to grain », *Holz als Roh-und Werkstoff*, vol. 58, 2000, p. 73-80.

[HOF 67] Hoffman O., « The brittle strength of orthotropic materials », *Journal of Composite Materials*, vol. 1, 1967, p. 200-206.

[J]

[JOH 49] Johansen K.W., « Theory of Timber Connections », *International Association of Bridge and Structural Engineering Journal*, vol. 9, 1949, p. 249-262.

[JOH 85] Johnson K.L., Contact Mechanics, Cambridge, Cambridge University Press, 1985, 425p.

[JOR 98] Jorissen A.J.M., Double Shear Timber Connections with Dowel Type Fasteners, PhD thesis, Delft University Press, 1998, 264p.

[K]

[KAS 02] Kasim M., Quenneville J.H.P., « Effect of row spacing on the capacity of bolted timber connections loaded perpendicular-to-grain », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Kyoto, Japan, 2002, paper 35-7-6.

[KHA 03] Kharouf N., McClure G., Smith I., « Elasto-plastic modelling of wood bolted connections », *Computer Structures*, vol. 81, 2003, p. 747–754.

[KOP 91] Koponen S., Embedding characteristics of wood in the grain direction, Rep. 25, Espoo, Finland, Helsinki University of Technology, Laboratory of Structural Engineering and Building Physics, 1991, 21 p.

[L]

[LAM 08] Lam F.M., Schulte-Wrede M., Yao C.C., Gu J.J., « Moment resistance of bolted timber connections with perpendicular to grain reinforcements », *Proceedings of the 10th World Conference of Timber Engineering*, Miyazaki, Japan, 2008, 8p.

[LAP 06] Laplanche K., Etude du comportement au feu des assemblages de structures bois : approche expérimentale et modélisation, Thèse de doctorat, Univeristé Blaise Pascal, 2006, 140p.

[LAR 73] Larsen H.J., « The yield load of bolted, nailed joints », *Proceedings of IUFRO-5 Conference*, Pretoria, South Africa. Papers and Reports, 1973, p. 646–654.

[LAR 01] Larsen H.J., Gustaffson P.J., « Dowel joints loaded perpendicular to grain », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Venice, Italy, 2001, Paper 34-7-3.

[LEG 95] Le Govic C., Les assemblages dans la construction en bois, CTBA, France, 1995, 130p.

[LEI 01] Leijten A.J.M., Jorissen A., « Splitting strength of beams loaded by connections perpendicular to grain, model validation », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Venice, Italy, 2001, paper 34-7-1.

[LY 06] Ly D.P.L., Développement de modèles analytiques pour la prédiction du comportement élastique des assemblages mécaniques à broches dans la construction en bois, Thèse de doctorat, Université de Liège, 2006, 236p.

[M]

[MAD 92] Madsen B., Structural Behaviour of Timber, Timber Engineering Ltd, North Vancouver, BC, Canada, 1992, 405p.

[MEY 57] Meyer A., « Die Tragfaehigkeit von Nagelverbindungen bei statischer Belastung », *Holz als Roh-und Werkstoff*, Vol. 15, 1957, p. 96–109.

[MIS 98] Mistler H.L., « Design of glulam beams according to EC5 with regard to perpendicular to grain tensile strength – a comparison with research results », *Holz als Roh-und Werkstof*, vol. 56, 1998, p. 51-59.

[MOH 01] Mohammad M., Quenneville J.H.P., « Bolted wood-steel and wood-steel-wood connections: verification of a new design approach », *Canadian Journal of Civil Engineering*, vol. 28, 2001, p. 254-263.

[MOR 03] Dias de Moraes P., Influence de la température sur les assemblages bois, Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, 2003, 211p.

[MOS 03] Moses D.M., Prion H.G.L., « A three-dimensional model for bolted connections in wood », *Canadian Journal of Civil Engineering*, vol. 30, 2003, p. 555-567.

[MSC 05] MSC.MARC, User's Manual, vol. A : theory and user information, MSC.Software Corporation, 2005.

[N]

[NAT 00] Natterer J., Sandoz J.L., Rey M., Construction en bois : matériau, technologie et dimensionnement, Traité de Génie Civil de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, vol. 13, 2000, 473p.

[NDS 86] NDS, National Design Specification for wood construction, National Forest Products Association, Washington D.C., 1986.

[P]

[PAT 97a] Patton-Mallory M., Cramer S.M., Smith F.W., Pellicane P.J., « Nonlinear material models for analysis of bolted wood connections », *Journal of Structural Engineering*, vol. 123, 1997, p. 1063–1070.

[PAT 97b] Patton-Mallory M., Pellicane P.J., Smith F.W., « Modeling bolted connections in wood: Review », *Journal of Structural Engineering*, vol. 123, 1997, p. 1054-1062.

[PAT 98a] Patton-Mallory M., Pellicane P.J., Smith F.W., « Qualitative assessment of failure in bolted connections: Maximum stress criterion », *Journal of Testing and Evaluation*, vol. 26, 1998, p. 489-496.

[PAT 98b] Patton-Mallory M., Pellicane P.J., Smith F.W., « Qualitative assessment of failure in bolted connections: Tsai-Wu stress criterion », *Journal of Testing and Evaluation* vol. 26, 1998, p. 497-505.

[PED 03] Pedersen M.U., Clorius C.O., Damkilde L., Hoffmeyer P., « A simple size effect model for tension perpendicular to the grain », *Wood Science and Technology*, vol. 37, 2003, p. 125-140.

[POP 95] Pope D.J., Hilson B.O., « Embedment testing for bolts a comparison of the European and American procedures », *Journal of the Institute of Wood Science*, vol. 13, 1995, p. 568-571.

[Q]

[QUE 00] Quenneville J.H.P., Mohammad M., « On the failure modes and strength of steel–wood–steel bolted timber connections loaded parallel-to-grain », *Canadian Journal of Civil Engineering*, vol. 27, 2000, p. 761–773.

[QUE 01] Quenneville J.P.H., Mohammed M., « A proposed Canadian design approach for bolted connections loaded perpendicular-to-grain », *Proceedings of the International RILEM Symposium on ''Joints in Timber Structures''*, Stuttgart, Germany, 2001, p. 61-70.

[R]

[RAC 96] Racher P., Biger J.P., Rouger F., Sagot G., Vidon G., STEP 1, introduction à l'Eurocode 5, Matériaux et bases de calcul, Structures en bois aux états limites, Paris, Eyrolles, 1996.

[RAC 01] Racher P., Conception des assemblages de structures bois, Forum formation en Rhône-Alpes, Montrond les Bains, 2001, p. 63-81.

[RAC 02] Racher P., Comportement à froid des assemblages bois-métal, Rapport d'étude 2002.55.2 – MSGC-CUST, 2002, 18 p.

[RAM 01] Rammer D.R., Winistorfer S.G., « Effect of moisture content on dowel bearing strength », *Wood and fiber science*, vol. 33, 2001, p. 126-139.

[REF 95] Reffolds A., Reynolds T.N., Choo B.S., « An investigation into the tension strength of nail plate timber joints loaded perpendicular to the grain », *Journal of the Institute of Wood Science*, vol. 15, n°1, 1995.

[RES 00] Reshke R.G., Mohammed M., Quenneville J.P.H., « Influence of joint configuration parameters on strength of perpendicular-to-grain bolted timber connections », *Proceedings of the 6th World Conference of Timber Engineering*, Whistler, BC, Canada, 2000, 8p.

[RIY 96] Riyanto D.S., Gupta R., « Effect of ring angle on shear strength parallel to the grain of wood », *Forest products journal*, vol. 46, 1996, p. 87-92.

[ROD 73] Rodd P.D., The analysis of timber joints made with circular dowel connectors, PhD thesis, University of Sussex, England, 1973.

[S]

[SAW 03] Sawata K., Yasumura M., « Estimation of yield and ultimate strengths of bolted timber joints by nonlinear analysis and yield theory », *Journal of Wood Science*, vol. 49, 2003, p. 383-391.

[SCH 02] Schmid M., Blaß H.J., Frasson R.P.M., « Effect of distances, spacing and number of dowels in a row on the load carrying capacity of connections with dowels failing by splitting », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Kyoto, Japan, 2002, Paper 35-7-5.

[SJO 08] Sjödin J., Serrano E., Enquist B., « An experimental and numerical study of the effect of friction in single dowel joints », *Holz als Roh-und Werkstoff*, vol. 66, 2008, p. 363–372.

[SMI 88] Smith I., « An integratted approach to modelling load-slip behaviour of timber joints with dowel-type fasteners », University of New Brunswick, Canada, 1988.

[SOL 99] Soltis L.A., Fastenings. Wood handbook - Wood as an engineering material, Gen. Tech. Rep. FPL-GTR-113, Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, 1999, p. 1-28.

[STE 06] Stevan M., Milorad K., « Failure analysis of curved layered timber constructions », *Proceedings of the 9th World Conference of Timber Engineering*, Portland, OR, USA, 2006, 8p.

[T]

[TRO 01] Trouy-Triboulot M.C., Triboulot P., Matériau bois : Structure et caractéristiques, *Techniques de l'ingénieur - Construction*, vol. CB1, 2001, p. C925.1-C925.26.

[TSA 71] Tsai S.W., Wu E.M., « A general theory of strength for anisotropic materials », *Journal of Composite Materials*, vol. 5, 1971, p. 58–80.

[U]

[UHR 99] Uhre Pedersen M., Odin Clorius C., Damkilde L., Hoffmeyer P., Eskildsen L., « Dowel type connections with slotted-in steel plates », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Graz, Austria, 1999, Paper 32-7-8.

[V]

[VAN 00] Van der Put T.C.A.M., Leijten A.J.M., « Evaluation of perpendicular to grain failure of beams caused by concentrated loads of joints », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Delft, The Netherlands, 2000, paper 33-7-7.

[VAN 04] Van der Put T.C.A.M., Leijten A.J.M., « Splitting strength of beams loaded perpendicular to grain by connections, a fracture mechanical approach », *Proceedings of the 8th World Conference of Timber Engineering*, Lahti, Finland, 2004, 8p.

[VAND 04] Van De Kuilen J.W., Dejong M., « 3D-numerical modelling of DVW - reinforced timber joints », *Proceedings of the 8th World Conference of Timber Engineering*, Lahti, Finland, 2004, 8p.

[VOL 38] Volkersen O., « Die Nietkraftverteilung in Zugbeanspruchten Nietverbindungen mit Konstanten Laschenquerschnitten », Luftfahrtforschung, vol. 15, 1938, p. 41-47.

[W]

[WER 93] Werner H., « Tragfähigkeit von Holz-Verbindungen mit stiftörmigen Verbindungsmitteln unter Berücksichtigung streuender Einflussgrössen. Berichte der Versuchsanstalt für Stahl », Holz und Steine der Universität von Karlsruhe, 4, Folge-Helft 28, 1993.

[WIL 81] Wilkinson T.L., Rowlands R.E., Cook R.D., « An incremental finite-element determination of stresses around loaded holes in wood plates », *Computers and structures*, vol. 14, 1981, p. 123-128.

[WIN 83] Winandy J.E., Rowell R.M., The Chemistry of Wood Strength – The Chemistry of solid Wood, 1983, p. 211-255.

[X]

[XU 08a] Xu B.H., Taazount M., Racher P., « Mechanical analysis of timber connection using 3D finite element model », *Proceedings of the 10th World Conference of Timber Engineering*, Miyazaki, Japan, 2008, 8p.

[XU 08b] Xu B.H., Bouchaïr A., Taazount M., Vega E.J., Assemblages bois-métal sollicités en traction perpendiculaire au fil, Rapport des essais – MSGC-Polytech'Clermont-Ferrand, 2008, 16p.

[XU 08c] Xu B.H., Bouchaïr A., Taazount M., Assemblages bois-métal sollicités en flexion, Rapport des essais – MSGC-Polytech'Clermont-Ferrand, 2008, 8p.

[XU 09a] Xu B.H., Taazount M., Bouchaïr A., Racher P., « Numerical 3D finite element modelling and experimental tests for dowel-type timber joints », *Construction and Building Materials*, vol. 23, 2009, p. 3043-3052.

[XU 09b] Xu B.H., Bouchaïr A., Taazount M., Vega E.J., « Numerical and experimental analyses of multiple-dowel steel-to-timber joints in tension perpendicular to grain », *Engineering Structures*, vol. 31, 2009, p. 2357-2367.

[Y]

[YAS 87] Yasumura M., Murota T., Sakai H., « Ultimate properties of bolted joints in glued-laminated timber », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Dublin, Ireland, 1987, paper 20–7–3.

[YAS 00] Yasumura M., Daudeville L., « Fracture of multiply-bolted joints under lateral force perpendicular to wood grain », *Journal of Wood Science*, vol. 46, 2000, p. 187-192.

[YAS 01] Yasumura M., « Criteria for damage and failure of dowel-type joints subjected to force perpendicular-to-grain », *Proceedings of CIB-W18 Conference*, Venice, Italy, 2001, paper 34-7-9.

Résumé

Les liaisons par broches ou boulons, largement utilisés dans les structures en bois, sont conçues pour transmettre des efforts de cisaillement et des moments de flexion entre les éléments assemblés tels que les poteaux et les poutres dans les portiques traditionnels. Pour ce type de liaison, les assemblages bois-bois sont souvent utilisés avec ou sans renforcement par plaques collées en contre-plaqué ou autres matériaux. Pour répondre à certaines exigences architecturales, de résistance mécanique et de tenue au feu, les assemblages bois-bois sont souvent remplacés par des assemblages mixtes bois-métal où la plaque métallique est protégée par les éléments en bois.

Des essais sont réalisés sur des assemblages bois-métal à organes multiples sollicités en traction parallèle et perpendiculaire aux fibres et en flexion pour disposer de résultats expérimentaux de référence. En se basant sur ces résultats, un modèle éléments finis 3D est développé en utilisant les hypothèses suivantes: une loi matérielle élasto-plastique non linéaire pour l'acier, des lois de contact et de frottement entre les broches métalliques et le bois et une loi élastique parfaitement plastique pour le bois sur la base du critère de Hill associé ou non au critère de Hoffman qui représente la rupture du bois.

Pour la modélisation du matériau bois, qui est la partie la plus délicate, différentes approches sont utilisées dans la littérature. Il s'agit de modèles souvent basés sur des critères de plasticité anisotrope comme celui de Hill. Cependant, ce critère ne prend pas en compte la dissymétrie du comportement du bois entre traction et compression et ne tient pas compte du caractère fragile du matériau en traction perpendiculaire au fil ou en cisaillement. Pour combler ces insuffisances, le critère de Hill est associé au critère de Hoffman qui représente l'évolution du dommage dans le matériau bois par une réduction du module d'élasticité.

Ce critère est particulièrement adapté au comportement mécanique fragile de la traction perpendiculaire au fil du bois. Ainsi, le critère de Hill gère la plasticité bien acceptée pour les sollicitations du bois en compression et le critère de Hoffman est utilisé pour représenter le comportement fragile du bois en traction perpendiculaire et en cisaillement.

La confrontation des résultats numériques et expérimentaux montre que le modèle numérique proposé représente de façon satisfaisante le comportement d'assemblages bois sous différents types de sollicitations. Le modèle ainsi validé est utilisé pour mener des études paramétriques sur des configurations d'assemblages plus variées que celles des essais expérimentaux. Sur la base des résultats du modèle, des expressions analytiques portant sur la prédiction du comportement des assemblages sont proposées ou vérifiées.

Mot clés: modélisation numérique, éléments finis, assemblages bois-métal, nonlinéarité matérielle, critère de rupture, évolution du dommage