Méthodologie de caractérisation et de modélisation d'un joint adhésif sous sollicitations multiaxiales dynamiques.

Anthony Janin

▶ **To cite this version:**

Anthony Janin. Méthodologie de caractérisation et de modélisation d'un joint adhésif sous sollicitations multiaxiales dynamiques.. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Université Paris Saclay (COmUE), 2018. Français. NNT : 2018SACLX052 . tel-01925055

HAL Id: tel-01925055
https://pastel.hal.science/tel-01925055

Submitted on 16 Nov 2018

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.

université PARIS-SACLAY

NNT:2018SACLX052

Thèse de doctorat

Méthodologie de caractérisation et de modélisation de joints adhésifs sous sollicitations dynamiques multiaxiales

Thèse de doctorat de l'Université Paris-Saclay
préparée à l'École Polytechnique

École doctorale n° 579, Sciences mécaniques et énergétiques, matériaux et géosciences SMEMaG
Spécialité de doctorat: Mécanique

Thèse présentée et soutenue à Palaiseau le 12 octobre 2018, par

Anthony Janin

Composition du jury:

Vincent Grolleau Professeur, Université de Bretagne-Sud - IRDL	Président
Franck Lauro Professeur, UVHC - LAMIH	Rapporteur
Patrice Longère Professeur, ISAE-SUPAERO - Institut Clément Ader	Rapporteur
Julien Réthoré DR CNRS, École Centrale de Nantes - GeM	Examinateur
Laurence Bodelot Maître de Conférences, École Polytechnique - LMS	Examinateur
Andrei Constantinescu DR CNRS, École Polytechnique - LMS	Directeur de thèse
Daniel Weisz-Patrault CR CNRS, École Polytechnique - LMS	Encadrant de thèse
Matthieu Stackler Ingénieur, Safran Composites	Encadrant de thèse

À Robert Nevière

Table des matières

Table des matières i

Table des figures v

Liste des tableaux xi

Introduction générale 1

I Les joints adhésifs 5
1 Caractéristiques physiques et mécaniques . . . 6
2 Méthodes classiques de caractérisation mécanique . . . 9
3 Conventions utilisées spécifiques aux joints adhésifs . . . 11

II Techniques expérimentales 13
1 Bibliographie . . . 14
1.1 Les barres d'Hopkinson . . . 14
1.1.1 Principe des barres d'Hopkinson . . . 14
1.1.2 Post-traitement classique des barres d'Hopkinson . . . 15
1.1.3 La multiaxialité aux barres d'Hopkinson . . . 16
1.2 Les moyens de mesures locales adaptés au dynamique . . . 18
1.2.1 La modélisation numérique couplée aux mesures expérimentales . . . 18
1.2.2 La corrélation d'images (DIC) en dynamique . . . 18
2 Le dispositif expérimental . . . 21
2.1 Le système de barres d'Hopkinson . . . 21
2.2 L'éprouvette *DODECA* . . . 22
2.2.1 Le premier design et ses limites . . . 22
2.2.2 L'éprouvette *DODECA* finale . . . 24
2.2.3 Fabrication des éprouvettes . . . 26
2.3 Mesures locales : imagerie optique et corrélation d'images . . . 27
2.4 Le dispositif complet . . . 30

III Caractérisation expérimentale des joints adhésifs 33
1 Résultats « bruts » . . . 34
1.1 Focus sur l'essai à 45° . . . 34
1.1.1 Mesures globales : force aux barres d'Hopkinson . . . 34
1.1.2 Mesures locales : déplacements et déformations par corrélation d'images . . . 35
1.1.3 Confrontation des mesures globales et locales . . . 38
1.2 Comparaison des trois essais . . . 40
1.3 Observation des surfaces de rupture . . . 43

2 Extraction de la contrainte locale par DIC 46
2.1 Descriptif de la méthode 46
2.2 Comportement du joint adhésif issu des trois essais 47
2.3 Forces et limites de la mesure 48

IV Modélisation numérique de l'essai **53**
1 Introduction sur les modélisations existantes aux barres d'Hopkinson 54
2 La modélisation des barres est-elle nécessaire ? 55
2.1 Modélisation de l'éprouvette seule 55
2.2 Modélisation de l'éprouvette et des barres 57
2.2.1 Validation du concept de barres réduites 57
2.2.2 Modélisation avec des barres réduites 58
2.2.3 Modélisation avec des éléments poutres 63
3 Modélisation numérique des essais choisie 65
3.1 Méthode et caractéristiques de la modélisation 65
3.2 Analyse rapide des essais numériques 67

V Identification des paramètres du joint par calcul inverse **71**
1 Introduction 72
2 Méthodes d'identification des paramètres du joint 74
2.1 Premiers pas sur l'essai à 45° 75
2.2 Études paramétriques 79
2.3 Méthode optimale et messages importants 84
2.3.1 Point initial de la minimisation 84
2.3.2 Prise en compte du contact dans la minimisation 86
2.3.3 Adaptation de la fonction coût à l'essai 88
3 Résultats de l'identification sur les trois angles d'essai et calcul de sensibilités 89
3.1 Essai à 45° 89
3.2 Essai à 15° 92
3.3 Essai à 75° 94
4 Analyse des modèles identifiés 96
4.1 Surfaces d'élasticité et de rupture 96
4.2 Contrainte locale dans le joint : confrontation avec la mesure directe . 97

VI Éprouvette technologique : essai de compression et de traction dynamique 101
1 Introduction sur les assemblages collés asymétriques 102
2 Techniques expérimentales 102
2.1 Design et fabrication de l'éprouvette 102
2.2 Dispositif expérimental 107
2.2.1 Les barres d'Hopkinson en compression 107
2.2.2 Les barres d'Hopkinson en traction 108
2.2.3 La mesure de champ local par DIC 108
3 Résultats expérimentaux 109
3.1 Mesures « brutes » 109
3.2 Mesure de la contrainte locale par DIC 112
3.3 Observation des faciès de rupture 116

Conclusion **119**

Bibliographie **123**

A Qualité et régularité du collage **131**

B Mise en place du système d'imagerie et de la corrélation d'images **133**
1 Mise en place de la corrélation d'images avec un éclairage continu 133
2 Perfectionnement de la corrélation d'images avec un éclairage flash 136
2.1 Amélioration du contraste des images 137
2.2 Bruit en corrélation d'images 137
2.2.1 Bruit global 137
2.2.2 Bruit local 138

C Caractérisation dynamique de l'aluminium **141**

D Déplacement 1D dans les barres d'Hopkinson ? **143**

E Influence de la taille des éléments sur la modélisation numérique **145**

F Comparaison entre les éléments cohésifs et les éléments classiques **149**

Table des figures

1 Différentes structures aéronautiques : Inverseurs de poussée NIDA/Peaux, Aube fan, Clinquants carter booster 1
2 Le Moteur Safran LEAP et son aube fan 2

I.1 Courbe contrainte-déformation à $10^{-3}s^{-1}$ pour une résine époxy [Halary and Lauprêtre, 2015] 6
I.2 Bandes de cisaillement en microscopie (gauche) et schéma d'une craquelure (droite) [Halary and Lauprêtre, 2015] 7
I.3 Variation de K_{IC} avec la température pour une résine époxy/élastomère à trois vitesses de déplacement : (A) : 8.33 $10^{-7}, (B)$: 1.67 $10^{-5}(C)$: 1.67 10^{-4} $m.s^{-1}$. (a) résine pure ;(b) résine avec élastomère [Halary and Lauprêtre, 2015] 7
I.4 Evolution du K_{IC} de la résine en fonction de la teneur en thermoplastique [Halary and Lauprêtre, 2015] 8
I.5 Dépendance de K_{IC} en fonction de l'épaisseur de l'éprouvette d'essai [Halary and Lauprêtre, 2015] 8
I.6 Évolution du module de cisaillement d'un adhésif époxy en fonction de la distance à l'interface aluminium/adhésif [Kinloch, 2012] 9
I.7 Géométrie : éprouvette single-lap et double-lap joint 10
I.8 Géométrie : éprouvette scarf modifiée [Carrere et al., 2015] 10
I.9 Contrainte de Von Mises normalisée le long du joint ;gauche : éprouvette TAST, droite : éprouvette TAST avec becs fins [Cognard et al., 2008] . . . 10
I.10 Géométrie : éprouvette butt joint [Yokoyama, 2003] 11
I.11 Conventions spatiales et mécaniques pour la description des joints adhésifs 11

II.1 Schéma du système des barres d'Hopkinson [Gary, 2001]. Ondes typiques obtenues aux barres d'Hopkinson (bleu : entrée, noir : sortie) [Gary, 2001] . 14
II.2 Résistance dynamique d'un assemblage titane/époxy en fonction de la température et du chargement [Adamvalli and Parameswaran, 2008] 16
II.3 Le compact compression specimen (CCS) [Rittel and Maigre, 1996] 17
II.4 Le shear compression specimen (SCS) [Zhao et al., 2009] 17
II.5 Schémas de l'éprouvette CSTFBD (cracked straight through flattened Brazilian disc) [Wang et al., 2011] et de l'éprouvette sandwich-disque brésilien [Martin et al., 2012] 17
II.6 Ténacité du PMMA en fonction du taux de chargement [Rittel and Maigre, 1996] ; Surface de rupture en quasi-statique pour un joint adhésif époxy [Martin et al., 2012] 19
II.7 Illustration d'un speckle aliasé et non aliasé [Reu, 2014] 19
II.8 Évolution de la déformation axiale en fonction de la distance au centre de l'éprouvette [Roth et al., 2015] ; Champ de déformation d'un composite aux barres d'Hopkinson [Koerber et al., 2010] 20

II.9 Schémas de l'éprouvette *DODECA* : premier design et design final 22
II.10 Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} (gauche) et contrainte de cisaillement σ_{xy} (droite) à l'interface joint/substrat (rouge) ou au milieu du joint (bleu) en fonction de la distance au centre pour l'essai à 15° 23
II.11 Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} (gauche) et contrainte de cisaillement σ_{xy} (droite) à l'interface joint/substrat en fonction de la distance au centre pour l'essai à 45°, avec et sans becs 23
II.12 Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} et contrainte de cisaillement σ_{xy} au milieu du joint en fonction de la distance au centre pour les essais à 15°, 45° et 75° 24
II.13 Ajustements géométriques évitant la rotation de l'éprouvette pour l'essai à 15° 25
II.14 (a) Montages de collage avant cuisson ; (b) Éprouvette *DODECA* après cuisson et démoulage ; (c) Éprouvette *DODECA* prête pour l'essai 26
II.15 Zones imagées pour les essais à 45° et 15° (gauche) et l'essai à 75° (droite) . 28
II.16 Photo du dispositif expérimental complet et flash halogène 30
II.17 Schéma du dispositif expérimental complet : barres d'Hopkinson et système d'imagerie 31

III.1 Force de sortie mesurée en fonction du temps pour 4 essais à 45° 34
III.2 Champs de déplacement horizontal (haut) et vertical (bas) mesurés par corrélation d'images pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$ aux temps : 1, 14, 41 et 180 μs 36
III.3 Évolutions temporelles des déformations de cisaillement et de compression au milieu du joint adhésif pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$ 37
III.4 Force de sortie des barres d'Hopkinson en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essais à 45° 38
III.5 Contrainte de cisaillement dérivée de la force de sortie des barres d'Hopkinson en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essai à 45° 39
III.6 Champs de déplacement horizontal et vertical mesurés par corrélation d'images pour un essai à 15° à $v = 4.3\ m/s$ 40
III.7 Champs de déplacement horizontal et vertical mesurés par corrélation d'images pour un essai à 75° à $v = 12.4\ m/s$ 41
III.8 Évolutions temporelles des déformations de cisaillement (gauche) et normales (droite) pour les trois angles d'essai au milieu du joint 42
III.9 Surface de rupture en déformation 42
III.10 Photos des surfaces de rupture : 45° (gauche) et 15° (droite) 43
III.11 Photo du milieu du joint après essai à 75° sur éprouvette *DODECA* complète 44
III.12 Images MEB des zones en rupture cohésive (essai à 45°) 45
III.13 Champ de déformation de cisaillement à $t = 175\ \mu s$ sur un essai à 45° . . . 46
III.14 Contrainte de cisaillement dérivée de la corrélation d'images en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essais à 45° . . . 47
III.15 Contrainte de cisaillement dérivée de la corrélation d'images en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif pour les 3 essais *DODECA* 48
III.16 Schéma de principe illustrant l'effet des paramètres de corrélation d'images sur le champ de déformation mesuré. L'abscisse Y représente la direction verticale des images 49

III.17 Champs de déformation de cisaillement mesurés à $t = 40\ \mu s$ sur un essai à 45° avec des subsets de 9 pixels (haut) et des subsets de 21 pixels (bas) . . 50
III.18 Évolution temporelle de la déformation de cisaillement pour un essai à 45° à différentes distances du joint selon la direction verticale Y 50
III.19 Courbes de comportement en cisaillement (gauche) et en traction (droite) pour un essai à 15° 51

IV.1 Différentes modélisations numériques utilisées aux barres d'Hopkinson : a) Dong et al. [2006], b) Challita and Othman [2010], c) Wang et al. [2011] 54
IV.2 Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette seule 55
IV.3 Comparaison des forces mesurées et simulées sans correction de poinçonnement. Modèle éprouvette seule 56
IV.4 Comparaison des forces mesurées et simulées avec correction de poinçonnement. Modèle éprouvette seule 57
IV.5 Forces d'entrée et de sortie avec des barres de longueur 3000 mm (calcul 1) et 100 mm (calcul 2) 58
IV.6 Forces numériques à l'interface de sortie pour différents calages temporels. Modèle avec barres réduites de longueur 500 mm 59
IV.7 Force de sortie mesurée en fonction du temps. Éprouvette *DODECA* en aluminium sans joint) 59
IV.8 Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette et barres réduites de longueur 100 mm 60
IV.9 Force résultante numérique (gauche) et vitesses aux noeuds (droite) à l'interface de sortie 60
IV.10 Force et vitesse au bout de la barre de sortie (position + 100) 61
IV.11 Force à l'interface de sortie (gauche) et à 100 mm de celle-ci (droite) en fonction de la rigidité du contact (contact linéaire) 62
IV.12 Force à l'interface de sortie (gauche) en fonction de la rigidité du contact (contacts exponentiels, $C1 : p_0 = 1\ MPa\ et\ c_0 = 1\ \mu m; C2 : p_0 = 20\ MPa\ et\ c_0 = 10\ \mu m; C1 : p_0 = 50\ MPa\ et\ c_0 = 20\ \mu m$) ; Forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour le contact exponentiel C2 (droite) 62
IV.13 Forces à l'interface de sortie (gauche) et à 100 mm de celle-ci (droite) pour 2 longueurs de barres de sortie différentes : 100 mm et 1500 mm 63
IV.14 Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette, barres réduites de longueur 100mm et poutre de sortie 63
IV.15 Forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour le contact exponentiel $C2$ 64
IV.16 Vitesse imposée à 100 mm de l'interface d'entrée brute et lissée (gauche) ; Forces à l'interface de sortie avec et sans lissage de la vitesse d'entrée (droite) 64
IV.17 Force à l'interface de sortie pour deux tailles d'élément : 1 mm et 5 mm . . 65
IV.18 Géométrie et informations diverses sur le modèle numérique (essai à 45°) . 65
IV.19 Force de sortie en fonction du temps pour différents contacts (gauche) et principe de la loi de contact personnalisée Abaqus (droite) 66
IV.20 Vitesse des ondes mesurée dans l'essai à 45° utilisée comme condition aux limites dans la simulation numérique 67
IV.21 Contrainte de Mises à différents instants sur l'axe de compression (gauche). Champ de contrainte de Mises à $t = 150\ \mu s$ (droite). Essai à 45° 68

IV.22 Évolution temporelle de la contrainte de cisaillement au milieu du joint pour différents modèles de joint (gauche). Schéma de principe de la propagation de la contrainte à travers l'éprouvette (droite). Essai à 45° 68
IV.23 Évolutions temporelles de la contrainte et de la déformation de cisaillement au milieu du joint pour différents modèles de joint. Essai à 45° 69

V.1 Évolution temporelle de la sensibilité en force (gauche). Matrice de sensibilité de déplacement (droite). Essai DCB [Affagard et al., 2016] 73
V.2 Principe du calcul inverse par approche statistique bayésienne (gauche). Loi de probabilité d'une variable aléatoire gaussienne (droite) 74
V.3 Stratégie d'identification des paramètres matériau du joint 75
V.4 Comparaison des mesures avec le calcul numérique. Essai à 45° 76
V.5 Boucle d'optimisation numérique des paramètres matériau du joint 76
V.6 Paramètres de contact et de calages initiaux 77
V.7 Résultats du calcul inverse sur E et ν 78
V.8 Résultats du calcul inverse sur les 4 paramètres élastoplastiques 78
V.9 Influence du calage temporel et du module élastique sur la partie élastique de dU 79
V.10 Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour E allant de 1000 à 2800. Essai à 45° 80
V.11 Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour c_2 allant de 50 à 750. Essai à 15° 82
V.12 Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour a_1 allant de 150 à 450. Essai à 75° 83
V.13 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 2. Essai à 45° 85
V.14 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 1 bis. Essai à 45° 86
V.15 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 1 ter. Essai à 45° 87
V.16 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 45° 90
V.17 Sensibilité et matrice de sensibilité sur dU au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45° 91
V.18 Sensibilité et matrice de sensibilité sur F au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45° . 91
V.19 Sensibilité et matrice de sensibilité sur dU sur les 5 premières images de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45° 92
V.20 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 15° 93
V.21 Sensibilités sur dU sur l'essai entier et sur les 11 premières images de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 15° 93
V.22 Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 75° 94
V.23 Sensibilités sur F et dU au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 75° 95
V.24 Sensibilité et matrice de sensibilité sur dV au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 75° 95
V.25 Surfaces d'élasticité : contraintes principales (gauche) et 3D (droite) 96
V.26 Surfaces de rupture : contraintes principales (gauche) et 3D (droite) 97

V.27 Éléments numériques où on réalise l'extraction de la contrainte locale . . . 97
V.28 Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le joint et dans le substrat 98
V.29 Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le joint, comparaison avec l'estimation directe 99
V.30 Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le substrat, comparaison avec l'estimation directe (gauche). Schéma expliquant les biais de l'estimation liés à la corrélation d'images (droite) 99

VI.1 Schéma de l'éprouvette *BIADH45* 103
VI.2 Simulation numérique : Contrainte de cisaillement au milieu du joint en fonction de la distance au bord du joint sur des éprouvettes symétrique et asymétrique (gris : titane ; vert : CMO) testées en traction dynamique . . . 103
VI.3 Simulation numérique : états de contrainte des deux joints dans l'éprouvette *BIADH45* en traction dynamique 104
VI.4 Simulation numérique : états de contrainte des deux joints dans l'éprouvette *BIADH45* en compression dynamique 104
VI.5 Simulation numérique : Force de l'assemblage en fonction du temps pour différentes largeurs d'éprouvettes en traction dynamique 105
VI.6 Simulation numérique : Force de l'assemblage en fonction du temps pour différentes tailles d'éprouvettes et plasticité du joint en traction dynamique 105
VI.7 Montage de collage de l'éprouvette *BIADH45* 106
VI.8 Substrats en titane et en CMO (1), éprouvette *BIADH45* après cuisson (2), polie pour la DIC (3), prête pour l'essai dynamique (4) 107
VI.9 Photo du dispositif de compression dynamique 107
VI.10 Photo du dispositif de traction dynamique 108
VI.11 Zone imagée pour la traction et la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* 108
VI.12 Force de sortie en fonction du temps pour la traction et la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* 109
VI.13 Force de sortie en fonction du temps pour la traction dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable 110
VI.14 Déformations de cisaillement (gauche) et normale (droite) dans le CMO en fonction du temps pour la traction dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable 111
VI.15 Saut de déplacement de cisaillement (gauche) et normal (droite) au centre du joint en fonction du temps pour la traction et la compression dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable 111
VI.16 Déformations de cisaillement dans le CMO et dans le titane en fonction du temps pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* 112
VI.17 (1) : Champ de déplacement à 45° le long du joint en compression dynamique avec les jauges de déformation ; (2) : Champ de déformation de cisaillement à 45° en compression dynamique avec les jauges de contrainte dans le CMO et dans le titane ; (3) : Champ de déplacement à 45° le long du joint en traction dynamique 113
VI.18 Contraintes de cisaillement dans le CMO et dans le titane en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* 114

VI.19 Contraintes de cisaillement dans le CMO en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* : sur les deux joints (gauche), avec deux jauges de saut de déplacement différentes (droite) 114
VI.20 Contraintes de cisaillement dans le CMO en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec deux jauges de saut de déplacement différentes 115
VI.21 Images de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec l'épaisseur du CMO la plus faible (3.7 mm) : vue générale (gauche), vue de côté (droite) 116
VI.22 Images de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec l'épaisseur du CMO la plus grande (4.7 mm) : vue générale (haut), vue de côté et vue zoomée (bas) 117
VI.23 Image de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* sans CMO : vue générale 118

A.1 Images réalisées au microscope numérique montrant la mesure de l'épaisseur du joint et des porosités à la surface du joint 131

B.1 Photo du dispositif expérimental avec l'éclairage e1 : 2 panneaux LED + 2 flexibles 134
B.2 Déformation ε_{xx} le long du barreau à trois instants de l'essai. Mouchetis m2, éclairage e1 134
B.3 Dispositif expérimental, flash halogène et mouchetis m5 136
B.4 Zones imagées et histogrammes correspondants avec flash (haut), avec éclairage continu (bas) 137
B.5 Champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sous-échantillonnée, subset : 49 *pixels* 138
B.6 Champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sur-échantillonnée, subset : 49 *pixels* 139

C.1 Courbe contrainte-déformation de l'aluminium LMS à v = 8.0 m/s 141
C.2 Courbe contrainte-déformation de l'aluminium NICOT à v = 7.3 m/s . . . 142

D.1 Modèle numérique : déplacement 1D dans les barres d'Hopkinson 143
D.2 Déplacements en fin d'impact dans cinq sections de la barre d'entrée (gauche) et de la barre de sortie (droite) sur un rayon de section de la barre 144
D.3 Différence de déplacements entre le bord et le centre d'une section de barre dans cinq sections de la barre d'entrée (gauche) et de la barre de sortie (droite) 144

E.1 Force sur la surface de sortie pour différentes tailles d'élément 145
E.2 Force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'élément dans l'éprouvette 146
E.3 Exemples de maillage : éprouvette (1 mm) et barre (2 mm) 146
E.4 Force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'élément dans les barres 147

F.1 États de déformation et de contrainte principaux dans le joint 149
F.2 États de déformation et de contrainte secondaires dans le joint 150

Liste des tableaux

II.1 États de contrainte de l'éprouvette *DODECA* selon l'angle d'impact 25
II.2 Paramètres du système d'imagerie et de la corrélation d'images 28

III.1 Mesures caractéristiques globales (barres d'Hopkinson) des 4 essais à 45° . 34
III.2 Mesures caractéristiques locales (corrélation d'images) des 4 essais à 45° . . 37
III.3 Mesures caractéristiques globales et locales de 3 essais à 15° 40
III.4 Mesures caractéristiques globales et locales de 3 essais à 75° 41

V.1 Boucles d'identification 1. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45° . . 84
V.2 Boucle d'identification 2. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45° . . 84
V.3 Boucle d'identification 1 bis sur le contact. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45° 86
V.4 Boucle d'identification 1 ter sur le joint. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45° 87
V.5 Boucle d'identification 1. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 75° . . 88
V.6 Boucle d'identification 2. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 75° . . 88
V.7 Paramètres identifiés pour l'essai à 45° 89
V.8 Paramètres identifiés pour l'essai à 15° 92
V.9 Paramètres identifiés pour l'essai à 75° 94

VI.1 Propriétés élastiques des substrats en quasi-statique (les modules sont en MPa et la densité en kg/L) 103

A.1 Épaisseurs mesurées pour la série de joint 45° 131
A.2 Épaisseurs mesurées pour la série de joint 75° 132
A.3 Épaisseurs mesurées pour la série de joint 15° 132
A.4 Épaisseurs mesurées pour la série de joint 45° 0 132

B.1 Bruit statique de corrélation, subset : 49 pixels 134
B.2 Bruit dynamique de corrélation, subset : 49 pixels 135
B.3 Bruit statique de corrélation, subset : 15 pixels 135
B.4 Bruit dynamique de corrélation, subset : 15 pixels 136
B.5 Bruit statique de corrélation, comparaison flash/éclairage continu, subset : 15 pixels 138
B.6 Bruit dynamique de corrélation, comparaison flash/éclairage continu, subset : 15 pixels 138

E.1 Nombre d'éléments du modèle en fonction de la taille d'élément 145
E.2 Nombre d'éléments dans une barre en fonction de la taille d'élément 147

Introduction générale

Pour alléger les structures aéronautiques (Fig. 1), l'assemblage des éléments composites ou métalliques par collage apparaît comme une alternative intéressante aux méthodes classiques de rivetage, de vissage ou de soudage. Outre le gain de poids, la mise en place du joint adhésif sur un support composite est aussi plus aisée (soudage : températures très importantes, difficultés de vissage...) Cependant, l'utilisation de cette méthode soulève de nombreuses problématiques en termes de conception, de caractérisation ou de modélisation et son domaine d'application reste encore restreint par rapport aux potentialités d'une telle technologie.

Figure 1: Différentes structures aéronautiques : Inverseurs de poussée NIDA/Peaux, Aube fan, Clinquants carter booster

Dans le cadre de cette certification, il est requis que la rupture du joint adhésif soit cohésive (i.e. dans la colle elle-même), par opposition à une rupture dite adhésive (i.e. à l'interface colle/substrat). Il est donc nécessaire d'avoir une connaissance détaillée du comportement mécanique du joint adhésif pour modéliser des assemblages de pièces industrielles réelles. Disposer de tels modèles prédictifs constituerait un élément essentiel pour élargir le champ d'application des joints adhésifs. Ces assemblages collés sont soumis à de larges gammes de sollicitations : quasi-statiques multiaxiales, dynamiques multiaxiales, fatigue thermomécanique, vieillissement... Dans le cadre de cette thèse, on se limitera à l'étude des sollicitations dynamiques multiaxiales. Les structures des aéronefs et des moteurs sont soumises à une large gamme de sollicitations de type « impact » pouvant endommager certaines parties de ces structures.

Cette thèse s'inscrit dans un projet de recherche entre Safran Composites et le LMS, il a pour objectif de caractériser, puis de modéliser le comportement et la rupture de joints adhésifs dans le domaine des sollicitations dynamiques multiaxiales. De manière plus large, ce projet fait partie du PRC MecaComp, un programme de recherche sur les composites et les joints adhésifs commun entre Safran, la DGA et des partenaires académiques. Par la suite, les outils mis en place sur des éprouvettes modèles seront validés sur des assemblages représentatifs de pièces aéronautiques. Les méthodologies seront alors portées au catalogue

de Safran Composites et proposées aux filiales ayant à dimensionner ces assemblages collés dans leurs applications.

De ce contexte se dégage la problématique suivante : comment se comportent les joints adhésifs et leurs assemblages associés sous sollicitations dynamiques multiaxiales ? Les trois principaux objectifs de cette thèse sont :

- Mettre en place une configuration d'essai pour la caractérisation des joints adhésifs et de leurs assemblages associés sous chargement dynamique multiaxial
- Établir des modèles de comportement et de rupture pour différents joints adhésifs
- Établir une méthode numérique de prédiction de comportement à la rupture des assemblages collés

La configuration d'essai mise en place sera testée sur la colle 1, colle utilisée par Safran sur l'aube fan du moteur LEAP entre le bord d'attaque en titane et l'aube structurale en composite (Fig. 2). Néanmoins, Safran utilise des joints adhésifs dans d'autres parties du moteur et des aéronefs comme la nacelle, le carter (Fig. 1).

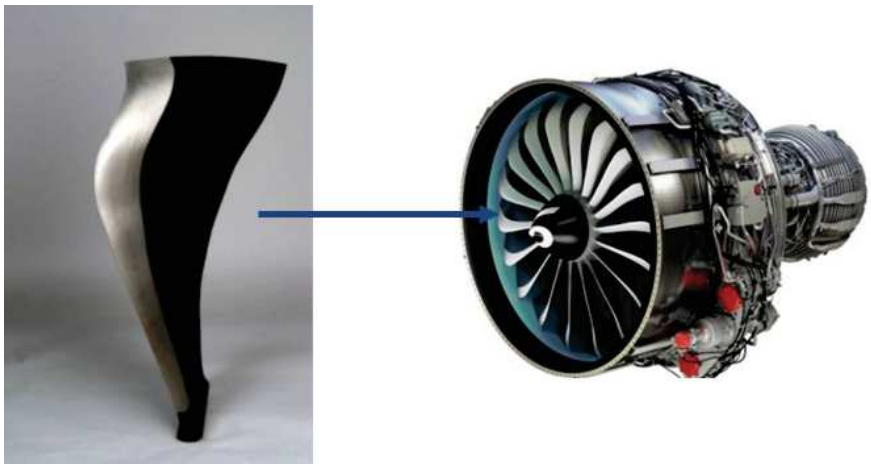


Figure 2: Le Moteur Safran LEAP et son aube fan

Pour atteindre les objectifs fixés, les travaux devront lever des points de blocage majeurs identifiés à plusieurs niveaux. D'un point de vue expérimental, il n'existe pas aujourd'hui une configuration « standardisée » pour conduire des caractérisations dynamiques multiaxiales de joints adhésifs. La première question se situe donc clairement au niveau de la configuration expérimentale à retenir. Des questions complémentaires sont également à traiter comme la définition d'une éprouvette optimale qui permettrait d'obtenir un état de contrainte homogène, ou encore la mise en place d'une méthode de mesure locale des déformations. Ceci pose donc la question de l'instrumentation des essais. Enfin, ces essais dynamiques manqueront, à coup sûr, d'information pour établir des modèles de comportement et de rupture complets des joints adhésifs. Il convient donc de définir une stratégie pour pallier ce problème. La modélisation numérique par éléments finis apparaît comme une piste sérieuse face à cette question.

La littérature est fournie sur la caractérisation quasi-statique des joints adhésifs et sur les moyens de caractérisation de matériaux homogènes en dynamique qu'ils soient multiaxiaux ou non. En revanche, très peu d'articles traitent du comportement et de la rupture des joints adhésifs en dynamique. Il conviendra donc de combiner les deux thèmes de recherche précédemment cités pour résoudre notre problématique. Enfin, le post-traitement des essais mécaniques par calcul inverse via un modèle numérique par éléments finis est un sujet largement développé dans la littérature. Il faudra prendre en compte le manque d'information d'entrée dans des essais dynamiques en comparaison avec des essais quasi-statiques.

Ce manuscrit se décompose en six parties :

- Le premier chapitre introduit le domaine des joints adhésifs en physique et en mécanique générale.
- Le deuxième chapitre présente les techniques expérimentales mises en place lors de la thèse qui permettent de tester un joint adhésif sous sollicitations dynamiques multiaxiales : les barres d'Hopkinson, l'éprouvette *DODECA*, le système d'imagerie et la corrélation d'images.
- Le troisième chapitre montre les résultats des mesures sur l'éprouvette *DODECA* : force globale et déformations locales. De plus, on développe une méthode innovante d'extraction de la contrainte dans le joint à partir de la déformation des substrats.
- Le quatrième chapitre détaille le modèle numérique par éléments finis de l'essai dynamique précédent. Il décrit aussi la démarche qui nous a amenés à cette modélisation.
- Le cinquième chapitre présente le calcul inverse des propriétés mécaniques du joint à partir des mesures et de la modélisation numérique : les paramètres identifiés et leurs incertitudes associées. La confrontation avec les mesures directes est aussi présentée.
- Le dernier chapitre développe une nouvelle technique expérimentale pour tester un joint adhésif en traction/cisaillement dynamique avec des adhérents différents et éprouve la méthode *DODECA* sur ce nouvel essai.

CHAPITRE I

Les joints adhésifs

Dans ce chapitre, nous décrirons les caractéristiques physiques et mécaniques des joints adhésifs étudiés dans cette thèse. Nous présenterons rapidement les méthodes existantes pour caractériser mécaniquement un joint adhésif. Enfin, nous introduirons les conventions spécifiques utilisées dans ce manuscrit pour la description d'un joint adhésif.

Sommaire

1 Caractéristiques physiques et mécaniques **6**
2 Méthodes classiques de caractérisation mécanique **9**
3 Conventions utilisées spécifiques aux joints adhésifs **11**

1 Caractéristiques physiques et mécaniques

Cette partie présente les principales caractéristiques physiques et mécaniques des joints adhésifs structuraux. On se limite donc aux adhésifs « rigides » : ce sont des résines époxy renforcées par des thermoplastiques et des élastomères. Plus de détails sont disponibles dans les ouvrages suivants : Kinloch [2012]; Halary and Lauprêtre [2015].

Les résines époxy pures sont des réseaux de polymères tridimensionnels thermodurcissables. Ce sont des matériaux polymères uniquement utilisés dans leur état vitreux. Leur module d'Young est de l'ordre de quelques GPa.

Les résines époxy sont obtenues par réaction d'une résine époxyde avec une amine. Pour avoir une mobilité des chaînes polymères suffisante, la réticulation doit se faire à une température supérieure à la température de transition vitreuse T_g pendant plusieurs heures selon le système. Le réseau formé sera alors entièrement déterminé par son degré de réticulation ou par sa température de transition vitreuse T_g.

Les résines époxy ont un comportement élastique et une rupture fragile en traction. En compression, on observe une réponse élastique linéaire typique suivie d'une courbure correspondant à la réponse anélastique. On atteint ensuite le seuil de plasticité σ_y. Selon la température et la vitesse de déformation, il existe un adoucissement plastique suivi d'un plateau et un rhéodurcissement à plus grande déformation (Fig. I.1). On peut remarquer que le seuil de plasticité diminue avec la température. Avec l'équivalence temps-température, on sait alors que le seuil de plasticité augmente avec la vitesse de déformation.

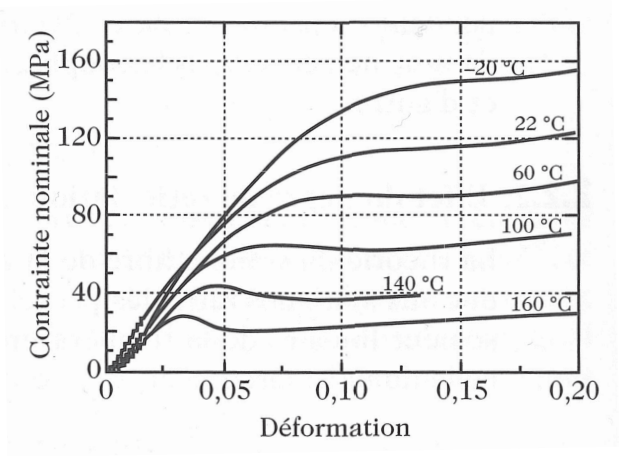


Figure I.1: Courbe contrainte-déformation à $10^{-3}s^{-1}$ pour une résine époxy [Halary and Lauprêtre, 2015]

Dans le cas des résines époxy, deux particularités mécaniques des polymères sont à retenir : les courbes contrainte-déformation sont très sensibles à la température et à la vitesse de déformation comme illustré en Fig. I.1, et le comportement des polymères est très sensible aux effets de pression hydrostatique. Ainsi, le seuil de plasticité σ_y est plus élevé en compression qu'en traction.

Il existe deux micro-mécanismes de déformation dans les polymères pouvant conduire à de l'endommagement et de la rupture : les bandes de cisaillement et les craquelures (Fig. I.2). Les bandes de cisaillement apparaissent préférentiellement pour des contraintes en compression à faible vitesse de déformation. On observe une localisation de la déformation et l'apparition de bandes inclinées à 45° par rapport à la direction de la contrainte appliquée. Ce micro-mécanisme n'induit aucune variation de volume. Les craquelures sont des hétérogénéités de déformation de forme elliptique qui renferme des micro-vides et des fibrilles

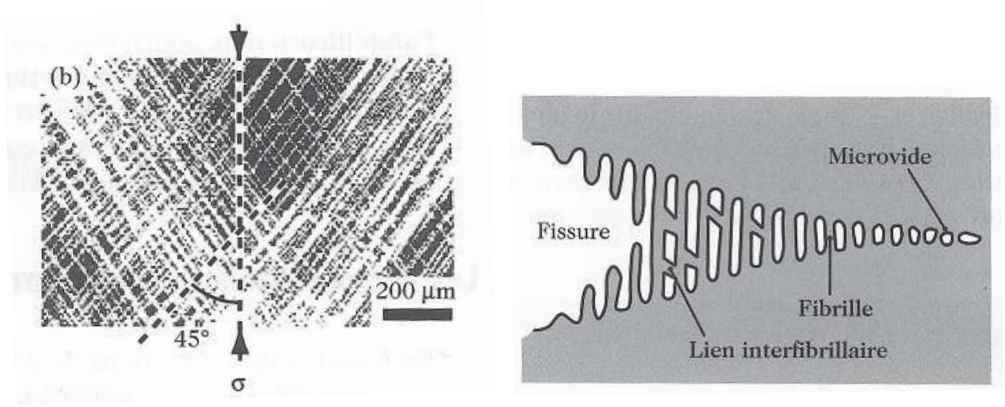


Figure I.2: Bandes de cisaillement en microscopie (gauche) et schéma d'une craquelure (droite) [Halary and Lauprêtre, 2015]

joignant ses deux lèvres. Une craquelure naît toujours d'un défaut de l'échantillon. De plus, une composante de traction est nécessaire pour faire apparaître une craquelure. La compétition entre ces modes dépend de la température, de la vitesse de déformation, du type de polymère...

Pour des réseaux très réticulés comme les résines époxy pures, la formation de fibrilles issues de la zone de plasticité est impossible. Il n'y a donc que des bandes de cisaillement. Ceci rend les résines époxy fragiles avec une ténacité plutôt faible. C'est pourquoi on renforce la résine par ajout de particules d'élastomères et/ou de thermoplastiques. L'ajout de ces polymères va aussi entraîner une baisse de la rigidité et du seuil de plasticité.

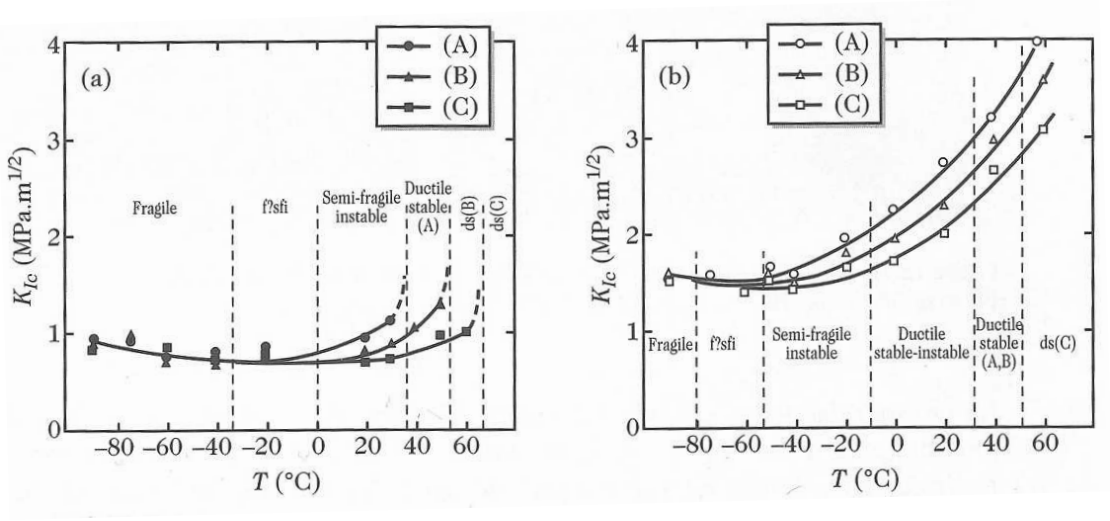


Figure I.3: Variation de K_{IC} avec la température pour une résine époxy/élastomère à trois vitesses de déplacement : $(A) : 8.33\ 10^{-7}, (B) : 1.67\ 10^{-5} (C) : 1.67\ 10^{-4}\ m.s^{-1}$. (a) résine pure ;(b) résine avec élastomère [Halary and Lauprêtre, 2015]

Dans le cas d'une résine époxy renforcée avec des particules d'élastomères, on peut observer plusieurs types de rupture selon la vitesse de déformation et la température : fragile, ductile... Dans tous les cas, la ténacité sera augmentée en ajoutant des particules d'élastomères (Fig. I.3). Cet effet est néanmoins limité à haute vitesse de déformation car la zone d'endommagement plastique y est réduite.

Les deux principaux mécanismes de renforcement par ces particules sont la cavitation des particules et la déformation plastique de la matrice époxy. Ces deux mécanismes sont

étroitement liés. La localisation de la déformation plastique par cisaillement de la matrice entre les particules cavitées provient de la relaxation de la triaxialité des contraintes lors de la cavitation. Ceci conduit à une localisation de la déformation plastique dans la matrice et à un renforcement. La rupture se fait par un réseau de craquelures entre particules cavitées. Étant donné que la cavitation est plus importante dans les régions en déformation plane, la zone de déformation plastique sera conséquente dans les régions au centre de l'éprouvette (en déformation plane), et réduite dans les régions situées près des bords de l'éprouvette (en contrainte plane).

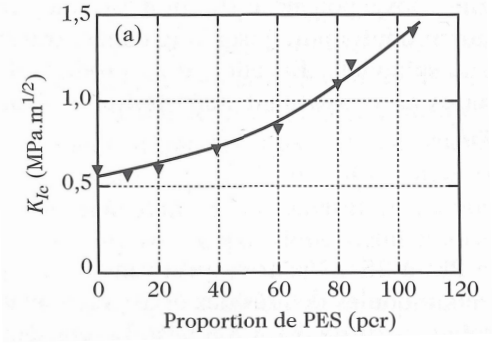


Figure I.4: Evolution du K_{IC} de la résine en fonction de la teneur en thermoplastique [Halary and Lauprêtre, 2015]

Dans le cas de résines époxy renforcées avec des particules de thermoplastiques, la ténacité augmente aussi avec la quantité de thermoplastique ajoutée (Fig. I.4). Les thermoplastiques ajoutés sont tenaces et ont une température de transition vitreuse élevée ($T_g \simeq 220\ °C$). Au cours de la cuisson du mélange, il y a un mécanisme de séparation de phase entre la phase époxy et la phase thermoplastique. Le mécanisme de renforcement des résines époxy par les thermoplastiques n'est pas encore bien compris mais il apparaît que l'existence d'une séparation de phases donnant des domaines riches en thermoplastique et d'autres riches en époxy est indispensable pour obtenir un renforcement de ces résines.

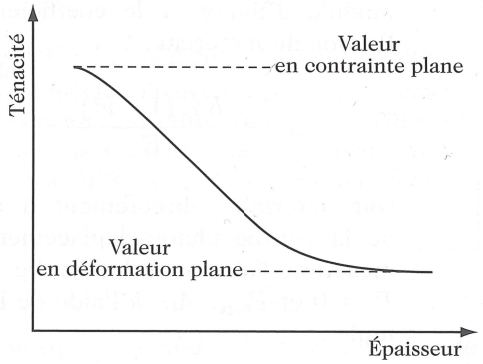


Figure I.5: Dépendance de K_{IC} en fonction de l'épaisseur de l'éprouvette d'essai [Halary and Lauprêtre, 2015]

Enfin, dans le cadre de la mécanique de la rupture, les grandeurs G_{IC} et K_{IC} sont déterminées dans des conditions géométriques strictes. Il est nécessaire de se placer dans des conditions de déformation plane pour pouvoir parler de G_{IC} ou K_{IC} comme des propriétés matériaux. La Fig. I.5 montre que la ténacité est plus élevée en contraintes planes qu'en déformations planes.

On a rappelé que la rigidité et le seuil de plasticité augmentent avec la vitesse de déformation pour des résines époxy renforcées. Concernant la ténacité, cela dépend du système considéré. En général, on observe une augmentation de la ténacité avec la vitesse de déformation, mais, on peut aussi observer un abaissement de cette dernière.

Compte tenu de la complexité des adhésifs structuraux (matrice époxy + élastomères + thermoplastiques + additifs), les mécanismes en jeu, notamment lors de la plasticité et de la rupture, peuvent être multiples et sont fortement dépendants de la température, de la vitesse de déformation et de l'état de contrainte multiaxial local. Il convient donc d'être prudent lors de la détermination de seuil de plasticité et de ténacité, ou lors de la comparaison avec d'autres expériences.

2 Méthodes classiques de caractérisation mécanique

Tout d'abord, il existe deux méthodes de caractérisation mécanique d'un joint adhésif. On peut tester le matériau adhésif avec une éprouvette « bulk » ou avec un assemblage collé (film adhésif entre deux substrats). La dernière méthode est largement privilégiée dans la communauté scientifique si on veut estimer les propriétés des joints adhésifs tels qu'ils sont utilisés. La présence des substrats modifie la cinétique de réticulation de l'adhésif en changeant localement la température et en adsorbant des agents de réticulation. Des contraintes résiduelles sont aussi susceptibles de se créer lors de la polymérisation entre deux substrats. Enfin, les propriétés à rupture vont être différentes entre un film mince ($épaisseur \leq 500\mu m$) et un matériau en « bulk ». On a donc intérêt à tester un joint adhésif par l'intermédiaire d'un assemblage collé. Par exemple, de récents travaux ont montré que le module de cisaillement pouvait changer localement dans un film adhésif en fonction de la distance à l'interface adhésif/substrat (Fig. I.6).

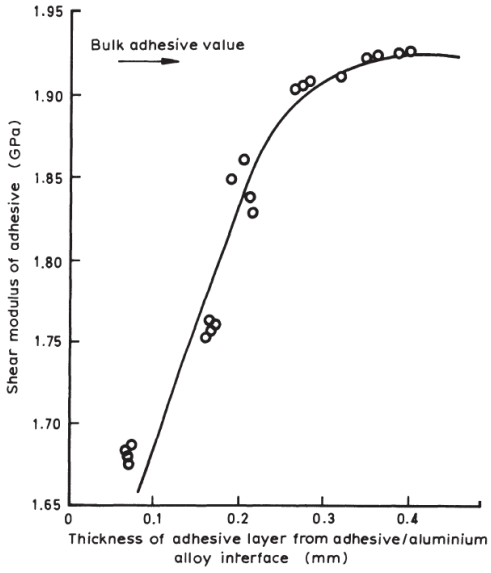


Figure I.6: Évolution du module de cisaillement d'un adhésif époxy en fonction de la distance à l'interface aluminium/adhésif [Kinloch, 2012]

De nombreuses études fournissent des résultats intéressants sur les valeurs du taux de restitution d'énergie critique G_C ou de la ténacité K_C de joints adhésifs dans le cadre de la mécanique de la rupture. Cependant, il faut être conscient que l'utilisation de cette approche pour l'étude de la rupture de joints adhésifs est loin d'être maîtrisée. Le problème théorique

de faire face à des fissures proches d'interfaces bi-matériaux ou la dépendance de G_C ou K_C en fonction de la géométrie du joint ne sont pas entièrement compris [Kinloch, 2012].

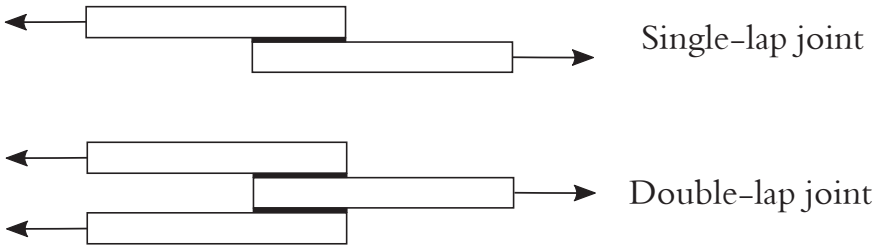


Figure I.7: Géométrie : éprouvette single-lap et double-lap joint

Ainsi, la grande majorité des tests classiques de caractérisation des joints adhésifs se réalise sur des assemblages collés. Plusieurs tests sont normalisés en quasi-statique, les éprouvettes les plus populaires sont le single-lap joint et le double-lap joint (Fig. I.7). Ces géométries permettent de caractériser en cisaillement un adhésif et sont simples à mettre en oeuvre. Toutefois, on observe une composante de traction lors de ces tests qui diminue la fiabilité de ces tests. De nombreuses géométries ont été développées ces dernières années pour améliorer l'état de contrainte dans tout le joint adhésif : éprouvette TAST, éprouvette ARCAN, éprouvette SCARF (Fig. I.8)...

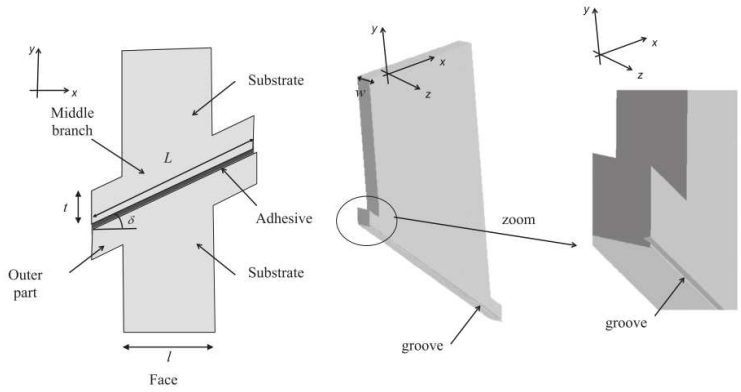


Figure I.8: Géométrie : éprouvette scarf modifiée [Carrere et al., 2015]

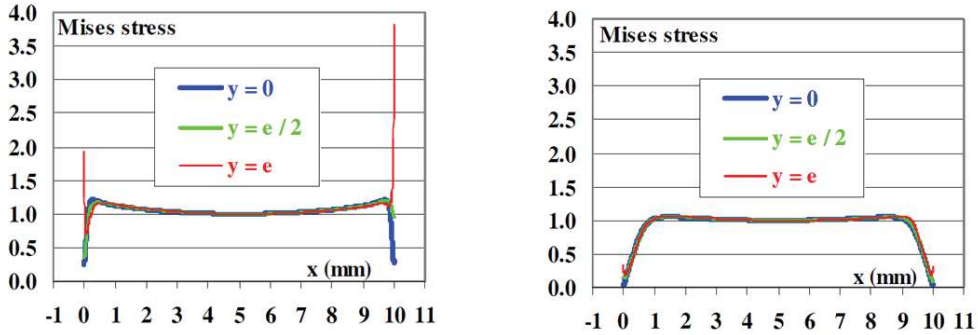


Figure I.9: Contrainte de Von Mises normalisée le long du joint ;gauche : éprouvette TAST, droite : éprouvette TAST avec becs fins [Cognard et al., 2008]

Dans un assemblage collé, il existe des gradients de contrainte importants le long du joint, et, la contrainte peut diverger au bord. Ces dernières géométries s'affranchissent des

inconvénients liés au fait de caractériser un assemblage collé. Par exemple, l'ajout de becs fins aux bords du joint adhésif permet de supprimer les effets de bord (Fig. I.9). Ceci est indispensable pour la caractérisation de la rupture des joints, un effet de bord pouvant causer une rupture prématurée de l'éprouvette [Cognard et al., 2008; Carrere et al., 2015].

En dynamique ($\dot{\varepsilon} \geq 10^2\ s^{-1}$), très peu d'études ont été réalisées et il n'existe pas d'éprouvette normalisée ayant fait ses preuves. Elles utilisent des éprouvettes single-lap/double lap joint [Adamvalli and Parameswaran, 2008; Challita et al., 2011], ou des éprouvettes butt joint [Sato and Ikegami, 1999; Yokoyama, 2003; Neumayer et al., 2015], ou des éprouvettes « bulk » [Goglio et al., 2008]. Tous ces travaux utilisent des systèmes classiques ou dérivés de barres d'Hopkinson pour appliquer le chargement dynamique. Cet aspect sera discuté en Chap. II.

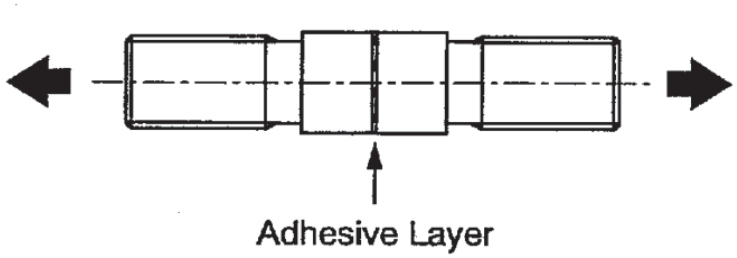


Figure I.10: Géométrie : éprouvette butt joint [Yokoyama, 2003]

Ces études interprètent uniquement les résistances dynamiques de l'assemblage collé, ou parfois, les contraintes et les déformations à rupture en faisant de fortes hypothèses sur l'uniformité du champ de contrainte dans le joint adhésif. Elles ne permettent pas d'obtenir le comportement du joint adhésif ou des propriétés intrinsèques de rupture. De plus, elles n'explorent pas l'espace multiaxial des contraintes : le single-lap joint fait du cisaillement et le butt joint de la traction pure.

3 Conventions utilisées spécifiques aux joints adhésifs

Les joints adhésifs ont des caractéristiques géométriques particulières. Ce paragraphe nous permet de préciser celles-ci pour toute la suite de ce manuscrit.

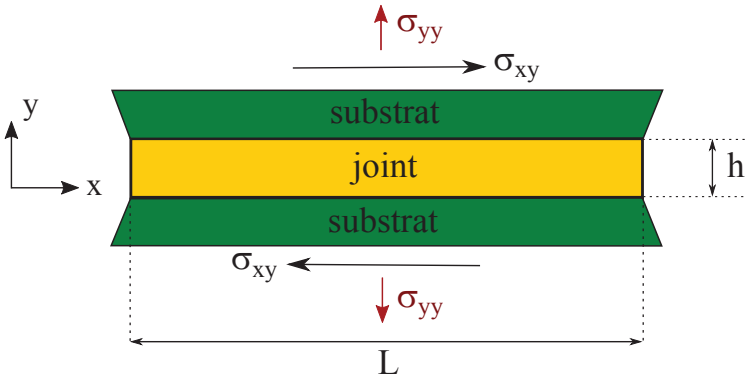


Figure I.11: Conventions spatiales et mécaniques pour la description des joints adhésifs

Les joints adhésifs sont considérés comme plans (leur épaisseur est négligeable devant les deux autres longueurs), ils sont illustrés en Fig. I.11. Le plan du joint est le plan (x,z), la direction y représente la normale au plan du joint, dans le sens de l'épaisseur notée h. La

longueur L représente la grande longueur du joint dans la direction x. La largeur du joint (dans la direction z) est usuellement notée w ; cette direction ne sera que très peu utilisée par la suite, car elle induit très peu de variation par rapport à la direction x. Les joints adhésifs étudiés ont une épaisseur typique de quelques centaines de micromètres.

Étant donné que les substrats sont très grands et rigides devant le joint adhésif, le comportement mécanique du joint est entièrement décrit par les deux paramètres illustrés en Fig. I.11 : la contrainte de cisaillement σ_{xy} et la contrainte normale hors-plan du joint σ_{yy}.

CHAPITRE II

Techniques expérimentales

Dans ce chapitre, nous présenterons d'abord une bibliographie sur les techniques expérimentales, centrée sur les barres d'Hopkinson et les moyens de mesures locales. Ensuite, les différents moyens expérimentaux mis en place pour caractériser les joints adhésifs sous sollicitations multiaxiales dynamiques seront exposés, en particulier, l'éprouvette DODECA, le système d'imagerie et la corrélation d'images.

Sommaire

1 Bibliographie **14**
1.1 Les barres d'Hopkinson 14
1.1.1 Principe des barres d'Hopkinson 14
1.1.2 Post-traitement classique des barres d'Hopkinson 15
1.1.3 La multiaxialité aux barres d'Hopkinson 16
1.2 Les moyens de mesures locales adaptés au dynamique 18
1.2.1 La modélisation numérique couplée aux mesures expérimentales 18
1.2.2 La corrélation d'images (DIC) en dynamique 18
2 Le dispositif expérimental **21**
2.1 Le système de barres d'Hopkinson 21
2.2 L'éprouvette *DODECA* 22
2.2.1 Le premier design et ses limites 22
2.2.2 L'éprouvette *DODECA* finale 24
2.2.3 Fabrication des éprouvettes 26
2.3 Mesures locales : imagerie optique et corrélation d'images 27
2.4 Le dispositif complet 30

1 Bibliographie

1.1 Les barres d'Hopkinson

Cette thèse s'inscrit dans le cadre de la caractérisation des joints adhésifs en dynamique. La dynamique couvre les vitesses de déformation allant de 10^0 à 10^7 s^{-1}. Notre étude concerne les vitesses de déformation d'environ 10^3 s^{-1}. Les barres d'Hopkinson constituent le moyen d'essai idéal pour cette gamme de vitesse. Pour des vitesses plus faibles, des machines à vérin hydraulique suffisent. Pour de plus hautes vitesses, on se dirigera vers les lanceurs à gaz, les lasers impulsionnels ou l'impact de plaques.

1.1.1 Principe des barres d'Hopkinson

Les barres d'Hopkinson permettent de réaliser des essais de caractérisation dynamique sur une gamme de vitesses de déformation allant de 50 à 5000 s^{-1}. Cette partie explique brièvement le principe de ce moyen d'essai dynamique. Pour plus de précisions, le lecteur se référera aux articles et ouvrages suivants : Kolsky [1949]; Gary [2001]; Jiang and Vecchio [2009]; Chen and Song [2010].

Les barres d'Hopkinson (en anglais, SHPB : Split Hopkinson Pressure Bar) est un essai de compression uniaxiale dynamique. Le système, illustré en Fig. II.1 est composé de deux longues barres élastiques identiques et de limite élastique élevée par rapport au matériau testé. L'échantillon est placé entre les deux barres et le chargement mécanique est généré par l'impact d'un projectile sur la barre d'entrée. Ceci induit une onde de compression longitudinale élastique dans la barre d'entrée, qui se propage jusqu'à l'interface barre d'entrée/échantillon où elle se réfléchit partiellement. La partie restante traverse l'échantillon, puis induit une onde dans la barre de sortie. La durée du chargement est directement fixée

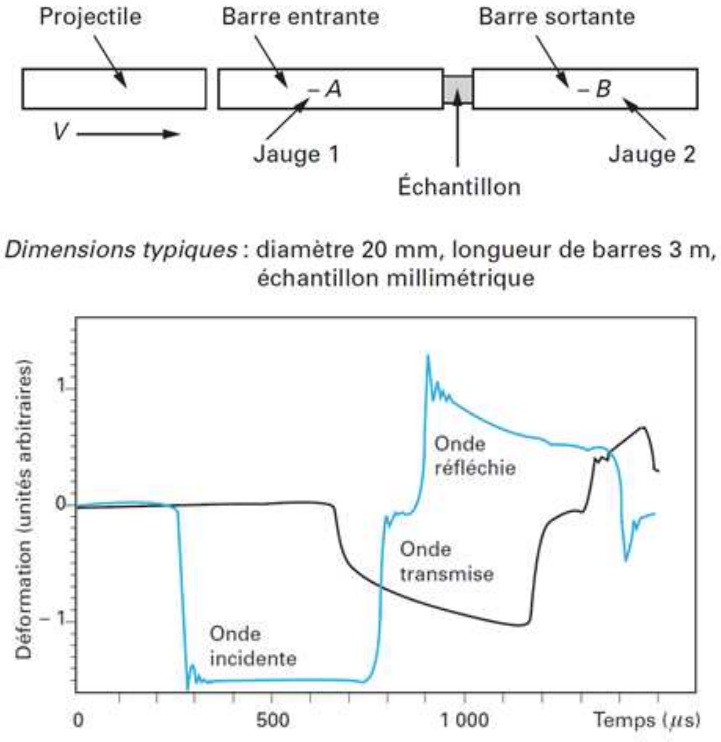


Figure II.1: Schéma du système des barres d'Hopkinson [Gary, 2001]. Ondes typiques obtenues aux barres d'Hopkinson (bleu : entrée, noir : sortie) [Gary, 2001]

par la longueur de l'impacteur.

Les trois ondes incidente, réfléchie et transmise sont mesurées grâce à deux jauges de déformation collées sur chacune des deux barres. Pour une mesure optimale, une jauge est placée au milieu de la barre d'entrée et l'autre au début de la barre de sortie. Toutefois, elle ne doit pas être placée trop proche de l'extrémité (de l'ordre de 30 cm) pour pouvoir considérer la barre unidimensionnelle. Un exemple d'enregistrement aux barres d'Hopkinson est représenté en Fig. II.1.

Les ondes sont ensuite transportées virtuellement aux interfaces barres/échantillon connaissant les propriétés de dispersion des ondes dans les barres. En faisant l'hypothèse d'un état de contrainte unidimensionnel, on écrit les déplacements et forces entrants et sortants :

$$\delta_e = C_b \int_0^t (\varepsilon_i - \varepsilon_r) dt \quad \text{et} \quad \delta_s = C_b \int_0^t \varepsilon_t dt \tag{II.1}$$

$$F_e = E_b S_b (\varepsilon_i + \varepsilon_r) \quad \text{et} \quad F_s = E_b S_b \, \varepsilon_t \tag{II.2}$$

Dans les Eq. II.1 et II.2, ε_i, ε_r et ε_t représentent respectivement les ondes de déformation incidente, réfléchie et transmise, C_b la célérité des ondes de compression dans les barres, E_b le module d'Young des barres et S_b la section des barres. Il faut noter que les barres d'Hopkinson donnent seulement accès aux grandeurs globales de forces et déplacements en bout de barres aux interfaces barres/échantillon comme écrit ci-dessus.

1.1.2 Post-traitement classique des barres d'Hopkinson

Une fois que l'on a obtenu les forces et déplacements en bout de barres, il faut ajouter des hypothèses pour en déduire ces grandeurs dans l'échantillon. En ajoutant l'hypothèse que les états de contrainte et de déformation sont homogènes dans l'échantillon, et que les déplacements et les forces se transmettent entièrement (contact parfait) à l'éprouvette, on peut en déduire une loi de comportement classique comme en quasi-statique (S_e représente la section de l'éprouvette et l sa longueur) :

$$\sigma = \frac{F_s}{S_e} \quad \text{et} \quad \varepsilon = \frac{\delta_e - \delta_s}{l} \tag{II.3}$$

Cette approche est efficace pour tester des éprouvettes cylindriques constituées d'un seul matériau. Dans notre cas, il va de soi que ni les déformations, ni les contraintes ne sont homogènes dans un assemblage collé. On peut donc seulement en tirer un comportement global de l'assemblage, et il est très difficile d'en déduire des propriétés propres au joint adhésif.

L'ensemble du post-traitement depuis la mesure des déformations aux jauges jusqu'à l'établissement des forces et déplacements dans l'éprouvette peut être réalisé grâce à des logiciels spécifiques comme le logiciel *DAVID* développé au *LMS* [Gary, 2005]. Il permet de vérifier l'équilibre des forces et l'équilibre énergétique au cours de l'essai et le transport des ondes partout dans les barres. *DAVID* réalise aussi une simulation élastique des ondes pour recaler temporellement les ondes mesurées. Ce post-traitement fait l'hypothèse 1D de la propagation des ondes. Or, il a été montré que le déplacement axial en bout de barres varie avec le rayon de la zone chargée [Safa and Gary, 2010]. Cet effet de poinçonnement est comparable à un ressort invisible qui va modéliser le contact normal entre la barre et l'éprouvette. Il peut être pris en compte dans *DAVID*.

Dans le cas de caractérisation d'assemblages collés aux barres d'Hopkinson, le post-traitement classique permet d'obtenir des grandeurs intéressantes comme la résistance dynamique de l'assemblage, qui va correspondre à la force maximale atteinte pendant l'essai

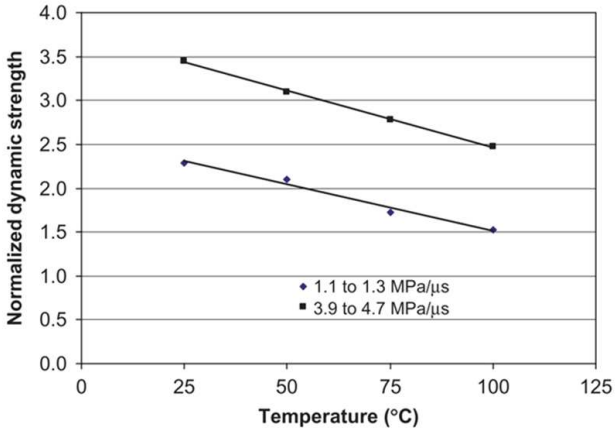


Figure II.2: Résistance dynamique d'un assemblage titane/époxy en fonction de la température et du chargement [Adamvalli and Parameswaran, 2008]

juste avant rupture du joint (Fig. II.2). Comme discuté en Chap. I, aucune étude ne permet d'accéder au comportement dynamique d'un joint adhésif. La rupture du joint est donc aisément identifiable aux barres d'Hopkinson. Lors de la rupture du joint, les déplacements vont évoluer brutalement et les forces vont subir une chute prématurée. On peut vérifier que cette rupture a lieu à un temps t_r inférieur au temps de chargement imposé par l'impacteur : $T_{ch} = \frac{2L}{C_{imp}}$. L représente la longueur de l'impacteur et C_{imp} la célérité des ondes de compression dans l'impacteur. La force au temps t_r s'identifie comme la résistance dynamique de l'assemblage.

1.1.3 La multiaxialité aux barres d'Hopkinson

Pour obtenir de la multiaxialité aux barres d'Hopkinson, il y a deux solutions : jouer sur la forme de l'éprouvette ou utiliser des systèmes combinant la torsion avec la traction ou la compression.

La forme de l'éprouvette

Le Chap. I nous a révélé la nécessité de développer de nouvelles géométries d'éprouvettes pour la caractérisation dynamique d'assemblages collés. Les études récentes [Adamvalli and Parameswaran, 2008; Challita et al., 2011; Sato and Ikegami, 1999; Yokoyama, 2003; Neumayer et al., 2015] utilisent des éprouvettes single-lap/double lap/butt joint permettant d'étudier le cisaillement ou la traction pure d'assemblages collés. Même si les gradients de contraintes sont importants dans ce type d'éprouvette, elles restent un bon choix pour étudier le comportement uniaxial de joints adhésifs. Une étude récente [Valès et al., 2017] utilise une éprouvette de type *ARCAN* soumis à un « drop weight test ». Cette éprouvette est intéressante car elle fournit plusieurs multiaxialités à tester. Néanmoins, les résultats montrent des problèmes d'équilibre dynamique liés à l'inertie du moyen d'essai choisi. Sinon, aucune étude récente ne fournit des éprouvettes explorant l'espace multiaxial des contraintes.

Si on enlève la contrainte de tester des assemblages collés aux barres d'Hopkinson, la littérature est beaucoup plus fournie, et des dizaines de formes d'éprouvettes ont été inventées pour avoir un état de contrainte défini. La plupart se sont développées dans le cadre de la mécanique de la rupture et présente une entaille pour la détermination de la ténacité K_c. On montre ici les éprouvettes avec le plus de potentiel.

L'éprouvette CCS, montrée en Fig. II.3, permet d'obtenir un état multiaxial avec une composante de traction principale et une légère composante de cisaillement [Rittel and

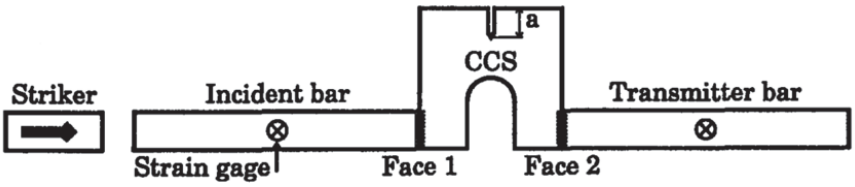


Figure II.3: Le compact compression specimen (CCS) [Rittel and Maigre, 1996]

Maigre, 1996]. L'intérêt de ce genre d'éprouvettes réside dans le fait de créer de la traction avec un système de compression. Une autre étude a développé l'éprouvette SCS, montrée en Fig. II.4, qui permet d'obtenir un état multiaxial de compression/cisaillement. Une couche de deux millimètres d'épaisseur du matériau polymère à tester est collée entre deux substrats métalliques pour fournir cet état de contrainte biaxial [Zhao et al., 2009].

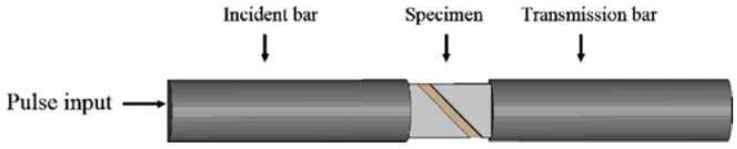


Figure II.4: Le shear compression specimen (SCS) [Zhao et al., 2009]

Une éprouvette très connue en quasi-statique et en dynamique qui permet de tester une infinité d'états de multiaxialité différents est le disque brésilien avec tous ces développements connus. Dans notre cas, ceux d'intérêt sont : Zhou et al. [2006]; Wang et al. [2011]; Banks-sills and Schwartz [2002]; Martin et al. [2012]. Aux barres d'Hopkinson, le disque brésilien a été beaucoup utilisé pour la détermination de ténacité. Pour cela, on réalise une entaille au centre du disque fait du matériau à caractériser (Fig. II.5). Comme pour l'éprouvette CCS, le disque brésilien permet d'avoir de la traction au centre aux faibles angles en appliquant un chargement de compression. En quasi-statique, quelques travaux ont fait l'étude d'assemblages collés avec des éprouvettes sandwich-disque brésilien [Banks-sills and Schwartz, 2002; Martin et al., 2012]. Ces éprouvettes sont très intéressantes car l'état de multiaxialité du joint varie avec l'angle entre la direction de chargement et la direction du joint (Fig. II.5). Cependant, comme l'ensemble des éprouvettes d'assemblages collés en dynamique, il existe des gradients de contrainte importants le long du joint adhésif.

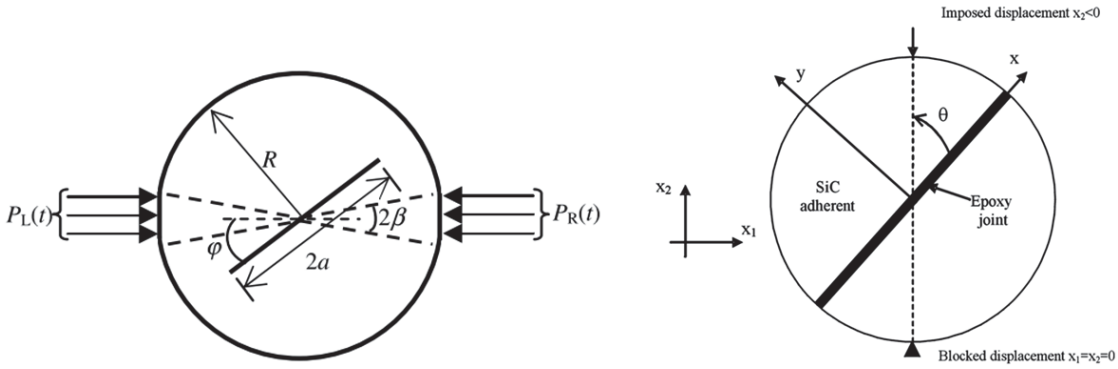


Figure II.5: Schémas de l'éprouvette CSTFBD (cracked straight through flattened Brazilian disc) [Wang et al., 2011] et de l'éprouvette sandwich-disque brésilien [Martin et al., 2012]

Les barres d'Hopkinson en traction et en torsion

Outre le système classique des barres d'Hopkinson en compression, des systèmes de barres en traction et/ou torsion ont été développés : Chen and Song [2010]; Raykhere et al. [2010]; Roth et al. [2015]. L'utilisation de ces différents systèmes permet de faire varier la multiaxialité. Dans le cas de la traction, l'éprouvette doit être vissée aux barres ce qui peut rendre le dépouillement de l'essai délicat. De plus, la création de l'onde de traction est source de difficultés ; c'est pourquoi elle diffère d'un système à l'autre (systèmes en U, systèmes avec frein...). Dans le cas de la torsion, le système entier doit être mis en rotation, l'éprouvette ayant le plus souvent une forme tubulaire.

Notre choix s'est dirigé vers la première solution pour s'affranchir de développements supplémentaires sur le moyen d'essai ; le LMS ayant une expérience importante sur les barres d'Hopkinson en compression, mais pas sur les systèmes en traction ou en torsion. Néanmoins, des essais exploratoires ont été réalisés sur un nouveau système en traction. Ils sont montrés en Chap. VI.

1.2 Les moyens de mesures locales adaptés au dynamique

Le système classique des barres d'Hopkinson présenté précédemment donne accès à des mesures globales sur l'assemblage collé via les forces et déplacements aux bornes de l'éprouvette. Ces mesures seront insuffisantes pour caractériser le joint adhésif. Il apparaît nécessaire de compléter ces mesures par des mesures locales dans la zone du joint pour parvenir à comprendre le comportement de celui-ci. De nombreuses méthodes sont adaptables aux barres d'Hopkinson : l'émission acoustique, l'interférométrie Moiré [Thevamaran and Daraio, 2014], le suivi de fissure par enregistrements vidéos [Zhang and Zhao, 2014], la corrélation d'images [Gilat et al., 2009; Koerber et al., 2010; Roth et al., 2015], la modélisation numérique [Rittel and Maigre, 1996; Martin et al., 2012]... Dans la suite, on développe uniquement ces deux dernières méthodes qui ont été utilisées dans cette thèse.

1.2.1 La modélisation numérique couplée aux mesures expérimentales

La modélisation numérique n'est pas un moyen de mesure à proprement parler. Cependant, elle donne accès à des grandeurs locales hors de portée de l'expérimental. Dans ce sens, on peut apparenter la modélisation numérique à un moyen de mesure locale.

Par exemple, Rittel and Maigre [1996] ont développé une méthode de calcul des facteurs d'intensité de contrainte (Fig. II.6) en comparant les forces mesurées et des forces de références calculées numériquement. Autre exemple, Martin et al. [2012] utilisent une modélisation numérique de leurs expériences pour accéder à des contraintes locales dans le joint. Ils définissent aussi des critères de rupture locaux grâce aux contraintes limites de cisaillement et normale (Fig. II.6).

Ces aspects numériques seront développés en Chap. IV et V pour compléter les résultats purement expérimentaux.

1.2.2 La corrélation d'images (DIC) en dynamique

La mesure de champs par corrélation d'images est désormais bien connue. Cette technique reste néanmoins peu utilisée en dynamique à cause des limitations technologiques.

Dans un premier temps, on rappelle son principe : deux images en niveaux de gris, correspondant à un état de référence $f(\underline{x})$ et à un état déformé $g(\underline{x})$, sont reliées par la relation : $g(\underline{x}) = f(\underline{x}+\underline{u}(\underline{x}))$ où $\underline{u}$ est un certain champ de déplacement. Connaissant f et g,

le problème consiste à estimer le champ de déplacement $\underline{u}$ le plus précisément possible [Roux and Hild, 2006].

L'image de référence est décomposée en petites zones d'intérêts (appelées subsets) où on peut approximer localement une translation ou une déformation uniforme. On recherche alors la corrélation maximale entre f et g. Les techniques d'interpolation récentes permettent d'atteindre une précision de 10^{-2} pixel. Différentes approches sont possibles pour évaluer le champ de déplacement $\underline{u}$: dans le processus d'interpolation, on peut utiliser des fonctions de référence générales ou plus adaptées au système considéré. On peut aussi utiliser une méthode de corrélation d'images globale en décomposant le champ de déplacement en fonctions de formes ce qui rend le champ globalement continu comme dans une modélisation éléments finis. Dans tous les cas, l'évaluation des résidus de corrélation d'images permettra de valider ou non la mesure [Roux and Hild, 2006; Hild and Roux, 2006].

La corrélation d'images est une mesure du champ de déplacements. L'établissement du champ de déformation requiert des hypothèses supplémentaires, notamment sur la régularité du champ de déplacement, et sera toujours plus incertain que ce dernier.

Aux barres d'Hopkinson, une caméra ultra-rapide est nécessaire pour réaliser des mesures intéressantes de corrélation d'images. Un chargement dure quelques centaines de mi-

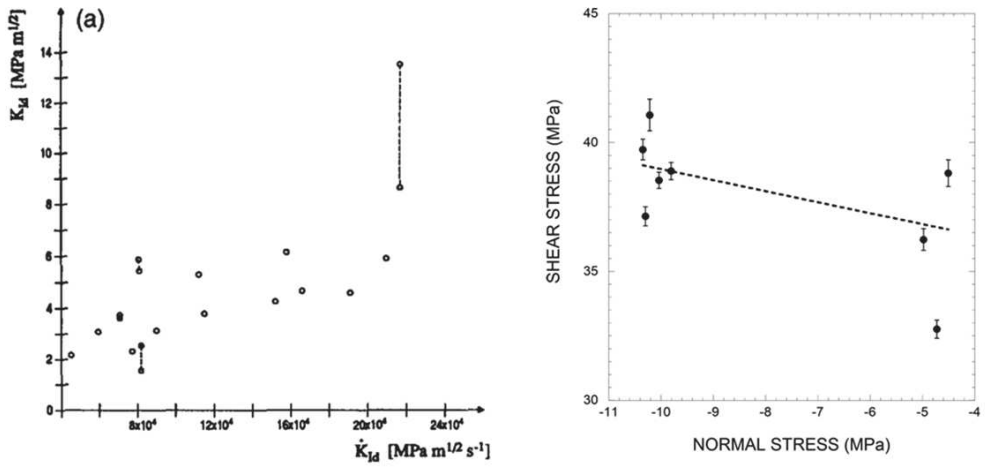


Figure II.6: Ténacité du PMMA en fonction du taux de chargement [Rittel and Maigre, 1996] ; Surface de rupture en quasi-statique pour un joint adhésif époxy [Martin et al., 2012]

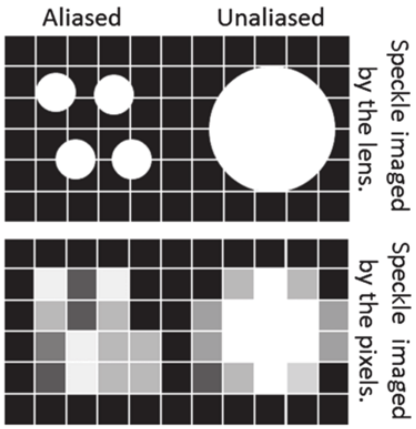
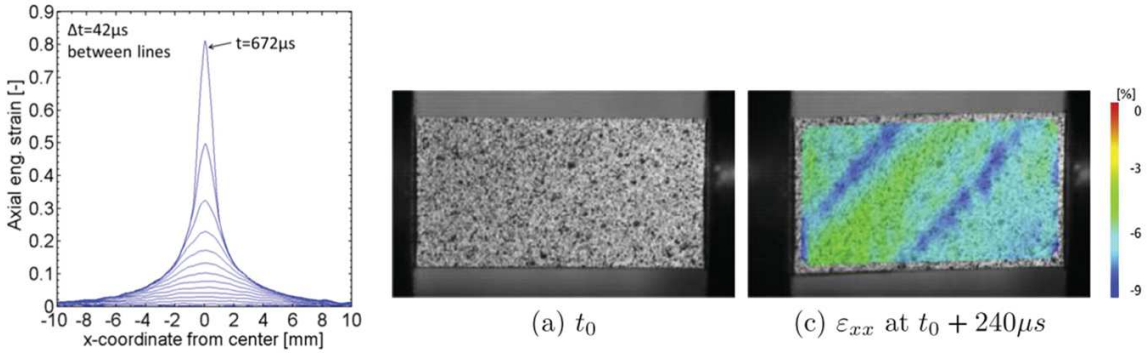


Figure II.7: Illustration d'un speckle aliasé et non aliasé [Reu, 2014]

crosecondes ; cela nécessite une vitesse d'acquisition d'au moins 50000 im/s. Les caméras ultra-rapides actuelles offrent la possibilité de réduire la résolution spatiale des images pour augmenter leur résolution temporelle. On voit apparaître ici la principale limite de cette mesure : le compromis entre résolution spatiale et résolution temporelle. Car une faible résolution spatiale des images entraînera une précision détériorée lors de la corrélation d'images. Cependant, on est contraint de réduire la taille des images pour avoir une vitesse d'acquisition suffisante.

Étant donné que la résolution spatiale est considérablement réduite par rapport à des essais quasi-statiques ($RES_{QS} \approx 2048 \times 2048$ *pixels et* $RES_{dyn} \approx 200 \times 200$ *pixels*), le contraste des images doit être optimal pour parfaire la corrélation d'images. En effet, l'efficacité de la minimisation recherchée lors de la corrélation d'images dépend grandement du contraste des images. Plus le spectre en niveaux de gris de l'image est large et plus les résidus de corrélation seront faibles. L'éclairage et la texturation de la zone imagée sont les deux paramètres principaux contrôlant le contraste des images. L'éclairage doit être extrêmement puissant pour compenser le faible temps d'exposition ; un éclairage flash sera donc privilégié par rapport à un éclairage continu. La texturation de la surface est possible en appliquant un mouchetis (ou speckle) sur la surface avec une peinture adaptée aux grandes vitesses de déformation. La taille idéale des tâches est de 3 pixels. Si les tâches font moins de 2 pixels, l'image sera sous-échantillonnée et on observera un phénomène d'aliasing illustré en Fig. II.7. Ceci est analogue au repliement de spectre en traitement du signal : un sous-échantillonnage va faire apparaître des fréquences qui n'existent pas réellement. En corrélation d'images sous-échantillonnées, on observe des bandes perturbatrices sur les champs et les résidus mesurés. Au contraire, si les tâches sont trop grosses, l'image manquera de contraste localement ce qui fera perdre de l'information à l'échelle de ces tâches qui sur-échantillonnent l'image [Reu, 2014].

Quelques travaux récents utilisent la corrélation d'images en complément des barres d'Hopkinson. Les travaux de Roth et al. [2015] montrent une localisation de la déformation au centre de leur éprouvette (Fig. II.8). Ils utilisent des images « aplaties » : 416×24 pixels ($1\ pi \approx 70\ \mu m$) car seule la déformation axiale les intéresse. Ils utilisent un éclairage halogène continu. Les travaux de Koerber et al. [2010] offrent une mesure précise du champ de déformation et mettent ainsi en évidence l'apparition de kink-bands sur un composite CMO avant rupture (Fig. II.8). Ils utilisent une caméra de grande qualité permettant de réaliser des images de 320×192 pixels à 100 000 im/s. D'autres études : Gilat et al. [2009]; Seidt et al. [2016] montrent des méthodes et des résultats similaires. Ces travaux sont très



(a) t_0 (c) ε_{xx} at $t_0 + 240\mu s$

Figure II.8: Évolution de la déformation axiale en fonction de la distance au centre de l'éprouvette [Roth et al., 2015] ; Champ de déformation d'un composite aux barres d'Hopkinson [Koerber et al., 2010]

intéressants pour notre sujet de recherche car ils montrent le potentiel de l'imagerie et de la corrélation d'images aux barres d'Hopkinson. La technique est néanmoins moins précise qu'en quasi-statique à cause de la faible résolution spatiale due à la résolution temporelle élevée. La précision des résultats est donc très dépendante de la caméra, de l'éclairage et du mouchetis utilisés.

2 Le dispositif expérimental

Cette partie détaille le dispositif expérimental mis en place au cours de cette thèse pour caractériser le comportement dynamique et multiaxial d'un joint adhésif : les barres d'Hopkinson, l'éprouvette *DODECA* et le système d'imagerie rapide. Ce dispositif a évolué tout au long de cette thèse. On présente ici sa version finale. Certains aspects des différentes évolutions sont comparés pour illustrer l'amélioration du dispositif.

2.1 Le système de barres d'Hopkinson

On utilise des barres d'Hopkinson de compression en aluminium. La barre d'entrée et la barre de sortie sont de longueur respective 3001 mm et 2002 mm avec un diamètre de 40 mm. La masse volumique de l'aluminium est de 2820 kg/m^3 et la célérité des ondes dans cet aluminium est de 5140 m/s. Les impacteurs utilisés sont du même matériau et sont de longueur 850 mm et 1200 mm avec un diamètre de 40 mm. On a choisi une barre d'entrée longue pour obtenir des temps de chargement longs en utilisant l'impacteur de 1200 mm. Ceci est particulièrement utile pour l'essai à 75° (angle le moins critique) qui nécessite une déformation importante.

Deux détails sont à retenir pour améliorer la reproductibilité des essais :

- L'extrémité plate des impacteurs a été transformée en un cône de hauteur 200 μm. Sachant que la diamètre de l'impacteur est de 40 mm, le cône est pratiquement plat. Cela permet à l'impacteur de taper la barre d'entrée au centre et de diminuer les ondes de flexion ou les perturbations liées à un mauvais alignement du système. L'embout conique induit aussi une descente du signal incident plus lente, ce qui n'a pas d'importance dans notre cas car le joint adhésif cassera avant la fin du chargement.
- Avant chaque essai, un clinquant métallique de 50 μm est fixé sur la zone d'impact de la barre d'entrée. Cela « adoucit » le début d'impact évitant les hautes fréquences de déformation de début d'essai. Cela s'apparente à un « pulse shaper ».

Les déplacements et forces aux interfaces barres/éprouvette sont déterminées à partir des enregistrements des déformations mesurées aux jauges de déformation sur les barres. Ce sont des jauges semi-conductrices et la fréquence d'enregistrement est de 1 MHz. La jauge d'entrée est située à 1470 mm de l'interface d'entrée. La jauge de sortie est située à 340 mm de l'interface de sortie. L'impacteur est lancé avec un système à air comprimé où le paramètre de contrôle est la pression. La vitesse d'impact varie entre 5 et 15 m/s, elle est mesurée à l'aide d'un laser placé juste avant la zone d'impact. La relation pression/vitesse n'est pas linéaire et dépend de l'impacteur.

Le post-traitement des signaux issus des jauges est réalisé grâce au logiciel *DAVID* développé au *LMS* [Gary, 2005]. La section 1.1.2 a développé succinctement ses fonctionnalités : mesure de vitesse, élimination du bruit électrique, vérification de l'équilibre, simulation élastique pour le transport des ondes à l'interface.

On a rappelé les principales caractéristiques du système des barres d'Hopkinson et de son post-traitement classique. Cette technique est désormais bien connue, c'est pourquoi on

ne rentre pas plus dans les détails. Il convient surtout de comprendre son fonctionnement et les hypothèses sous-jacentes rappelées en section 1.1.

2.2 L'éprouvette *DODECA*

La recherche bibliographique sur la façon de faire de la multiaxialité aux barres d'Hopkinson (section 1.1.3) nous a conduit naturellement vers le sandwich-disque brésilien. La raison principale de ce choix réside dans la possibilité de tester un grand nombre d'états de contrainte différents avec une géométrie d'éprouvette unique. Ceci facilite la mise en place de cette méthode de caractérisation innovante. De plus, la fabrication d'une éprouvette de type assemblage collé est délicate : régularité du collage et porosité du collage notamment. Un montage de collage spécifique à l'éprouvette est donc nécessaire pour réaliser un assemblage collé de qualité. On a ainsi un unique montage de collage pour plusieurs états de contrainte.

2.2.1 Le premier design et ses limites

L'inconvénient du disque brésilien aux barres d'Hopkinson est le « mauvais » contact entre les barres et la surface courbe du disque. La zone de contact réelle est donc mal définie et sujette à évoluer pendant l'essai. De plus, l'état de contrainte du joint adhésif dépend fortement de l'angle entre la direction du joint et la direction d'impact. La reproductibilité des essais serait donc délicate. De plus, la modélisation numérique de ce contact serait aussi problématique.

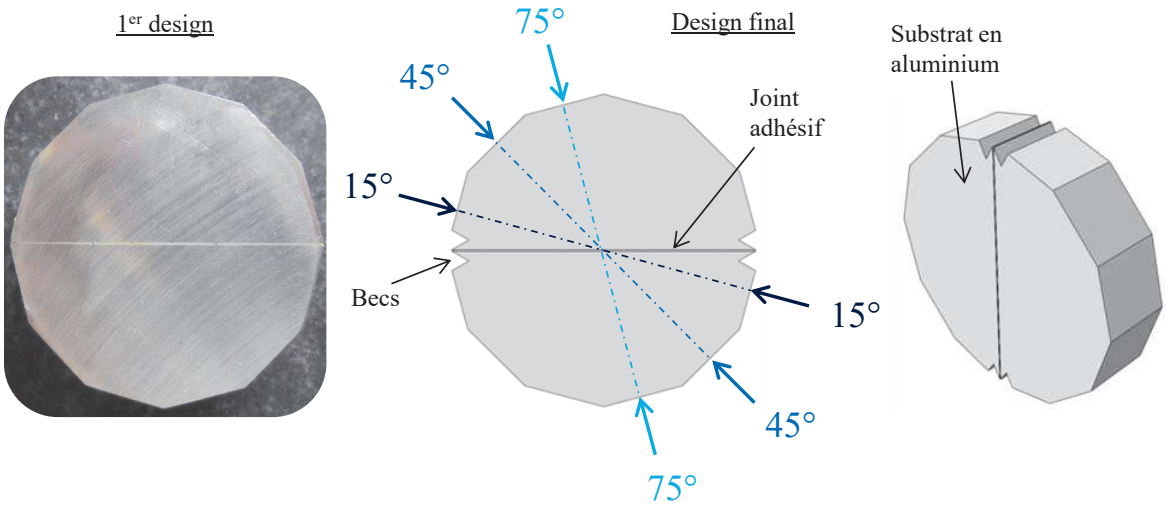


Figure II.9: Schémas de l'éprouvette *DODECA* : premier design et design final

C'est pourquoi on s'est dirigé vers l'éprouvette *DODECA*, visible en Fig. II.9. C'est un sandwich-disque brésilien avec des méplats sur la surface latérale du disque ce qui forme un dodécagone. Le contact barres/éprouvette est donc un contact plan-plan. Le choix du dodécagone permet d'obtenir trois angles d'impacts différents : 15°, 45° et 75° ce qui conduit à trois états de contrainte différents. Le dodécagone est inscrit dans un cercle de diamètre 40 mm, son épaisseur est de 10 mm. Les substrats sont en aluminium et l'épaisseur du joint adhésif varie entre 200 et 350 μm.

Le choix de cette éprouvette s'est fait après une étude numérique poussée sur le sandwich-disque brésilien et sa forme dérivée en dodécagone. L'analyse des états de contrainte du joint en fonction de l'angle d'impact est décrite en section 2.2.2 sur le design final avec becs (Fig. II.9). On montre d'abord les limites de ce premier design sans becs à travers deux

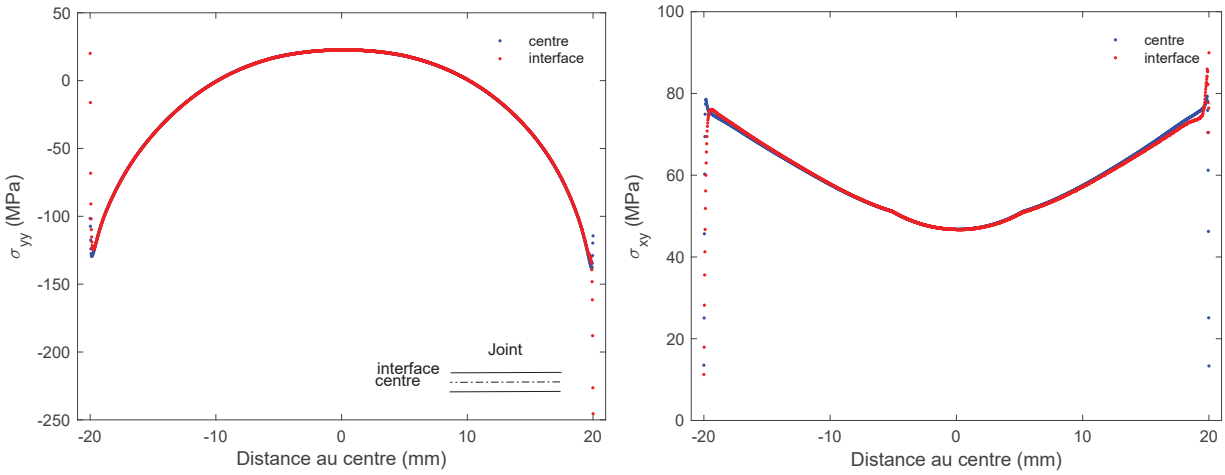


Figure II.10: Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} (gauche) et contrainte de cisaillement σ_{xy} (droite) à l'interface joint/substrat (rouge) ou au milieu du joint (bleu) en fonction de la distance au centre pour l'essai à 15°

exemples sur les essais à 15° et 45°. Ce premier design a fait l'objet d'une étude expérimentale qui n'est pas montrée dans ce manuscrit, mais qui a été publiée : Janin et al. [2017].

Les limites de ce premier design sont visibles en Fig. II.10 et II.11 et concernent les bords du joint adhésif (abscisses à $\pm 20\ mm$). La Fig. II.10 représente l'état de contrainte du joint (contrainte normale σ_{yy} et contrainte de cisaillement σ_{xy}) à l'interface joint/substrat ou au milieu du joint sur la longueur entière du joint ($40\ mm$) pour l'essai à 15°. La simulation numérique (2D statique) consiste en une compression de $100\ \mu m$ à 15° sur l'éprouvette *DODECA*. Le maillage est très fin : $20\ \mu m$ entre chaque point pour visualiser les effets de bord dans l'état de contrainte du joint. Le cisaillement est minimal au centre et augmente en allant vers les bords. De plus, les bords sont directement en contact avec les barres pour cet essai à 15°. Ces deux faits sont problématiques car ils peuvent provoquer une rupture prématurée du joint lors de l'essai compromettant la caractérisation de celui-ci.

La Fig. II.11 représente l'état de contrainte du joint (contrainte normale σ_{yy} et contrainte de cisaillement σ_{xy}) à l'interface joint/substrat sur la longueur entière du joint ($40\ mm$) pour

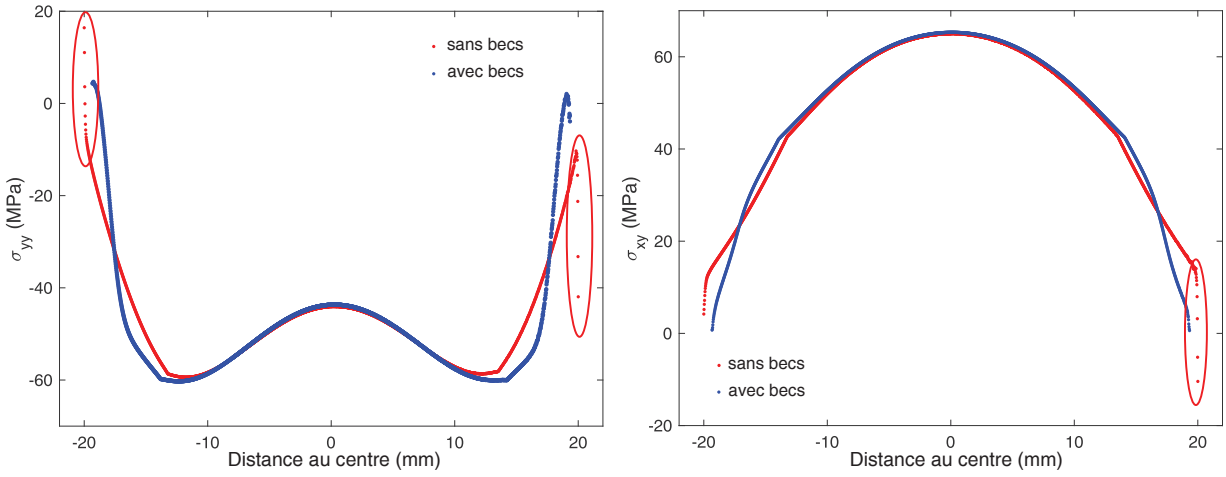


Figure II.11: Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} (gauche) et contrainte de cisaillement σ_{xy} (droite) à l'interface joint/substrat en fonction de la distance au centre pour l'essai à 45°, avec et sans becs

l'essai à 45°. Les deux designs sont comparés : avec et sans becs. Le premier design (sans becs) présente des effets de bord : les contraintes σ_{yy} et σ_{xy} à l'interface joint/substrat divergent sur environ 100 μm aux abscisses ± 20 mm. Ceci est particulièrement gênant pour la contrainte normale σ_{yy} à l'abscisse -20 mm où le joint est alors en traction et peut casser prématurément. A noter que ces effets de bord ne sont pas présents sur les contraintes au milieu du joint. Au contraire, le design final (avec becs) ne présente pas d'effet de bord et ne change pas l'état de contrainte général du joint. Les deux autres angles : 15° et 75° présentent les mêmes caractéristiques avec et sans becs. Cette méthode pour éliminer les effets de bord est connue de la communauté des adhésifs : Cognard et al. [2005, 2010a]; Carrere et al. [2015]. Plusieurs simulations numériques ont été réalisées pour concevoir la géométrie des becs.

2.2.2 L'éprouvette *DODECA* finale

L'éprouvette *DODECA* finale, montrée en Fig. II.9, est donc une évolution du premier design en ajoutant les becs aux bords du joint adhésif. Cette partie analyse l'état de contrainte du joint selon l'angle d'impact. La Fig. II.12 représente l'état de contrainte du joint (contrainte normale σ_{yy} et contrainte de cisaillement σ_{xy}) au milieu du joint sur la longueur entière du joint (40 mm) pour les trois angles d'impact. On peut remarquer que l'état de contrainte n'est pas homogène sur la longueur entière du joint. Ceci est caractéristique des assemblages collés, en particulier en dynamique. D'où la nécessité de développer une méthode de mesure locale.

Pour l'angle de 45°, l'état de contrainte est assez homogène dans la zone centrale : cisaille-

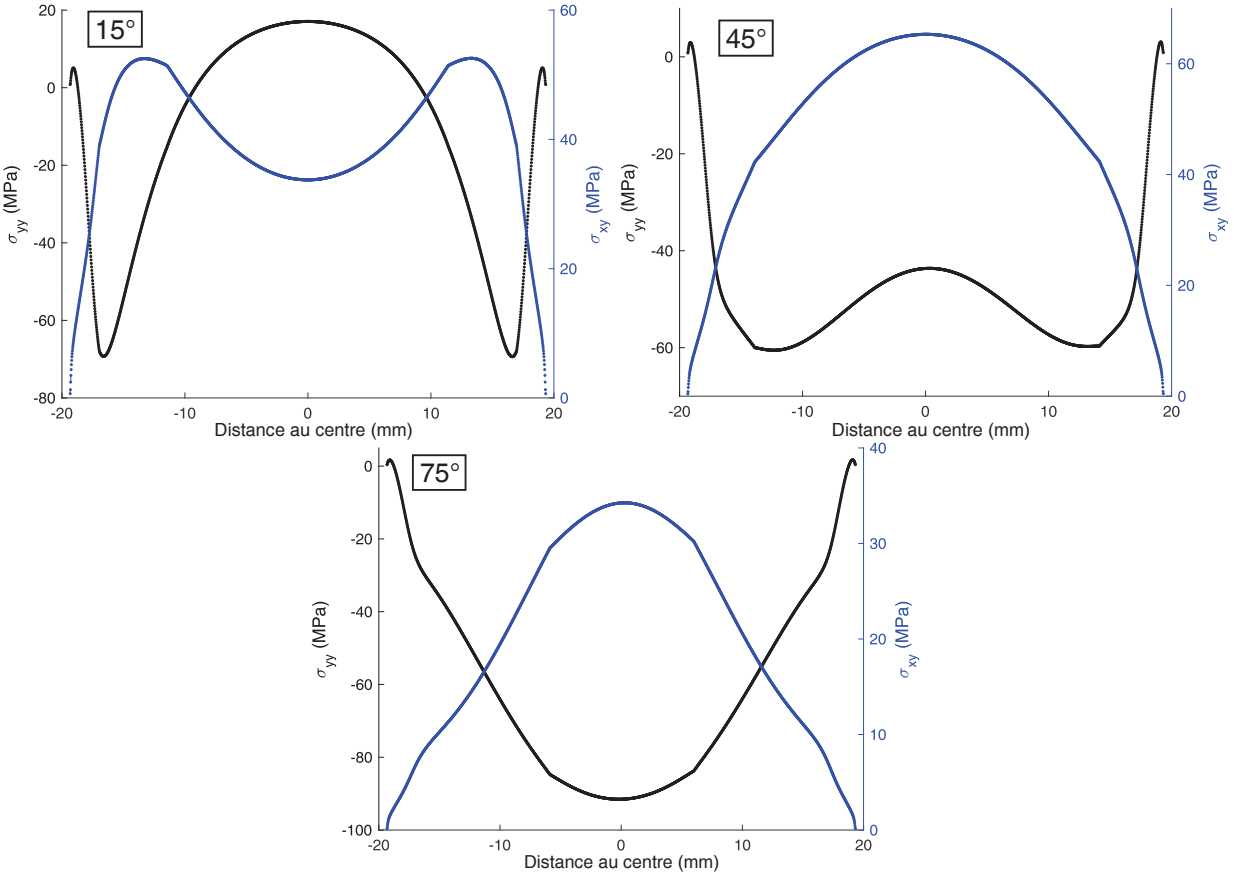


Figure II.12: Simulation numérique : Contrainte normale σ_{yy} et contrainte de cisaillement σ_{xy} au milieu du joint en fonction de la distance au centre pour les essais à 15°, 45° et 75°

ment marqué et faible compression. Ensuite, en allant vers les bords, les contraintes s'annulent. Pour l'angle de 75°, l'état de contrainte est davantage hétérogène. Seule la zone centrale d'environ 15 mm est sollicitée : cisaillement faible et forte compression. Les contraintes diminuent linéairement en allant vers les bords. Pour l'essai à 15°, l'état de contrainte du joint est très hétérogène. La zone centrale d'environ 20 mm présente un cisaillement marqué et une traction faible. En allant vers les bords, la traction se mue en forte compression puis s'annule au bord, et le cisaillement augmente légèrement puis s'annule au bord. Même si l'essai à 15° est hétérogène, il est très intéressant car il permet d'obtenir de la traction en appliquant un chargement de compression. Les états de contrainte ne varient pas dans les autres directions y et z. Ainsi, la contrainte à l'interface joint/substrat et au milieu du joint sont identiques. Ceci est d'ailleurs visible en Fig. II.10 pour l'essai à 15°.

Le Tab. II.1 résume les trois états de contrainte disponibles grâce aux trois angles d'impact. Ces état de contraintes correspondent à la zone centrale du joint, zone la plus critique pour les trois essais. La mesure locale comprendra cette zone centrale du joint. La caractérisation de la rupture du joint adhésif s'effectuera d'après les déformations et contraintes estimées au centre de l'éprouvette : abscisse 0 mm dans les figures ci-dessus. D'ailleurs, les simulations numériques ont montré que les contraintes au milieu du joint et celles aux interfaces joint/substrat sont équivalentes. On peut le voir sur l'essai à 15° en Fig. II.10. Ainsi, si on suppose que les interfaces joint/substrat sont parfaites, la rupture adhésive (interface) n'est pas privilégiée devant la rupture cohésive (dans le joint). Ceci est nécessaire pour caractériser la rupture du joint adhésif et non la rupture de l'interface joint/substrat.

Tableau II.1: États de contrainte de l'éprouvette *DODECA* selon l'angle d'impact

Angle(°)	Cisaillement	Compression	Traction
15	++	/	+
45	++	+	/
75	+	++	/

L'essai à 15° nécessite un ajustement géométrique de l'éprouvette *DODECA*. A cause des becs, le chargement mécanique n'est pas centré sur l'éprouvette *DODECA* ce qui entraîne un couple importun. Ceci est illustré en Fig. II.13 : le chargement à l'entrée et le chargement à la sortie sont décalés du centre. Aux barres d'Hopkinson, l'équilibre a lieu au bout de 30 μs dans notre cas ce qui laisse le temps à l'onde incidente de provoquer la rotation de l'éprouvette. Cette rotation n'aurait pas lieu en quasi-statique. La solution imaginée fut d'ajouter des becs symétriques aux premiers pour déplacer les centres de chargement au

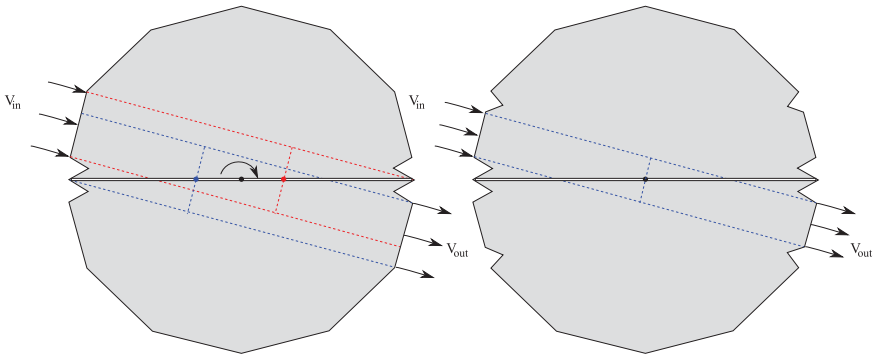


Figure II.13: Ajustements géométriques évitant la rotation de l'éprouvette pour l'essai à 15°

centre de l'éprouvette, comme illustré en Fig. II.13. Une campagne expérimentale a montré que la longueur entre les becs doit être comprise entre 4.3 et 4.8 mm pour qu'aucune rotation n'ait lieu. Cet ajustement ne modifie pas l'état de contrainte du joint adhésif. Il pourrait être réalisé sur les trois angles mais il réduit la surface d'appui dans le montage de collage (section 2.2.3) ce qui n'est pas souhaitable.

L'essai à 75° ne nécessite pas d'ajustement si on s'intéresse au comportement de l'adhésif. En revanche, la rupture du joint est très difficile à atteindre pour plusieurs raisons. La limite d'élasticité du joint est très haute sur cet essai car la compression y est très importante. Ceci demande une vitesse d'impact importante et entraîne une plastification généralisée des substrats. Ainsi, la déformation incidente se répartit dans l'adhésif et dans les substrats, et non dans l'adhésif seulement. De plus, seule la zone centrale subit un cisaillement susceptible de casser le joint. La solution imaginée fut de coller les deux substrats uniquement sur les 12 mm centraux de l'éprouvette. L'état de contrainte reste inchangé. Cet ajustement permet d'atteindre la rupture du joint à des vitesses importantes de l'ordre de 12 m/s. Avec l'éprouvette classique, la rupture est atteinte aussi car on peut observer des fissurations dans la zone centrale qui ne se sont pas propagées sur toute la longueur du joint à cause de la compression importante. Le fait d'avoir le joint adhésif uniquement au centre nous permet de localiser la rupture correspondant à la chute de force. Une autre solution serait d'utiliser des substrats avec une limite élastique plus élevée. Ceci n'est pas forcément souhaitable car la plastification de l'aluminium est un atout pour les deux autres angles. Dans ce cas, elle a lieu uniquement dans les zones de contact avec les barres loin du joint adhésif. Elle permet d'allonger alors la durée de l'essai ce qui facilite l'imagerie des essais (voir section 2.3).

2.2.3 Fabrication des éprouvettes

Une étape très importante de cette méthode est la fabrication de l'éprouvette *DODECA*. L'adhésif étudié ici est un adhésif structural rigide comme décrit dans le Chap. I. Il est sous forme de film à cru. Les substrats sont en aluminium 2017 A et usinés à l'extérieur. Pour réaliser un assemblage collé, un montage de collage est nécessaire. Celui-ci assurera la planéité, la régularité et l'homogénéité du collage durant la « cuisson » de l'adhésif. Durant

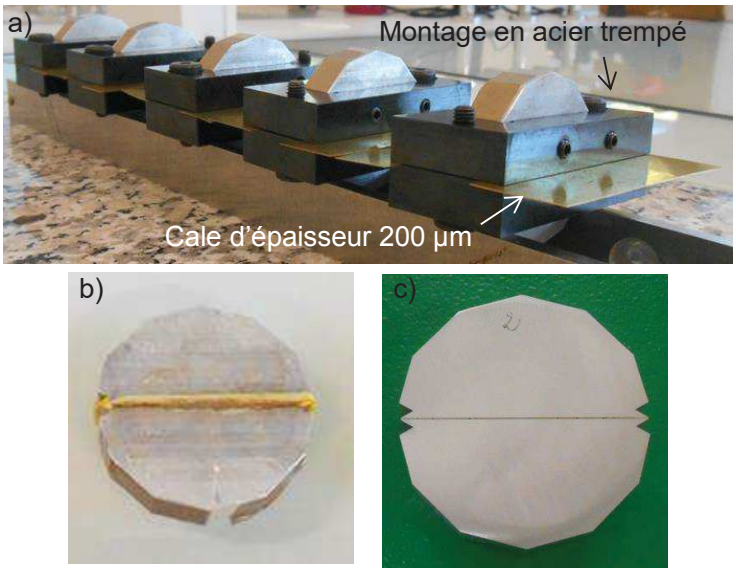


Figure II.14: (a) Montages de collage avant cuisson ; (b) Éprouvette *DODECA* après cuisson et démoulage ; (c) Éprouvette *DODECA* prête pour l'essai

cette phase, la viscosité de l'adhésif évolue énormément d'où la nécessité d'un montage de collage. La Fig. II.14 montre les cinq montages de collage qui ont été conçus pour fabriquer cinq éprouvettes *DODECA* en même temps. Ce montage est le successeur d'un précédent montage moins performant.

Dans ce montage, chaque substrat est maintenu dans un support en acier sur deux faces du dodécagone par deux vis de côté. Des vis de centrage permettent d'appliquer une force normale au joint et de maintenir les deux supports alignés pendant toute la phase de collage. Des cales d'épaisseur 200 μm contrôlent l'épaisseur du joint.

Un protocole précis doit être respecté :

- Application de démoulant au pinceau à l'intérieur des supports sur les zones de contact substrat/support et sur les cales.
- Ajout de scotch téflon sur les faces du substrat en contact avec le support. Cette étape dépend de la géométrie initiale des substrats. Le substrat doit dépasser de quelques centaines de μm de la surface du support une fois qu'ils sont plaqués l'un contre l'autre.
- Serrage des deux vis de côté. Ce serrage doit être fort pour éviter le glissement des substrats lors de la cuisson.
- Polissage des surfaces à coller à la polisseuse au papier carbone P1000 pour les ramener au niveau de la surface du support. Cette étape permettra de contrôler l'épaisseur du joint en ajoutant les cales entre les supports et non dans le joint.
- Abrasage léger des surfaces au P1000
- Lavage à l'eau, puis 3 fois à l'isopropanol. Séchage sous hotte.
- Application de démoulant sur les surfaces du montage qui entourent les surfaces à coller. Pour cela, des chanfreins ont été réalisés sur les supports.
- Découpage au cutter du film : 10×39 mm et application sur les deux surfaces à coller. Deux films sont nécessaires pour atteindre une épaisseur de $200 - 300$ μm.
- Serrage des deux vis de centrage jusqu'à ce que les cales soient bloquées.
- Cuisson de l'adhésif selon le cycle de température utilisé par Safran : montée de 20 à 150 $°C$ à 1.5 $°C/min$, plateau à 150 $°C$ pendant 3 h, descente à 20 $°C$ à 1.0 $°C/min$.
- Pendant la cuisson, la colle flue entre les supports. L'application du démoulant a empêché l'adhérence sur les supports. L'éprouvette après cuisson est montrée en Fig. II.14b.
- Les surfaces extérieures de l'éprouvette sont polies au papier P1000 pour enlever le surplus de colle et aplanir les surfaces. Ceci est nécessaire pour l'imagerie de l'essai. L'éprouvette finale est visible en Fig. II.14c.

En suivant ce protocole, le collage est de bonne qualité. Il y a peu de porosité : la visualisation des surfaces au microscope numérique montre environ 5 % de porosité. Le collage est régulier et plan. L'épaisseur moyenne de l'adhésif est d'environ 300 μm avec des variations de 6 % en moyenne sur toute la longueur du joint. L'annexe A fournit des détails sur la régularité des collages et son intérêt dans notre méthode.

2.3 Mesures locales : imagerie optique et corrélation d'images

Le système d'imagerie

Les barres d'Hopkinson fournissent seulement des mesures globales sur l'assemblage collé. La section 1.2.2 a montré le potentiel de l'imagerie rapide et de la corrélation d'images pour la caractérisation dynamique. Une caméra ultra-rapide *Phantom* du LMS permet de prendre des images jusqu'à 150 000 im/s. La résolution temporelle des images est réglable, mais a

Tableau II.2: Paramètres du système d'imagerie et de la corrélation d'images

Caméra	Phantom v7.3
Objectif	Nikon 105 mm f 2.8 1:1
Éclairage	Visatec SOLO 1600 B : flash halogène, 150 W
Temps d'exposition	1 μs
Temps entre 2 images	$13 - 14$ μs
Résolution 45° et 15°	416×80 pixels (1 $pi \approx 52$ μm)
Résolution 75°	196×144 pixels (1 $pi \approx 55$ μm)
Logiciel DIC	Vic2D
Subset déplacements	9 pixels (step : 1 pi)
Subset déformations	21 pixels (step : 1 pi)

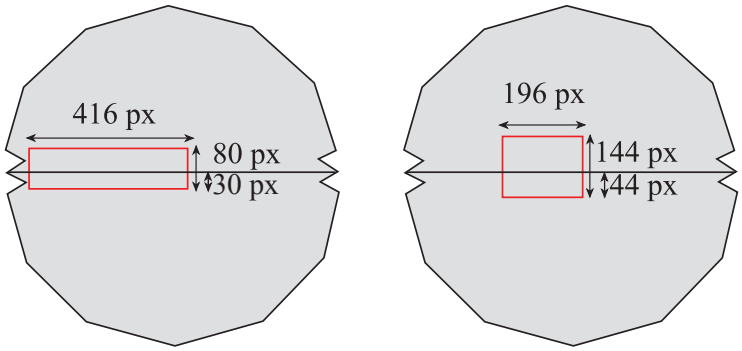


Figure II.15: Zones imagées pour les essais à 45° et 15° (gauche) et l'essai à 75° (droite)

une influence sur la résolution spatiale des images. Une grande résolution temporelle entraîne une faible résolution spatiale. Ceci constitue la principale limite de notre mesure et va avoir une grande influence sur notre méthode : choix du couple résolution temporelle/résolution spatiale, choix de la zone imagée, techniques d'éclairage et de mouchetis.

Les paramètres principaux du système d'imagerie sont résumés en Tab. II.2. La vitesse d'acquisition des images est d'environ 80 000 im/s ce qui correspond à 1 image toutes les 13 μs. A cette vitesse, la caméra est réglée en mode ultra-rapide ce qui fixe le temps d'exposition à 1 μs. Les zones imagées pour les trois angles sont montrées en Fig.II.15. Pour les trois essais, la zone imagée suit les axes x et y du joint ce qui impose la rotation de la caméra selon l'angle d'essai. Ainsi, la position et la direction de la caméra sont différentes pour chaque essai.

Pour les essais à 15° et à 45°, la fenêtre imagée est de 416×80 pixels, correspondant à une zone de 21.6×4.2 mm. On image donc le joint sur environ 2 mm de chaque côté de celui-ci. Cette zone donne accès à l'état de déformation du joint en entier sauf entre les becs. La zone est décalée de quelques mm selon la direction x au-delà du centre car c'est la principale zone d'intérêt. Selon la direction y, la zone est décalée d'environ 10 pixels pour tenir compte du mouvement de corps solide pendant les essais. En effet, la compression de l'éprouvette est accompagnée d'un mouvement de corps solide dans la direction des barres variant de 0.5 à 3.0 mm selon la vitesse d'impact. On doit donc tenir compte de cette translation pour garder le joint et les zones des substrats adjacentes dans le champ de l'image.

Pour l'essai à 75°, la fenêtre imagée est de 196×144 pixels, correspondant à une zone de 10.8×7.5 mm. Cette zone donne accès à l'état de déformation du joint sur une zone plus restreinte, se focalisant sur la zone centrale de l'éprouvette. Selon la direction y, la zone est décalée d'environ 30 pixels pour contrebalancer le mouvement de corps solide très important

pendant cet essai. Cette translation est très marquée car la vitesse d'impact à 75° est plus importante, et l'axe y du joint est pratiquement confondu avec l'axe des barres.

Le temps d'exposition est très faible ce qui impose un éclairage puissant. On utilise un flash halogène 150 W (Visatec SOLO 1600 B) visible en Fig. II.16. La position et la puissance du flash sont réglées avant chaque essai pour optimiser le contraste des images. Dans ce but, le niveau de blanc maximal est réglé à environ 220. L'Annexe B fournit des détails sur l'optimisation de l'éclairage et son évolution au cours de la thèse. Le flash dure environ 10 ms : temps de montée de 200 μs, lumière constante sur 2 ms, temps de descente de 8 ms. Ce flash doit donc être déclenché de manière à ce que le chargement ait lieu pendant l'étape de lumière constante. Pour cela, une « trigger box » sert à déclencher la caméra et le flash : la déformation mesurée sur la jauge d'entrée est le signal de déclenchement. Cette jauge est située à 1.5 m de l'éprouvette ce qui correspond à environ 300 μs ($c_{alu} \approx 5000$ m/s). La chargement a donc lieu pendant l'étape de lumière constante sans besoin de décalage supplémentaire.

La corrélation d'images

Cette technique nécessite l'application d'un mouchetis sur la surface d'intérêt avant essai. Ce mouchetis a été étudié en détail pour optimiser les résultats de corrélation d'images. Ce travail est présenté en Annexe B. Le meilleur mouchetis est réalisé à l'aérographe : fond blanc avec des tâches noires de 150 μm (3 fois la taille des pixels) à l'encre de Chine. L'essai doit être réalisé le plus vite possible après application du mouchetis pour limiter l'éclatement de la peinture lors de l'essai. La réalisation du mouchetis est une étape importante de la méthode. En raison de la faible résolution spatiale des images, le mouchetis doit être optimal pour obtenir une précision suffisante (Annexe B).

La corrélation d'images est effectuée avec le logiciel Vic2D. Les paramètres principaux de cette corrélation sont résumés en Tab. II.2. Pour la mesure des déplacements, on utilise des subsets de 9 pixels espacés de 1 pixel. On a choisi des petits subsets à cause de la faible résolution spatiale et du faible rapport épaisseur du joint (300 μm)/taille de pixel (50 μm). Cette méthode ne permet pas de mesurer des déplacements locaux directement dans le joint précisément à cause de ce faible rapport. Les déplacements dans le joint sont très grands devant les déplacements dans les substrats. Les subsets-joint comprennent forcément le joint et le substrat ce qui va automatiquement augmenter les résidus de corrélation dans ces zones. En revanche, le déplacement des substrats est mesuré avec précision. On peut donc en déduire une déformation globale (dans l'épaisseur) du joint dans de multiples zones sur la direction x du joint. Cette méthode et ses hypothèses sous-jacentes sont détaillées en Chap. III. La mesure des déplacements directement dans le joint serait très complexe. Elle nécessiterait un objectif de microscope. On serait contraint de se limiter à une très petite zone du joint (quelques mm) à cause de la faible résolution spatiale et du mouvement de corps solide. La mesure indirecte est donc plus intéressante.

Outre les déplacements, la corrélation d'images va nous donner accès à une estimation directe des contraintes dans le joint. Cette méthode sera expliquée en section 2 du Chap. III. Elle nécessite la « mesure » du champ de déformation. Celle-ci est réalisée avec des subsets de 21 pixels espacés de 1 pixel. On est contraint d'augmenter la taille des subsets pour diminuer le bruit de mesure. Celui-ci est amplifié sur le champ de déformation à cause de la dérivation du champ de déplacement.

Cette mesure de champ de déplacements par corrélation d'images pourra difficilement être utilisée comme dans le cadre d'une méthode *FEMU* dans le Chap. V sur le calcul inverse des propriétés du joint adhésif. Cela vient de la faible résolution spatiale des images et de l'hétérogénéité du champ mesuré. La confrontation entre mesures et modèle se fera donc

entre zones locales, et non entre champ mesuré et champ numérique.

2.4 Le dispositif complet

Les sections précédentes ont détaillé les deux parties principales du dispositif de mesure : les barres d'Hopkinson et le système d'imagerie/corrélation d'images. La Fig. II.16 montre une photo du dispositif expérimental et du flash halogène. Outre l'éprouvette *DODECA*, les barres et la caméra, d'autres détails visibles sur cette photo sont importants dans la méthode de mesure :

- Une plaque de Plexiglas est fixée au-dessus de l'éprouvette. En-dessous de l'éprouvette, on place une pièce en carton/mousse. Ces éléments sont des protections qui retiennent les substrats lors de la rupture de l'assemblage. En effet, lors de la rupture du joint adhésif, les deux substrats sont projetés dans des directions quelconques. Ces protections sont partielles. Des protections supplémentaires auraient dégradé l'éclairage de l'éprouvette et l'imagerie de l'essai.
- Un tube de graisse silicone est visible sur la plaque de protection. Cette graisse est appliquée entre les surfaces de l'éprouvette et les barres pour améliorer le contact (passage des ondes aux interfaces).
- Deux éclairages flexibles sont visibles. Ils ne sont pas utiles pendant l'essai. En revanche, ils permettent de régler précisément la zone à imager. Ce réglage ne peut être réalisé avec le flash qui est un éclairage discontinu de 2 ms.

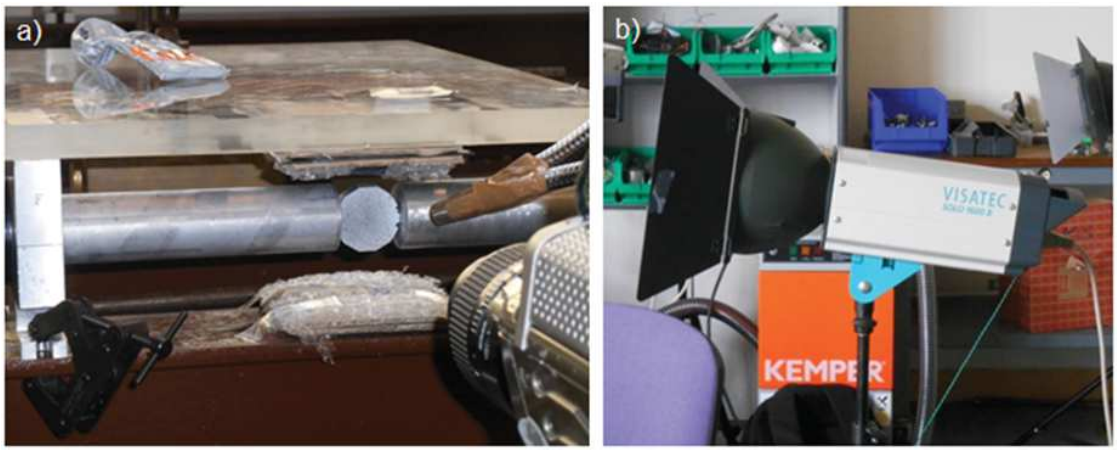


Figure II.16: Photo du dispositif expérimental complet et flash halogène

Le dispositif complet de mesure est donc composé des barres d'Hopkinson de compression fournissant le chargement dynamique et les mesures globales de forces et de déplacements, complétées par un système d'imagerie donnant accès à des mesures locales de déplacement dans la zone du joint adhésif. La Fig. II.17 schématise le dispositif expérimental complet.

Les forces de notre dispositif sont l'éprouvette *DODECA* innovante permettant la caractérisation d'un joint adhésif sous trois états de contraintes différents, et l'imagerie ultrarapide locale du joint adhésif pendant l'essai. La technique de corrélation d'images est utilisée pour les mesures locales de déplacement. Le Chap. III illustrera aussi une méthode d'estimation de la contrainte à partir du champ de déformation issu de la corrélation d'images. Le compromis résolution temporelle/résolution spatiale de nos images constitue la principale limitation de notre moyen de mesure. Celle-ci est uniquement une limitation technologique : l'utilisation d'une caméra de plus haute performance améliorerait le couple résolution temporelle/résolution spatiale.

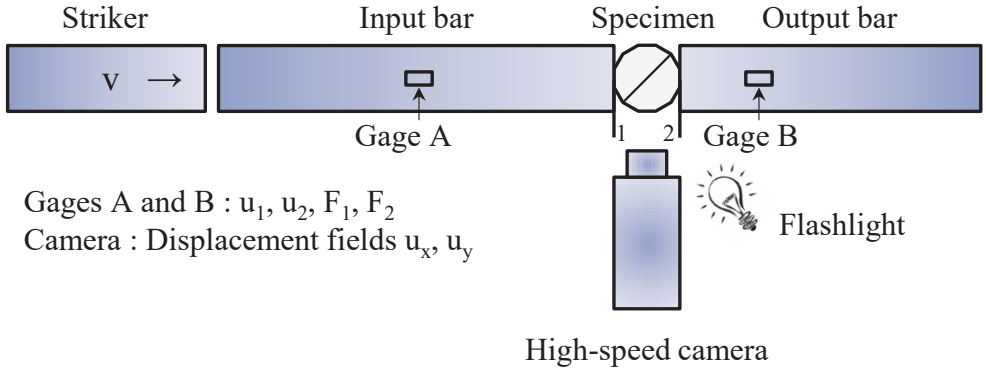


Figure II.17: Schéma du dispositif expérimental complet : barres d'Hopkinson et système d'imagerie

CHAPITRE III

Caractérisation expérimentale des joints adhésifs

Dans ce chapitre, nous décrirons les résultats expérimentaux issus de l'essai DODECA *décrit en Chap. II. Les trois essais à 45°, 15° et 75° seront comparés à travers l'évolution de la force de sortie aux barres d'Hopkinson, et l'évolution de déplacements locaux mesurés par corrélation d'images. Ces mesures « brutes » fourniront une première caractérisation du joint adhésif. La seconde partie développe une méthode innovante d'estimation de la contrainte dans le joint à partir de la mesure de la déformation dans les substrats. Les forces et les limites de cette technique seront détaillées.*

Sommaire

1 Résultats « bruts » **34**
- 1.1 Focus sur l'essai à 45° 34
  - 1.1.1 Mesures globales : force aux barres d'Hopkinson 34
  - 1.1.2 Mesures locales : déplacements et déformations par corrélation d'images 35
  - 1.1.3 Confrontation des mesures globales et locales 38
- 1.2 Comparaison des trois essais 40
- 1.3 Observation des surfaces de rupture 43

2 Extraction de la contrainte locale par DIC **46**
- 2.1 Descriptif de la méthode 46
- 2.2 Comportement du joint adhésif issu des trois essais 47
- 2.3 Forces et limites de la mesure 48

1 Résultats « bruts »

L'essai *DODECA* décrit en Chap. II a été conçu pour caractériser un joint adhésif en dynamique sous différents états de contrainte. Cette première partie résume les résultats « bruts » issus de cet essai : force globale aux barres d'Hopkinson et déplacements locaux par corrélation d'images. On les appelle mesures « brutes » car elles ne nécessitent pas de modèle mécanique contrairement à l'extraction de la contrainte locale développée en section 2. Néanmoins, ce ne sont pas des mesures directes car elles nécessitent déjà un post-traitement important. Celui-ci a été présenté partiellement en Chap. II, la suite est exposé dans la section suivante en se concentrant sur l'essai à 45°.

1.1 Focus sur l'essai à 45°

1.1.1 Mesures globales : force aux barres d'Hopkinson

Tout d'abord, on se concentre sur l'essai à 45° et la mesure globale de force de sortie dérivée de la théorie des barres d'Hopkinson (Chap. II). La Fig. III.1 montre cette force de sortie en fonction du temps pour 4 essais à 45° et le Tab. III.1 résume les mesures caractéristiques tirées de ces courbes. Ces quatre essais sont réalisés pour caractériser le

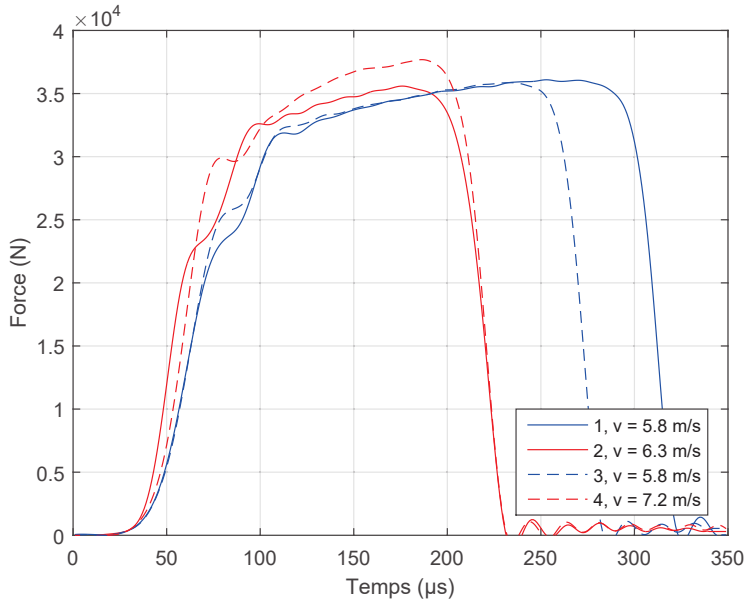


Figure III.1: Force de sortie mesurée en fonction du temps pour 4 essais à 45°

Tableau III.1: Mesures caractéristiques globales (barres d'Hopkinson) des 4 essais à 45°

Éprouvette	Pression (bar)	Vitesse (m/s)	Temps de chargement (μs)	Force à rupture (kN)
4	0.9	7.2	166	37.7
2	0.84	6.3	156	35.6
1	0.8	5.8	233	36.1
3	0.8	5.8	213	35.9
Moyenne	/	/	/	36.325
Écart-type	/	/	/	0.94

joint adhésif à 45° et examiner la reproductibilité du test. Le paramètre de contrôle de ces essais est la pression d'air comprimé à laquelle l'impacteur est lancé. Elle impose la vitesse de l'impacteur à la sortie du canon. Les formes des quatre signaux de force sont très proches. Les différences viennent principalement de la variation de la vitesse de l'impacteur. Les essais ont été réalisés dans l'ordre du tableau : 4, 2, 1 et 3, i.e. en diminuant la vitesse pour accroître la durée de l'essai et obtenir ainsi un nombre plus important pour la corrélation d'images. En effet, plus cette vitesse est grande, plus la force de sortie augmente rapidement et plus le joint adhésif casse rapidement ce qui raccourcit la durée de l'essai. En Fig. III.1, la chute de force correspond à la rupture du joint adhésif (vérifiable par l'imagerie) et n'est pas lié à la longueur de l'impacteur comme un essai classique aux barres d'Hopkinson. On peut d'ailleurs vérifier que les quatre temps de chargement sont inférieurs au temps limite $T_{ch} = \frac{2L}{C_{imp}} \approx \frac{2\times 0.85}{5000} \approx 340\ \mu s$. Les autres différences entre les courbes doivent venir du contact barre/éprouvette, de l'éprouvette elle-même... Mais, celles-ci restent limitées.

De plus, la force à rupture est très reproductible. Le Tab. III.1 nous montre que la force à rupture moyenne est de 36.3 kN avec un écart-type inférieur à 1 kN. Les variations de vitesse sont trop faibles pour être visibles sur la valeur de la force à rupture. En effet, pour chaque essai, on reste à un taux de déformation proche de 1500 s^{-1} dans le joint. En faisant varier la vitesse, on a privilégier le nombre d'images à l'égalité *stricto sensu* du taux de déformation.

Tout ceci montre la robustesse et la reproductibilité de notre test. La force à rupture mesurée est significative de la résistance dynamique de l'assemblage collé et peut servir à classer des assemblages collés entre eux. On ne montre pas ici les déplacements globaux des interfaces barres/éprouvette issus de la théorie des barres d'Hopkinson car ils sont représentatifs de l'assemblage et non du joint adhésif seul. Au contraire, les déplacements locaux mesurés par corrélation d'images présentés en section suivante vont fournir des informations sur le joint adhésif seul.

1.1.2 Mesures locales : déplacements et déformations par corrélation d'images

Le système d'imagerie de l'éprouvette *DODECA* au cours de l'essai a été conçu pour apporter des informations locales sur le comportement du joint adhésif. En particulier, la technique de corrélation d'images expliquée en Chap. II est utilisée pour mesurer les déplacements sur une zone bien choisie (Fig. II.15). La Fig. III.2 montre les champs de déplacements horizontal et vertical pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$ aux temps : 1, 14, 41 et 180 μs. Les temps ont été calculés à partir des signaux de force de sortie (barres d'Hopkinson). On reviendra sur le calage temporel par la suite. Les carrés blancs sont des jauges virtuelles situées au milieu du joint selon la direction x et de part et d'autre du joint selon la direction y. L'amplitude des déplacements augmente avec le temps à cause du mouvement de corps solide lors de l'essai. De plus, l'état de déformation est cohérent avec la prévision numérique (Fig. II.12) : le cisaillement est maximal au centre et décroit vers les bords, la compression du joint est faible tout le long du joint avec un maximum à environ 10 mm du centre. La lecture du champ vertical est plus délicate car les variations de déplacements sont très faibles. Sur l'image à $t = 180\ \mu s$, certaines zones proches du joint ne montrent pas de résultat de corrélation. Elles correspondent à des zones de grande déformation où la peinture du mouchetis a éclaté pendant l'essai.

Ces champs de déplacements sont utilisés pour mesurer la déformation dans le joint. On rappelle que la direction x correspond à la longueur du joint, la direction y correspond à l'épaisseur du joint et la direction z correspond à l'épaisseur de l'éprouvette (Fig. I.11). Les champs de déformation pourraient être obtenus directement en dérivant numériquement les

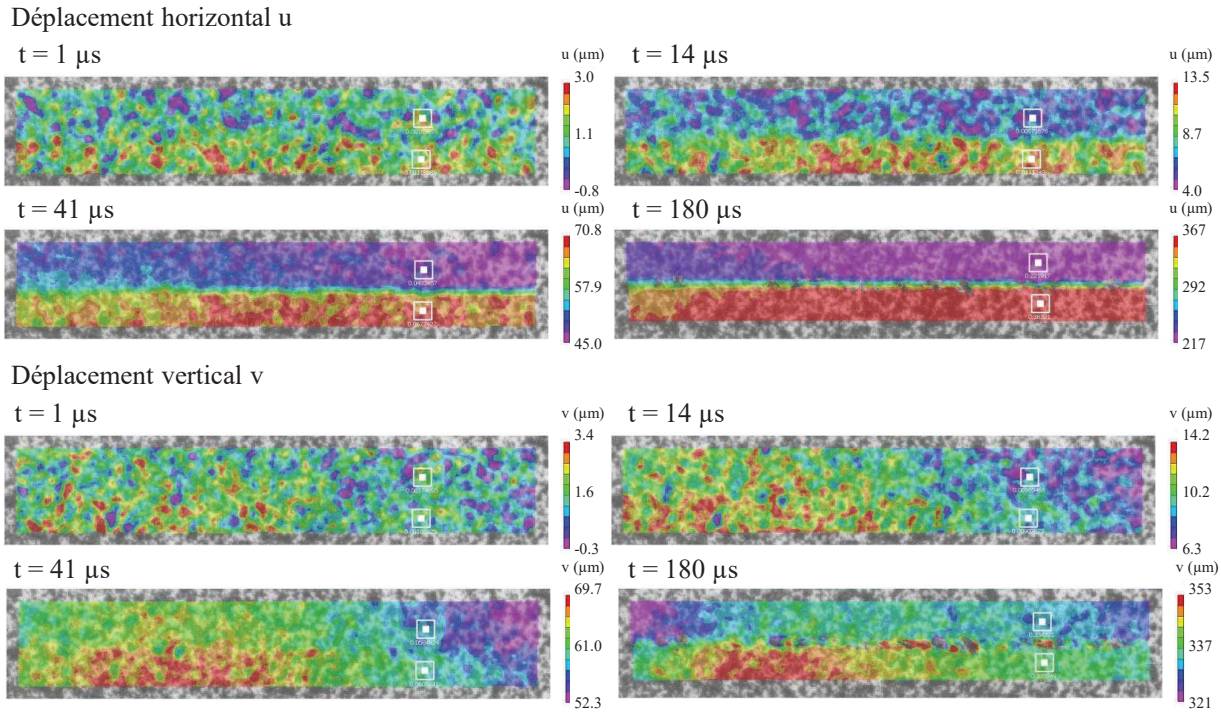


Figure III.2: Champs de déplacement horizontal (haut) et vertical (bas) mesurés par corrélation d'images pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$ aux temps : 1, 14, 41 et 180 μs

champs de déplacements. Néanmoins, cette procédure amplifie le bruit de mesure. De plus, l'épaisseur du joint est inférieure à la taille des subsets (Chap. II). On ne peut donc pas faire confiance aux mesures dans le joint. En revanche, les mesures dans les substrats sont bien connues et nous fournissent les déformations dans le joint selon l'analyse développée ci-dessous.

Les déplacements dans la direction z sont supposés homogènes et nuls. Ainsi, les déplacements selon x et y notés u^* et v^* dépendent seulement de x et y (l'exposant * indique que la quantité est reliée au substrat, sinon la quantité est reliée au joint). Les déformations sont supposées indépendantes de la direction y et sont déterminées par les relations suivantes (avec h l'épaisseur du joint) :

$$\begin{cases} \Delta u(x) = u^*(x, h/2) - u^*(x, -h/2) \\ \Delta v(x) = v^*(x, h/2) - v^*(x, -h/2) \end{cases} \tag{III.1}$$

Les déplacements u et v dans le joint sont supposés linéaires selon y :

$$u(x) = \frac{\Delta u(x)}{h} y + f_u(x) \quad \text{et} \quad v(x) = \frac{\Delta v(x)}{h} y + f_v(x) \tag{III.2}$$

Les fonctions $f_u(x)$ et $f_v(x)$ peuvent être évaluées en Fig. III.2. Dans cette étude, les déformations sont déterminées au milieu du joint (en utilisant les jauges virtuelles visibles en Fig. III.2), $f_u(x)$ et $f_v(x)$ sont négligées. De plus, les variations de $h\Delta v(x)$ selon la direction x sont supposées négigeables par rapport à $\Delta u(x)$, plus précisément :

$$\Delta u(x) >> h \frac{\partial \Delta v(x)}{\partial x} \tag{III.3}$$

Ainsi, en combinant (III.1) et (III.2), le tenseur de déformation selon la direction x est :

$$\varepsilon_{xy}(x) = \frac{\Delta u(x)}{2h} \quad \text{et} \quad \varepsilon_{yy}(x) = \frac{\Delta v(x)}{h} \tag{III.4}$$

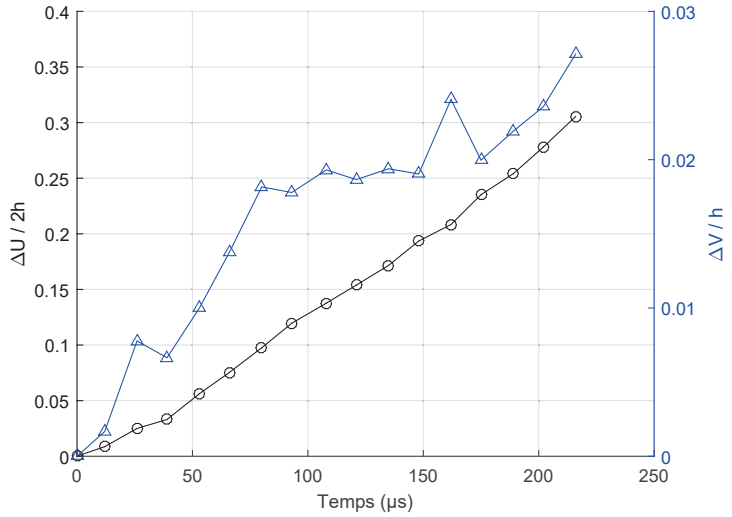


Figure III.3: Évolutions temporelles des déformations de cisaillement et de compression au milieu du joint adhésif pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$

La Fig. III.3 montre les évolutions temporelles des déformations de cisaillement et de compression au milieu du joint adhésif pour un essai à 45° à $v = 5.8\ m/s$. Elles ont été déterminées suivant la procédure décrite ci-dessus en utilisant les jauges virtuelles visibles en Fig. III.2. Ces jauges sont des carrés de largeur 15 pixels, soit environ 600 μm. La déformation de cisaillement (en noir) évolue linéairement avec le temps jusqu'à environ 30 % à la rupture. En revanche, la déformation de compression (en bleu) a tendance à saturer aux alentours des 2 % de déformation. Ces graphiques permettent de mesurer la taux de déformation au sens de Von Mises $\dot{\varepsilon}_{vm}$. Ces essais à 45° montrent un taux de déformation d'environ 1500 s^{-1}. Cette figure nous renseigne également sur la précision de notre mesure grâce à la déformation de compression notamment : le pic à 160 μs correspond au bruit de mesure maximal. Il est d'amplitude 0.5 %, soit 1.5 μm. L'incertitude sur le déplacement est très satisfaisante compte tenu de la taille des pixels (environ 50 μm) et de la taille des subsets : 9 pixels. Les évolutions temporelles de ces déformations sont très reproductibles sur les 4 essais.

Les déformations à rupture sont répertoriées pour les 4 essais dans le Tab. III.2. Les résultats à rupture sont très reproductibles. Les différences viennent principalement de la faible résolution temporelle des images qui nous empêche de localiser précisément le moment de la rupture. Dans notre cas, on a fixé la rupture à la dernière image avant le maximum de la force de sortie. La rupture est aussi visible directement sur l'image. En cisaillement, la

Tableau III.2: Mesures caractéristiques locales (corrélation d'images) des 4 essais à 45°

Éprouvette	Vitesse (m/s)	Déformation de cisaillement à rupture	Déformation de compression à rupture
4	7.2	0.32	0.015
2	6.3	0.30	0.020
1	5.8	0.31	0.025
3	5.8	0.35	0.015
Moyenne	/	0.32	0.01875
Écart-type	/	0.022	0.0048

déformation à rupture est très grande : 32 % en moyenne. En compression, la déformation à rupture est beaucoup plus faible : 2 % en moyenne.

Encore une fois, ces analyses illustrent la robustesse et la reproductibilité de ces mesures locales donnant accès à l'état de déformation du joint adhésif pendant l'essai. La mesure globale de force et ces mesures locales de déformation sont confrontées dans la section suivante.

1.1.3 Confrontation des mesures globales et locales

La section 1.1.1 a développé la mesure globale de force de l'essai *DODECA* et la section 1.1.2 les mesures locales de déformation du joint adhésif. Il parait tentant de mettre en parallèle ces deux mesures.

Pour cela, les bases temporelles de ces deux mesures doivent être les mêmes. Pour ce calage temporel, on fixe l'origine du temps à l'interface d'entrée (début du chargement sur l'éprouvette). Le signal de déclenchement de la caméra est enregistré sur la base de temps des signaux des jauges des barres d'Hopkinson, et le logiciel d'acquisition des images enregistre les images par rapport au temps de déclenchement. A priori, l'analyse de ces signaux permet de caler les images avec la force de sortie. Cependant, l'analyse des signaux des jauges nécessite elle-même un calage temporel. Dans le logiciel *DAVID*, les ondes incidente, réfléchie et transmise sont décalées pour parfaire les propagations aux interfaces. Ce décalage est de quelques microsecondes. A cela, s'ajoute le temps de propagation entre la jauge de déclenchement, la « trigger box » et la caméra qui peut varier de quelques microsecondes aussi. Ainsi, cette méthode de calage est entachée d'incertitudes et fastidieuse car il faut repasser par les signaux des jauges. On privilégiera la méthode suivante. L'origine des temps est fixée 10 μs avant que la force de sortie atteigne 400 N. Ensuite, on décale les images enregistrées par rapport au temps de déclenchement du temps de propagation entre la jauge d'entrée (référence de déclenchement) et l'interface d'entrée. La force est ensuite extraite au temps de chaque image. Les deux méthodes sont équivalentes en terme de résultat, mais la seconde est plus aisée. L'incertitude sur ce calage est difficile à déterminer, mais est a priori importante, autour de 5 μs.

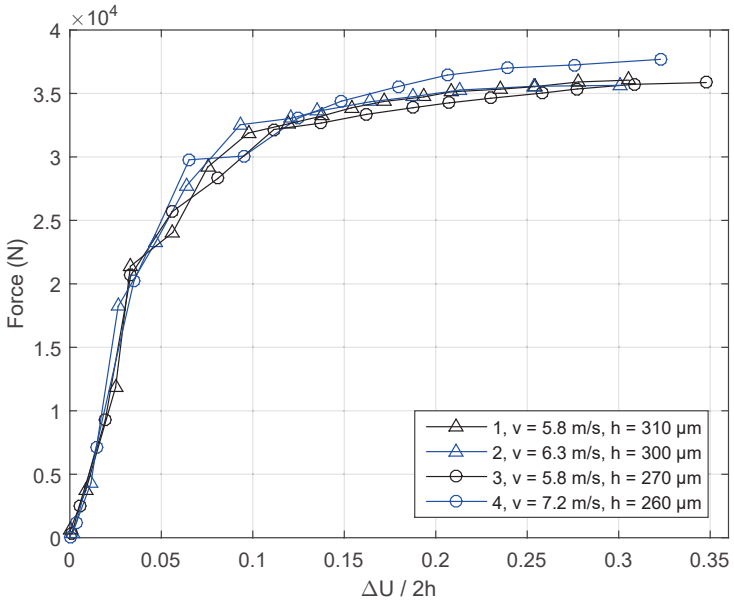


Figure III.4: Force de sortie des barres d'Hopkinson en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essais à 45°

La Fig. III.4 représente la force de sortie en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint pour les quatre essais à 45°. Le tracé de ces courbes a été réalisé jusqu'au maximum de la force correspondant à la rupture du joint. tout d'abord, les quatre signaux sont très proches ce qui confirme la qualité des éprouvettes et des mesures. La force sature rapidement tandis que le joint se déforme grandement, faisant penser à un comportement élastoplastique pour le joint. Cette observation rejoint le comportement du joint en quasi-statique. Néanmoins, cette représentation n'est pas forcément pertinente car la force est une grandeur globale associée à l'assemblage en entier, et la déformation une grandeur locale associée au milieu du joint.

En revanche, on peut estimer la contrainte de cisaillement au milieu du joint à partir de cette mesure de force de manière grossière. Les résultats de l'état de contrainte du joint (Fig. II.12) peuvent nous servir à en déduire la contrainte maximale au centre. D'après l'état de contrainte du joint pendant l'essai à 45°, le facteur entre la contrainte maximale au centre et la contrainte moyenne sur l'ensemble du joint est $\alpha = 1.35$. La Fig. III.5 représente cette contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif pour cet essai à 45°. La formule utilisée est : $\sigma_{xy} = \frac{\alpha F_s}{\sqrt{2} S_{joint}}$. La force de sortie est divisée par la surface du joint S_{joint} pour se ramener à la contrainte. Le facteur $\frac{1}{\sqrt{2}}$ correspond à la projection de la force sur l'axe de cisaillement à 45°. Le comportement élastoplastique est confirmé. La pente initiale de la courbe nous donne accès au module de cisaillement : $2G = 1600\ MPa$ ($\pm 150\ MPa$), et le point final à la contrainte à rupture en cisaillement : $\sigma_{xy,r} = 88\ MPa$ ($\pm 10\ MPa$). Ces valeurs ont des hypothèses fortes. Le système est supposé élastique et l'état de contrainte est supposé constant pendant l'essai. Or, les substrats se plastifient dans les zones d'impact en fin d'essai. Une partie de la force mesurée est donc dissipée dans les substrats. De plus, le joint se plastifiant, l'état de contrainte s'homogénéise sur tout le joint. Le cisaillement n'est plus maximal au centre mais généralisé dans l'ensemble du joint à partir d'un certain moment une fois la plasticité engagée. Ceci fait converger le coefficient α vers 1. On peut donc en conclure avoir une bonne estimation du module G du joint adhésif car le système est complètement élastique sur les premières images. En revanche, la contrainte à rupture en cisaillement est surestimée

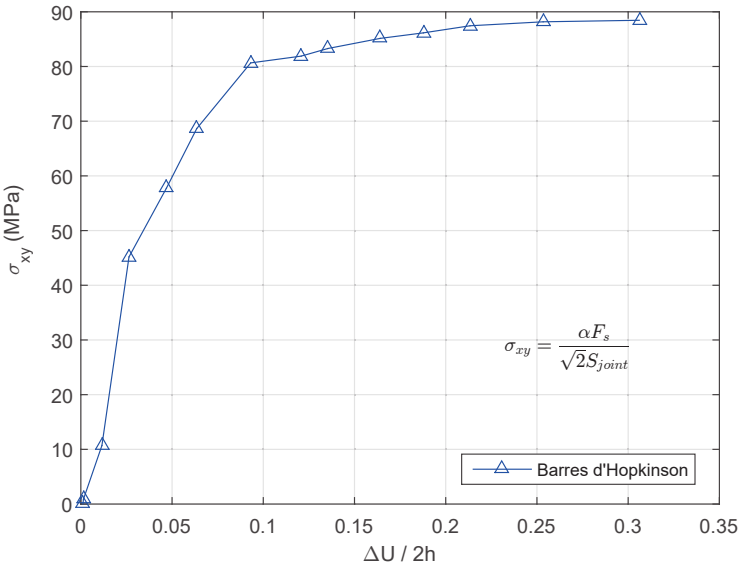


Figure III.5: Contrainte de cisaillement dérivée de la force de sortie des barres d'Hopkinson en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essai à 45°

via cette méthode. Ces mesures pourront être confrontées aux deux autres essais et aux prochaines mesures dérivées de méthodes plus avancées : l'estimation de la contrainte locale par corrélation d'images (section 2) et le calcul inverse (Chap. V).

1.2 Comparaison des trois essais

Avec la même démarche que précédemment, on analyse les deux autres essais à 15° et 75°. La force globale est mesurée grâce à la théorie des barres d'Hopkinson et les déformations sont mesurées par corrélation d'images.

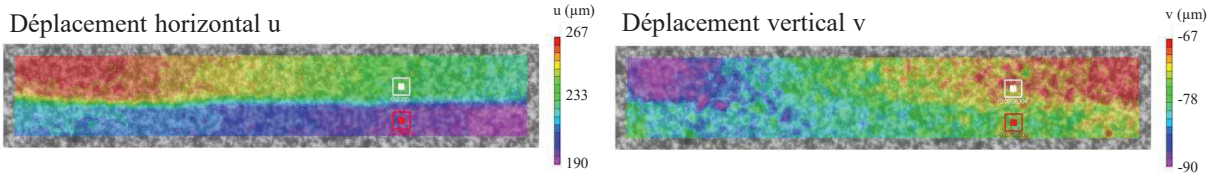


Figure III.6: Champs de déplacement horizontal et vertical mesurés par corrélation d'images pour un essai à 15° à $v = 4.3\ m/s$

La Fig. III.6 montre les champs de déplacement horizontal et vertical mesurés sur un essai à 15° avant rupture. Les carrés blancs et rouges sont situés de part et d'autre du joint au milieu de l'éprouvette. Comme pour l'essai à 45°, ces deux jauges virtuelles sont analysées et donnent accès aux déformations de cisaillement et normale au milieu du joint tout au long de l'essai. L'état de déformation est conforme aux attentes obtenues par simulation numérique (Fig. II.12). Le cisaillement est important sur l'ensemble du joint avec un maximum à environ 12 mm du milieu du joint. Ce milieu est en traction ; cette traction diminue, puis s'annule et se mue en compression en allant vers le bord. Le coin en haut à gauche est la partie du substrat qui subit les plus grands déplacements et les plus grandes déformations au cours de l'essai car cette zone est très proche de la barre d'entrée. Si on pouvait imager quelques millimètres plus loin, on serait capable d'observer la plastification du substrat dans la zone d'impact. La lecture des déplacements n'est pas aisée. Ces tendances sont observables sur les champs de déformation. Ils ne sont pas montrés ici car ils ne sont pas utilisés pour la mesure des déformations du joint adhésif au cours de l'essai. Pour l'essai à 15°, il n'y a pratiquement pas d'éclatement du mouchetis pendant l'essai car les déformations et les vitesses associées sont plus faibles que sur les deux autres essais.

Tableau III.3: Mesures caractéristiques globales et locales de 3 essais à 15°

Éprouvette	Vitesse (m/s)	Force à rupture (kN)	Déformation de cisaillement à rupture	Déformation de compression à rupture
1	4.9	25.9	0.11	0.07
3	4.3	22.6	0.05	0.02
4	4.8	22.5	0.08	0.02
Moyenne	/	23.7	0.08	0.037
Écart-type	/	1.93	0.03	0.029

Le Tab. III.3 résume les mesures caractéristiques globales et locales des essais à 15°. La force à rupture est reproductible sur les 3 essais. En revanche, les déformations à rupture montre des différences non négligeables. Ceci doit venir de l'éprouvette elle-même, ou de la mise en place de l'éprouvette entre les barres. Les images prises sur l'éprouvette 1 ont

montré un décalage d'un degré ce qui peut expliquer les différences observées. En effet, sur un disque brésilien-sandwich, l'état de déformation du joint adhésif varie énormément pour les faibles angles comme 15°. Ceci ne peut pas être visible sur les deux autres essais car l'état de déformation est beaucoup moins variable au voisinage de 45° ou 75°. Ces variations sur les déformations à rupture ont une faible influence sur la force à rupture car le joint est plastique lors de la rupture. Malgré la reproductibilité moyenne obtenue pour cet angle, les résultats sont satisfaisants et seront suffisants pour notre caractérisation.

Ce joint adhésif montre un comportement dépendant de la pression hydrostatique. La force à rupture à 15° est plus faible que celle à 45° car le joint est en cisaillement/traction à 15° alors qu'à 45°, le joint est en cisaillement/compression. Ceci est aussi visible sur les valeurs de déformation de cisaillement à rupture : à 45°, celle-ci est importante alors qu'à 15°, celle-ci est plus faible.

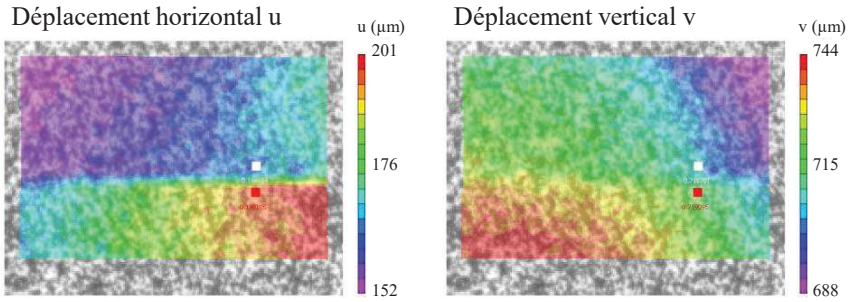


Figure III.7: Champs de déplacement horizontal et vertical mesurés par corrélation d'images pour un essai à 75° à $v = 12.4\ m/s$

La Fig. III.7 montre les champs de déplacement horizontal et vertical mesurés sur un essai à 75° en milieu d'essai. Les carrés blancs et rouges sont situés de part et d'autre du joint au milieu de l'éprouvette. L'état de déformation est conforme aux attentes obtenues par simulation numérique (Fig. II.12). Le cisaillement est présent sur l'ensemble de la zone imagée mais est concentré dans la zone centrale du joint. La compression est aussi maximale au milieu du joint et diminue en allant vers les bords. En fin d'essai, la peinture du mouchetis peut s'éclater dans la zone centrale où la déformation est importante et rapide.

Le Tab. III.4 résume les mesures caractéristiques globales et locales des essais à 75°. La force et les déformations à rupture sont très reproductibles sur les 3 essais. L'essai à 75° montre aussi que ce joint adhésif possède un comportement dynamique dépendant de la pression hydrostatique. La force à rupture à 75° est plus grande que celle à 45° car le joint est en plus forte compression. Ceci est aussi visible sur les valeurs de déformation de cisaillement à rupture : à 75°, celle-ci est plus importante qu'à 45°. Ces valeurs ont été obtenues avec l'éprouvette *DODECA* collée uniquement sur les 12 *mm* centraux. Ceci permet d'atteindre

Tableau III.4: Mesures caractéristiques globales et locales de 3 essais à 75°

Éprouvette	Vitesse (m/s)	Force à rupture (kN)	Déformation de cisaillement à rupture	Déformation de compression à rupture
A	12.4	63.4	0.39	0.13
B	11.9	54.8	0.36	0.11
C	14.2	57.7	0.38	0.12
Moyenne	/	58.6	0.38	0.12
Écart-type	/	4.38	0.015	0.01

la rupture de l'éprouvette au premier essai si la vitesse dépasse 12 m/s. Les mêmes tendances et la même reproductibilité ont été obtenues sur les essais à 75° sur l'éprouvette *DODECA* complète. En revanche, des impacts à 15 m/s étaient insuffisants pour casser l'éprouvette dès le premier essai. On observait néanmoins un endommagement et des fissurations dans la zone centrale du joint.

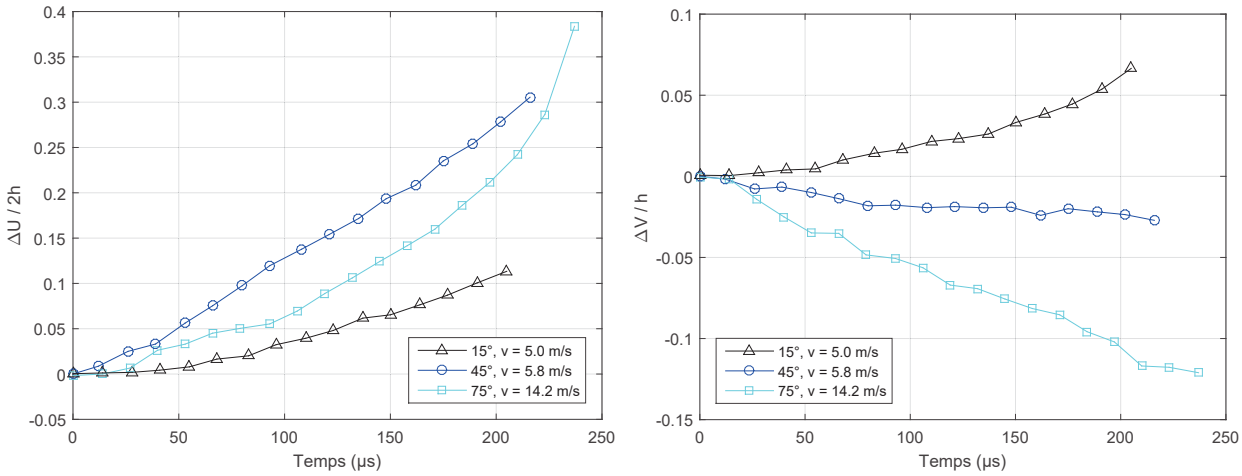


Figure III.8: Évolutions temporelles des déformations de cisaillement (gauche) et normales (droite) pour les trois angles d'essai au milieu du joint

La Fig. III.8 compare les évolutions temporelles des déformations de cisaillement et normales pour les trois angles d'essai au milieu du joint (i.e. au niveau des carrés blancs). Les évolutions sont cohérentes et en accord avec les simulations numériques. L'essai à 15° donne un cisaillement faible et une traction faible. L'essai à 45° donne un cisaillement fort et une compression faible. L'essai à 75° donne un cisaillement faible et une compression forte.

Ces courbes permettent de construire une surface de rupture en déformation représentée en Fig. III.9. Même si elle ne possède que trois points, cette surface de rupture est cohérente avec les propriétés usuelles (i.e. en quasi-statique) d'un joint adhésif structurel. La

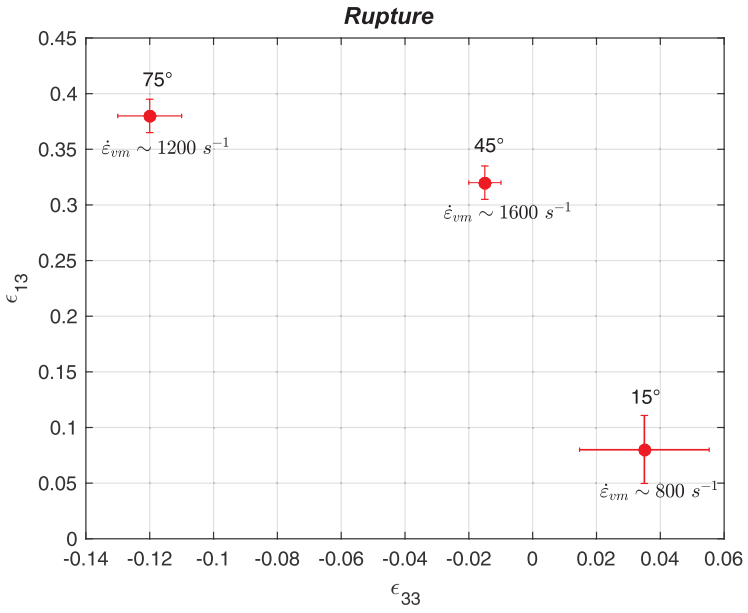


Figure III.9: Surface de rupture en déformation

compression amplifie notamment la capacité du joint à se plastifier ce qui augmente automatiquement la déformation à rupture. On retrouve a priori un comportement dynamique élastoplastique dépendant de la pression hydrostatique. Ceci sera confirmé en section 2 et dans le Chap. V. Cette surface de rupture est valable pour des taux de déformation proches de 1000 s^{-1}. Ceux-ci ont été calculés à partir de la Fig. III.8 en utilisant la formule du taux de déformation équivalente au sens de Von Mises : $\dot{\varepsilon}_{vm} = \sqrt{\frac{2}{3}\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}} : \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}} = \sqrt{\frac{2}{3}((\dot{\varepsilon}_{yy})^2 + 2(\dot{\varepsilon}_{xy})^2)}$. Les valeurs sont données en Fig. III.9.

La section 1.1.3 avait confronté la mesure de force globale et les mesures de déformations locales pour l'essai à 45°. Ceci ne sera pas réalisé pour les deux autres angles car l'intérêt est faible. La conversion de la force globale en contrainte locale est difficile pour ces deux angles. L'état de contrainte en cisaillement à 15° est complexe, et l'essai à 75° entraîne une plastification généralisée des substrats. Ces deux faits rendent la conversion de la force globale en contrainte locale très spéculative.

1.3 Observation des surfaces de rupture

L'essai *DODECA* n'a pas été conçu pour caractériser la rupture d'un joint adhésif. Néanmoins, on a vu qu'il peut fournir des informations sur l'initiation de la rupture : déformation et contrainte au moment de la rupture. En revanche, des grandeurs caractéristiques de propagation de la rupture telles que la ténacité ne sont pas mesurables via cet essai. La visualisation de la rupture est très difficile sur les images enregistrées à cause de la résolution temporelle faible et du chargement en compression. Le lieu d'initiation est rarement identifiable, et la propagation est invisible.

Pour un joint adhésif, la rupture peut être cohésive : dans le joint, ou adhésive : à l'interface joint/substrat. Jusqu'ici, on s'est placé dans l'hypothèse d'une rupture cohésive avec des interfaces joint/substrat parfaites. Ceci est une hypothèse forte dans la mesure où on ignore l'influence précise du substrat, du traitement de surface sur la réticulation du joint lors de sa fabrication et sur le comportement du joint. C'est pourquoi l'ensemble de ce travail a été réalisé pour un unique traitement de la surface du substrat en aluminium : abrasage mécanique et lavage.

La Fig. III.10 montre des photos de deux couples de surfaces de rupture typiques des trois angles d'essai *DODECA*. C'est une rupture mixte adhésive/cohésive avec de nombreux passages de la colle aux interfaces et inversement. Certains essais ont montré une initiation cohésive et une propagation mixte à l'aide des images enregistrées, mais ces déductions

Figure III.10: Photos des surfaces de rupture : 45° (gauche) et 15° (droite)

restent incertaines. Les zones qui semblent métalliques présentent la plupart du temps une très fine couche de colle montrant une rupture dans la colle mais très proche de l'interface. Ces observations et les grandes déformations mesurées nous confortent sur la force de notre interface joint/substrat. L'initiation de la rupture semble à dominante cohésive. Les informations obtenues sur celle-ci : déformation et contrainte à rupture ont donc du sens. En revanche, la propagation semble à dominante adhésive. Pour tendre vers une propagation davantage cohésive, une solution est une attaque chimique de la surface d'aluminium à la place de l'abrasage/dégraissage utilisé ici. De plus, la formule de la colle avec tissu en nylon présente une rupture plus « cohésive » (initiation + propagation), le tissu modifiant les mécanismes de rupture de la colle. Ceci est observable en Chap. VI.

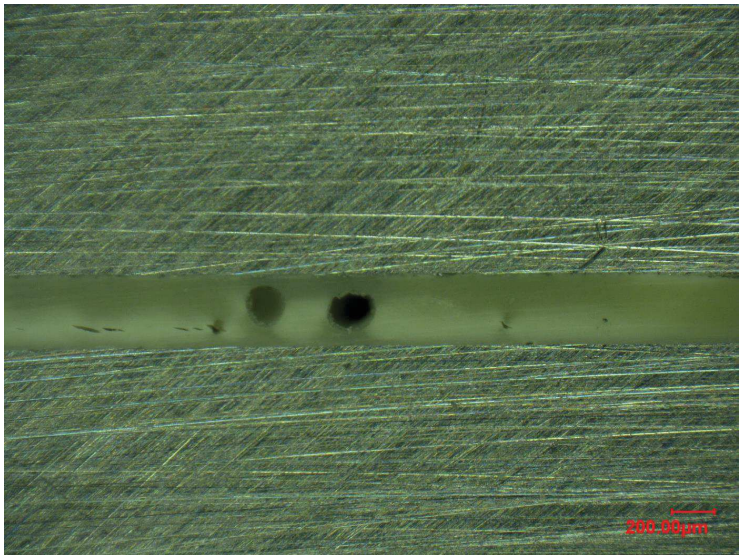


Figure III.11: Photo du milieu du joint après essai à 75° sur éprouvette *DODECA* complète

Pour caractériser le comportement et la rupture dynamique, on s'est attaché à ce que le joint adhésif casse pendant le premier chargement dynamique de compression. Sinon, l'éprouvette subit des chargements mal connus : retour de l'onde, chute de l'éprouvette... On ne peut donc retracer l'histoire de chargement si le joint ne casse pas au premier essai. La vitesse d'impact choisie pour chaque essai est la vitesse minimale pour que le joint casse au premier chargement avec un temps de chargement maximal (pour avoir le plus d'images possibles). L'étude d'éprouvette testée mais non cassée est cependant intéressante, et pourrait permettre de caractériser l'endommagement du joint en fonction de la vitesse d'impact, ou du niveau de force atteint. Par exemple, la Fig. III.11 montre une photo du milieu du joint après un essai à 75° sur une éprouvette *DODECA* complète. On peut y voir un blanchiment du joint correspondant à la plastification de celui-ci et des endommagements sous forme de micro-fissurations (deux bulles d'air sont aussi visibles). La rupture s'est donc initiée mais ne s'est pas propagée sur l'ensemble du joint adhésif, d'où la nécessité de travailler sur une portion réduite du joint pour l'étude de la rupture à 75°, comme le suggérait l'état de contrainte montré en Fig. II.12.

Les zones de rupture cohésive ont pu être observées au MEB (Microscope Électronique à Balayage). Un revêtement d'or de 10 *nm* permet de travailler à haute tension et d'avoir les meilleurs résultats. La Fig. III.12 montre deux images MEB de zones en rupture cohésive typiques de l'essai *DODECA* à 45°. Même à l'échelle micrométrique, les zones de rupture sont très accidentées. De nombreux cupules de diamètre 100 à 200 *nm* sont visibles dans les zones

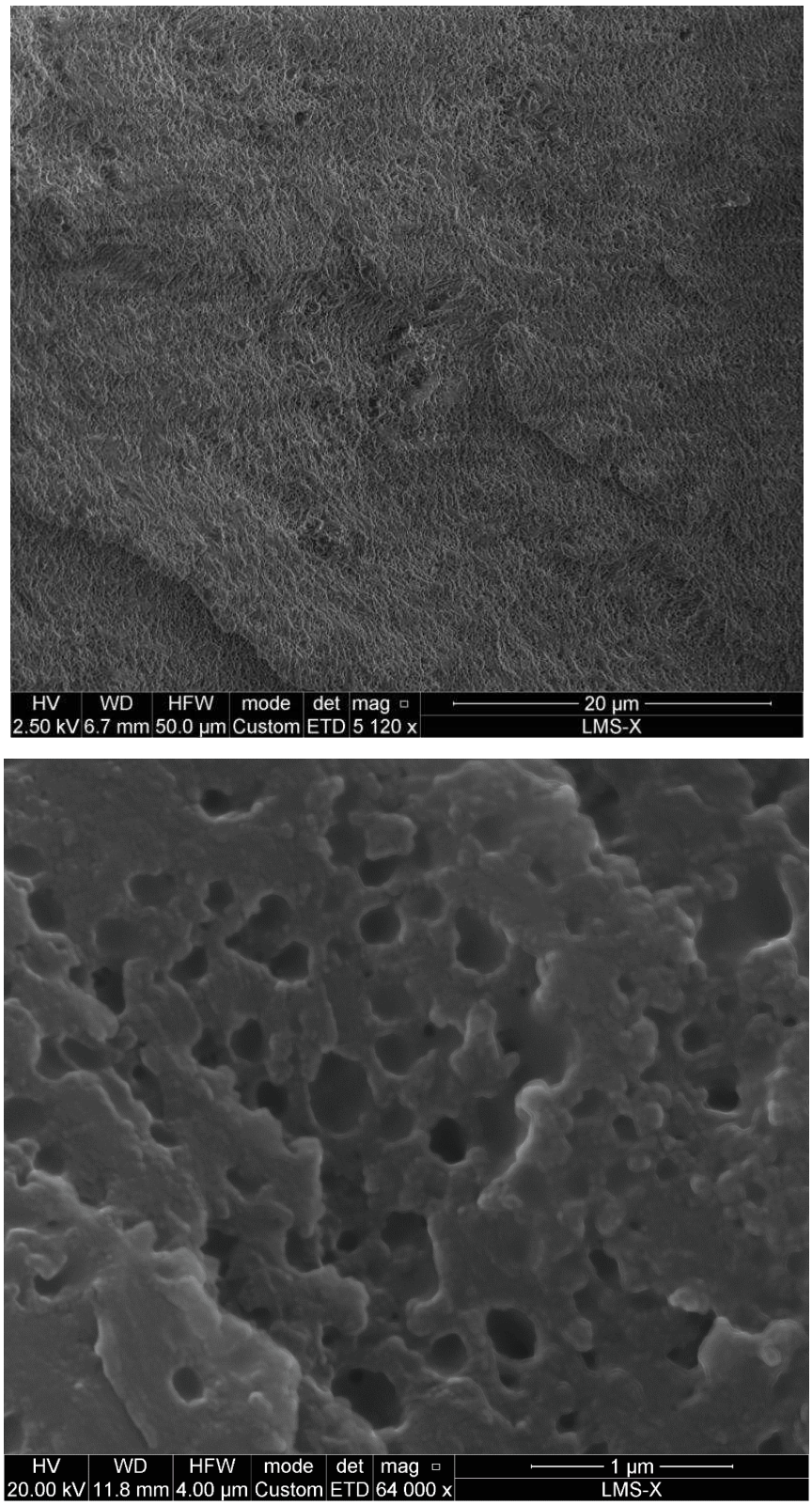


Figure III.12: Images MEB des zones en rupture cohésive (essai à 45°)

de rupture cohésive. Ils correspondent certainement aux traces des particules d'élastomères ou de thermoplastiques présentes dans la colle. Les mécanismes d'endommagement et de rupture n'ont pas étudié plus en profondeur dans cette thèse. Cela nécessiterait une thèse entière comprenant l'étude des mécanismes de rupture selon le chargement et la surface du

substrat, et le mesure de ténacité dynamique du joint adhésif.

Ces résultats « bruts » fournissent une caractérisation détaillée du comportement dynamique d'un joint adhésif. Le dispositif classique des barres d'Hopkinson donne la force globale tout au long de l'essai, et le système d'imagerie donne les déformations locales du joint adhésif par corrélation d'images. Les principales limites de ces mesures sont le caractère global de la mesure de force et la faible résolution temporelle (pour un chargement dynamique) qui permet d'obtenir seulement une dizaine d'images par essai.

2 Extraction de la contrainte locale par DIC

L'idée de cette partie est de développer une nouvelle approche permettant la mesure de contraintes locales dans le joint, pour obtenir un comportement dynamique du joint sans passer par un modèle numérique complexe (Chap. V).

2.1 Descriptif de la méthode

La caractérisation mécanique d'un joint adhésif nécessite des essais sur assemblages collés (substrats + film mince d'adhésif) pour être représentative d'un joint adhésif réel. Le Chap. I a rappelé que cette géométrie particulière d'utilisation modifiait la réticulation du joint, les contraintes résiduelles, les propriétés à rupture... Ceci nous empêche de tester des éprouvettes d'adhésif volumiques. L'éprouvette est donc constituée du matériau à caractériser : le joint adhésif et des substrats en aluminium. Les propriétés mécaniques de ces derniers sont mesurées (Annexe C). Le comportement mécanique des substrats est donc connu.

L'idée de départ est très simple : se servir des substrats comme un « capteur de contrainte ». Les substrats qui nous empêchaient d'obtenir des informations sur le joint directement deviendraient un atout et un nouveau moyen de mesure.

Les champs de déplacements montrés précédemment (Fig. III.2, III.6 et III.7) sont traités par Vic2D pour calculer les champs de déformation. Cette transformation revient à dériver ce champ ce qui augmente sensiblement les incertitudes de mesures sur ces champs de déformation. Dans le calcul, les déformations sont moyennées sur des carrés de 5 *pixels* pour lisser le champ. Ce paramètre a été choisi faible volontairement à cause de l'hétérogénéité du champ. Les incertitudes peuvent être réduites en augmentant la taille du subset de corrélation d'images. Pour cette mesure, on passe de 9 à 21 *pixels* pour la taille du subset. Ceci est discuté en section 2.3

La Fig. III.13 montre le champ de déformation de cisaillement sur un essai à 45° en milieu d'essai. Ce champ fournit des mesures de déformation dans le substrat près du joint. L'objectif est d'extraire la contrainte locale au milieu du joint. Pour cela, on sonde la zone blanche dans le substrat montrée en Fig. III.13. Cette jauge virtuelle est un rectangle de

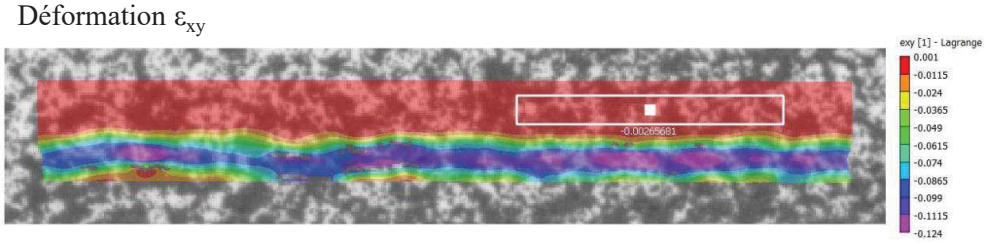


Figure III.13: Champ de déformation de cisaillement à $t = 175$ μs sur un essai à 45°

100×15 *pixels*. La largeur est grande pour réduire le bruit de mesure.

Pour transformer cette mesure de déformation en contrainte, plusieurs hypothèses sont nécessaires. Étant donné que les mesures sont effectuées en surface, on considère être en contraintes planes. La caractérisation dynamique de l'aluminium (Annexe C) nous a permis d'identifier ses paramètres matériau (i.e. le module élastique E^*, le coefficient de Poisson ν^*, le module de cisaillement G^*). On suppose que l'aluminium est élastique (valable jusqu'à une déformation de 0.3 %). Les contraintes dans l'aluminium sont fonctions des déformations selon la relation :

$$\sigma_{yy} = \frac{E^*}{1-(\nu^*)^2}\left(\varepsilon_{yy} + \nu^* \varepsilon_{xx}\right) \quad \text{et} \quad \sigma_{xy} = 2G^* \varepsilon_{xy} \tag{III.5}$$

On peut donc mesurer ces contraintes dans l'aluminium près de l'interface joint/aluminium. Les contraintes hors-plan sont continues à une interface entre deux matériaux. En première approximation, on peut donc considérer que la contrainte mesurée dans l'aluminium est très proche de celle dans le joint. Cette hypothèse est discutée partiellement en section 2.3. Une réponse plus complète sera donnée en section 4.2 du Chap. V une fois les modèles numériques identifiés grâce au calcul inverse.

L'Eq. III.5 donne la caractérisation complète du joint adhésif par l'intermédiaire de la contrainte normale σ_{yy} et de la contrainte de cisaillement σ_{xy}. En réalité, notre dispositif ne permet pas d'extraire σ_{yy} avec une précision suffisante. Ceci sera développé en section 2.3. Le comportement du joint sera disponible uniquement en cisaillement.

2.2 Comportement du joint adhésif issu des trois essais

Comme pour les résultats « bruts », l'analyse sera centrée sur l'essai à 45°. La Fig. III.14 montre la contrainte de cisaillement dérivée de la corrélation d'images selon l'Eq. III.5 en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif pour les quatre essais à 45°. Les quatre courbes sont très proches ce qui montre la reproductibilité de nos essais et de la méthode et le potentiel de cette mesure innovante. Elle confirme le comportement élastoplastique du joint en cisaillement/compression. Ces mesures permettent d'identifier

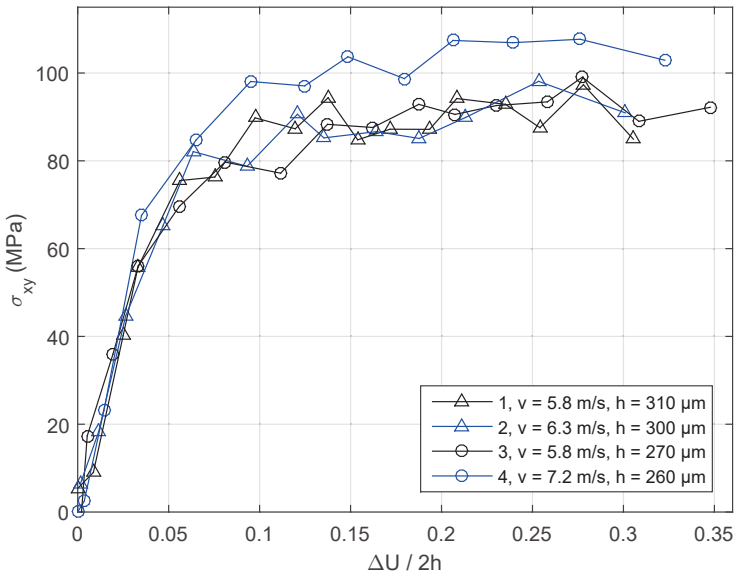


Figure III.14: Contrainte de cisaillement dérivée de la corrélation d'images en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif. Essais à 45°

le module de cisaillement du joint : $2G = 1650\ MPa$ ($\pm 150\ MPa$) (pente initiale) et la contrainte à rupture en cisaillement : $\sigma_{xy,r} = 90\ MPa$ ($\pm 10\ MPa$). On retrouve le comportement général et les valeurs obtenus précédemment grâce à la Fig. III.5 nous confortant sur l'intérêt de ces mesures. Cependant, dans l'analyse précédente, la partie plastique était surestimée. Le fait de trouver les mêmes résultats ici nous montre que la partie plastique doit être surestimer via cette méthode aussi pour l'essai à 45°. Ceci vient directement de l'extraction de la contrainte dans l'aluminium et pas dans le joint. Cette limite sera discutée en section 2.3 et en section 4.2 du Chap. V.

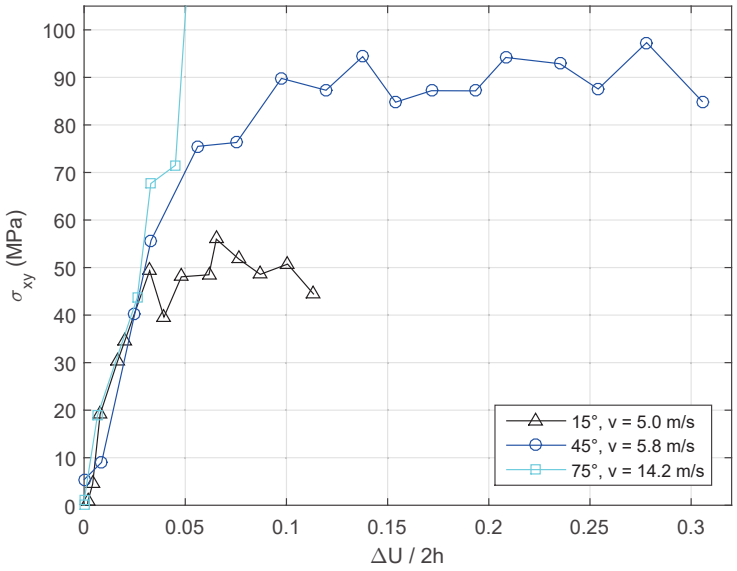


Figure III.15: Contrainte de cisaillement dérivée de la corrélation d'images en fonction de la déformation de cisaillement au milieu du joint adhésif pour les 3 essais *DODECA*

Cette méthode est transcrite sur les deux autres angles. Le résultat est montré en Fig. III.15. Le comportement élastique en cisaillement du joint est identique pour les trois angles (ou la différence est comprise dans l'incertitude de mesure) ce qui montre l'isotropie du joint. Ces mesures confirment le comportement élastoplastique du joint pour chaque multiaxialité, avec une plasticité dépendante de la pression hydrostatique. Ainsi, la limite d'élasticité pour l'essai à 15° (traction + cisaillement) est inférieure à la limite d'élasticité pour l'essai à 45° (compression + cisaillement). La section 4.2 du Chap. V conclura sur la caractérisation du joint via ces mesures.

La courbe a été coupée au-dessus de 100 MPa ce qui empêche d'obtenir la fin de l'essai à 75°, et donc la contrainte à rupture correspondante. Cela correspond au niveau où l'aluminium ne peut plus être considéré élastique. On ne peut donc plus utiliser les relations de l'Eq. III.5. Même si on a obtenu la courbe contrainte-déformation complète en Annexe C, on ne peut pas retranscrire les déformations de l'aluminium en contrainte une fois la plasticité démarrée principalement à cause de la multiaxialité. Pour l'essai à 75°, la plasticité apparaît pour une déformation de cisaillement de 0.2 %, soit une contrainte d'environ 100 MPa. La plasticité a lieu aussi sur les déformations directes.

2.3 Forces et limites de la mesure

La principale force de cette méthode de caractérisation est que celle-ci utilise uniquement les images enregistrées au cours de l'essai. La déformation du joint est mesurée grâce aux déplacements relatifs des substrats et la contrainte est mesurée grâce à la déformation des

substrats. Il n'y a donc plus de problème de calage temporel entre les signaux des barres d'Hopkinson et les images, car chaque point correspond à une unique image. On a donc accès directement à une courbe contrainte-déformation jusqu'à rupture, en exploitant la corrélation d'images de plusieurs façons. Cette méthode est donc puissante et a prouvé sa qualité en Fig. III.14 et III.15. Les limites de cette technique sont développées dans les paragraphes suivants.

Le premier point dur de cette technique est de mesurer suffisamment précisément cette déformation dans l'aluminium pendant tout l'essai. Ceci est particulièrement difficile à cause de la faible résolution spatiale disponible (car la résolution temporelle est grande). De plus, une partie du substrat imagé disparaît au cours de l'essai en raison du mouvement de corps solide pendant l'essai ce qui réduit encore la zone de jauge disponible. Tout ceci, plus l'hétérogénéité du champ nous ont conduit à utiliser des subsets très petits (9 pixels) pour la mesure des déplacements. Le calcul du champ de déformation avec ces subsets entraîne un bruit trop important.

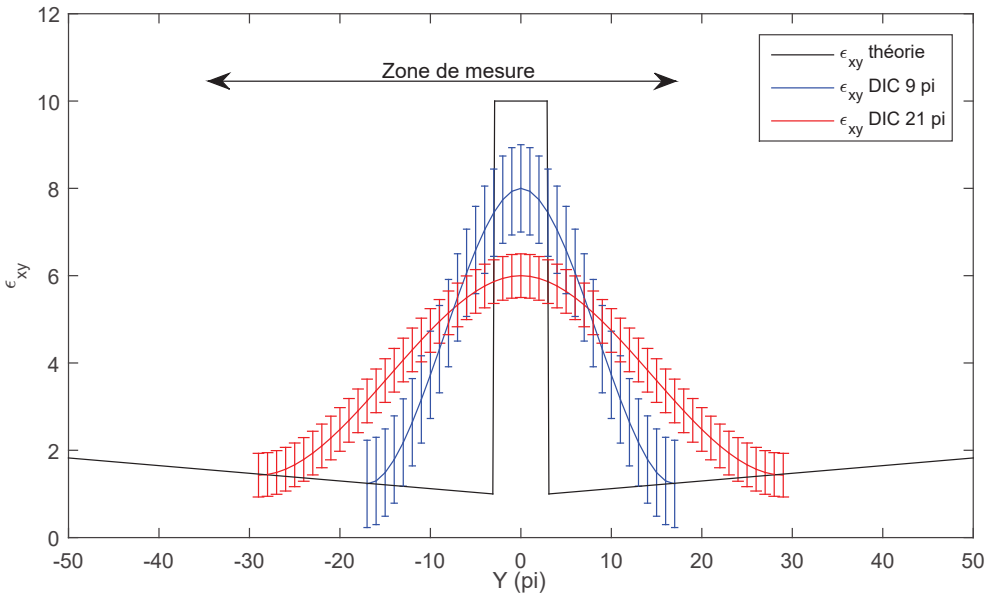


Figure III.16: Schéma de principe illustrant l'effet des paramètres de corrélation d'images sur le champ de déformation mesuré. L'abscisse Y représente la direction verticale des images

La solution apportée à ce bruit trop important a donc été de travailler avec des subsets plus grands pour la corrélation d'images : 21 *pixels*. L'effet de ce changement est illustré en Fig. III.16 qui est un schéma de principe. La courbe noire représente l'allure numérique de la déformation selon la direction Y pour un essai à 45°. Les courbes bleues et rouges représentent les mesures par corrélation d'images avec, respectivement, 9 et 21 *pixels*. Avec le calcul à 21 *pixels*, les déplacements sont moyennés sur des zones plus grandes réduisant le bruit. En revanche, le champ de déformation mesuré est davantage homogénéisé. Les grandes déformations dans le joint se propagent sur les substrats et agrandissent artificiellement la largeur du joint.

On est donc contraint de sonder une zone située à une distance plus grande par rapport au joint. Cet élargissement virtuel du joint est illustré en Fig. III.17 qui montre deux champs de déformation de cisaillement mesurés sur un essai à 45° avec des subsets de 9 et 21 *pixels*. La mesure à 9 *pixels* fait apparaître un joint d'épaisseur 10 *pixels*, soit environ 500 μm. Par contre, la mesure à 21 *pixels* fait apparaître un joint d'épaisseur 18 *pixels*, soit environ

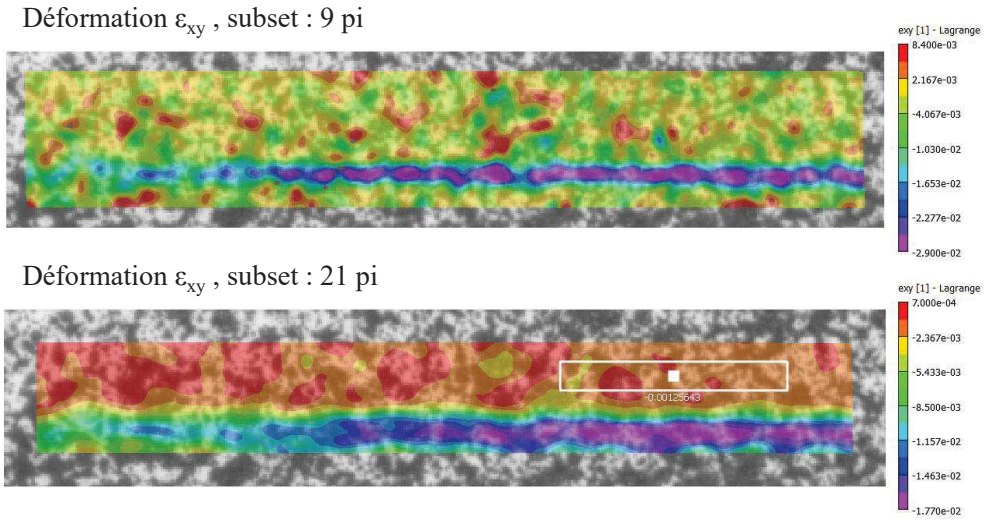


Figure III.17: Champs de déformation de cisaillement mesurés à $t = 40\ \mu s$ sur un essai à 45° avec des subsets de 9 pixels (haut) et des subsets de 21 pixels (bas)

900 μm. L'épaisseur réelle du joint est d'environ 300 μm. On retrouve l'effet évoqué par la Fig. III.16. De plus, le champ de déformation mesuré à 21 *pixels* est plus homogène sur les zones de substrat que celui mesuré à 9 *pixels*. C'est ce second effet que l'on recherche pour diminuer le bruit sur notre mesure de déformation dans le substrat.

Le deuxième point dur apparaît avec le précédent : sonder une zone du substrat « trop éloignée » du joint qui n'aurait plus de rapport avec la zone d'intérêt : le joint. En effet, l'une des hypothèses de la méthode est que l'on peut considérer que la contrainte de cisaillement dans le substrat est proche de celle du joint car les contraintes hors-plan sont continues à une interface. Cette approximation devient erronée si l'on se trouve à une distance trop grande du joint. A quelle distance se placer ?

Pour répondre à cette question, le développement de la modélisation numérique de l'essai

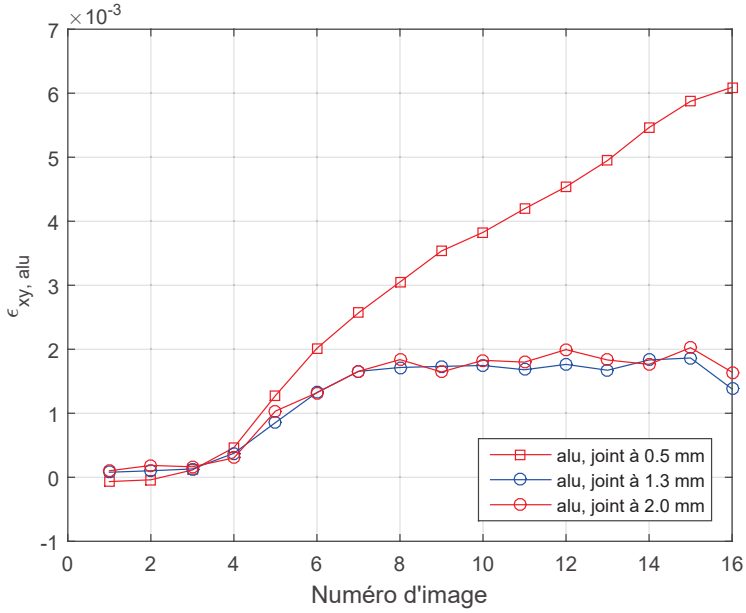


Figure III.18: Évolution temporelle de la déformation de cisaillement pour un essai à 45° à différentes distances du joint selon la direction verticale Y

a été d'une grande aide. Les calculs numériques montrent que la contrainte de cisaillement est continue à l'interface joint/substrat, et que la contrainte augmente au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'interface pour l'essai à 45°. L'effet est inverse pour l'essai à 15°. Ces effets sont illustrés en Fig. V.28 du Chap. V, une fois les modèles identifiés. Il faut donc se placer le plus près possible du joint sans oublier que notre calcul de corrélation surestime les déformations dans le substrat proche de l'interface. Le compromis choisi est de se placer à 1.3 mm du centre du joint. La Fig. III.18 illustre ces problématiques en représentant l'évolution temporelle de la déformation de cisaillement mesurée pour un essai à 45° à 0.5, 1.3 et 2 mm du centre du joint selon la direction Y. La déformation mesurée à 0.5 mm du joint est très importante car les hautes déformations du joint se sont propagées dans cette zone du substrat (Fig. III.17). Les déformations mesurées à 1.3 et 2.0 mm du joint sont proches. On peut tout de même remarquer que celle à 2.0 mm du joint est légèrement supérieure, en cohérence avec les résultats numériques évoqués ci-dessus.

La troisième limite est liée à l'Eq. III.5 qui fournit a priori la contrainte normale σ_{yy} et de la contrainte de cisaillement σ_{xy}. La Fig. III.19 montre la mesure de ces deux grandeurs pour un essai à 15° selon la méthode décrite en section 2.1. En cisaillement, on retrouve le comportement attendu. En traction, la mesure est extrêmement bruitée (cette mesure est néanmoins l'une des moins bruitées). Aucune interpretation pertinente n'est possible. Ce bruit vient de la corrélation d'images et de la formule elle-même. L'extraction de σ_{yy} nécessite l'addition de deux déformations (i.e. addition des bruits), dont ε_{yy}. Or, le nombre de pixels dans la direction Y est très faible ce qui accroit encore le bruit. L'estimation de la contrainte normale σ_{yy} n'est donc pas possible via ce dispositif.

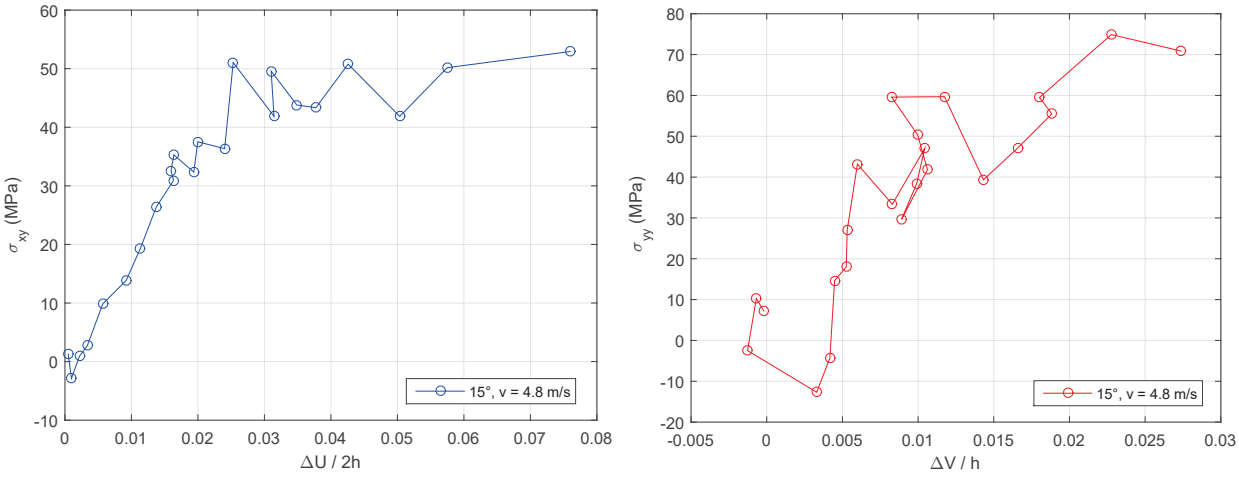


Figure III.19: Courbes de comportement en cisaillement (gauche) et en traction (droite) pour un essai à 15°

Toutes ces limites ont la même origine : la faible résolution spatiale des images. Une meilleure résolution spatiale donnerait une meilleure estimation de la contrainte locale dans le joint. Néanmoins, cette méthode d'extraction de la contrainte locale donne des résultats très intéressants. De plus, elle ne suppose rien sur l'état de contrainte général du joint car cette mesure est locale, contrairement à la méthode liée à la force globale.

Ce chapitre a développé les résultats expérimentaux issus de la méthode de caractérisation dynamique multiaxiale d'un joint adhésif. Trois grandeurs principales sont mesurées et sont complémentaires pour cette caractérisation sur les trois essais à 15°, 45° et 75° : la force globale de l'assemblage collé, la déformation locale au centre du joint et la contrainte locale au centre du joint.

Le modèle numérique et le calcul inverse issu de ce modèle font l'objet des chapitres suivants. Ils permettront de se rendre compte de la pertinence et de l'exactitude des grandeurs mesurées pour la caractérisation.

CHAPITRE IV

Modélisation numérique de l'essai

Dans ce chapitre, nous présenterons les différents travaux effectués sur la modélisation numérique de l'essai DODECA décrit en Chap. II. Après une bibliographie sur la modélisation numérique des barres d'Hopkinson, nous détaillerons la démarche qui nous a amené à la modélisation numérique optimale de l'essai. Enfin, nous décrirons cette dernière, puis nous analyserons quelques essais numériques.

Sommaire

1 Introduction sur les modélisations existantes aux barres d'Hopkinson **54**
2 La modélisation des barres est-elle nécessaire ? **55**
2.1 Modélisation de l'éprouvette seule 55
2.2 Modélisation de l'éprouvette et des barres 57
2.2.1 Validation du concept de barres réduites 57
2.2.2 Modélisation avec des barres réduites 58
2.2.3 Modélisation avec des éléments poutres 63
3 Modélisation numérique des essais choisie **65**
3.1 Méthode et caractéristiques de la modélisation 65
3.2 Analyse rapide des essais numériques 67

La modélisation numérique de l'essai est nécessaire pour la caractérisation complète du joint adhésif. En effet, les mesures seules donnent une caractérisation partielle du joint avec des hypothèses qu'il convient de vérifier par le numérique. Le modèle numérique donnera accès à un modèle du joint plus complet.

Le modèle numérique doit donc être suffisamment précis pour pouvoir être comparer aux mesures et suffisamment rapide pour pouvoir être implémenter dans une boucle de minimisation afin de compléter le modèle mécanique du joint. Ce calcul inverse sera discuté au Chap. V. La démarche de modélisation numérique de l'essai est investiguée dans ce chapitre à travers différentes solutions : éprouvette seule, éprouvette + barres de longueur réduite, éprouvette + barres de longueur réduite + poutre. Le modèle numérique va aussi être un juge de la technique de mesure de la contrainte locale dans le joint. Enfin, il donnera accès aux déformations et contraintes locales partout dans le joint et les substrats.

1 Introduction sur les modélisations existantes aux barres d'Hopkinson

Comme nous l'avons vu dans la section 1.1 du Chap. II, l'utilisation des barres d'Hopkinson impose déjà un modèle analytique (sous la forme de la théorie 1D des ondes élastiques) pour le post-traitement complet des signaux. Avec l'arrivée de la modélisation numérique ces dernières décennies, le post-traitement classique des barres d'Hopkinson s'est enrichi. Cela a notamment été un facteur de validation de la théorie classique de post-traitement [Dong et al., 2006]. Et, dorénavant, la plupart des études expérimentales récentes utilisent la modélisation numérique par éléments finis pour compléter les mesures classiques des barres d'Hopkinson.

Quelles sont les méthodes utilisées pour modéliser les barres d'Hopkinson ?

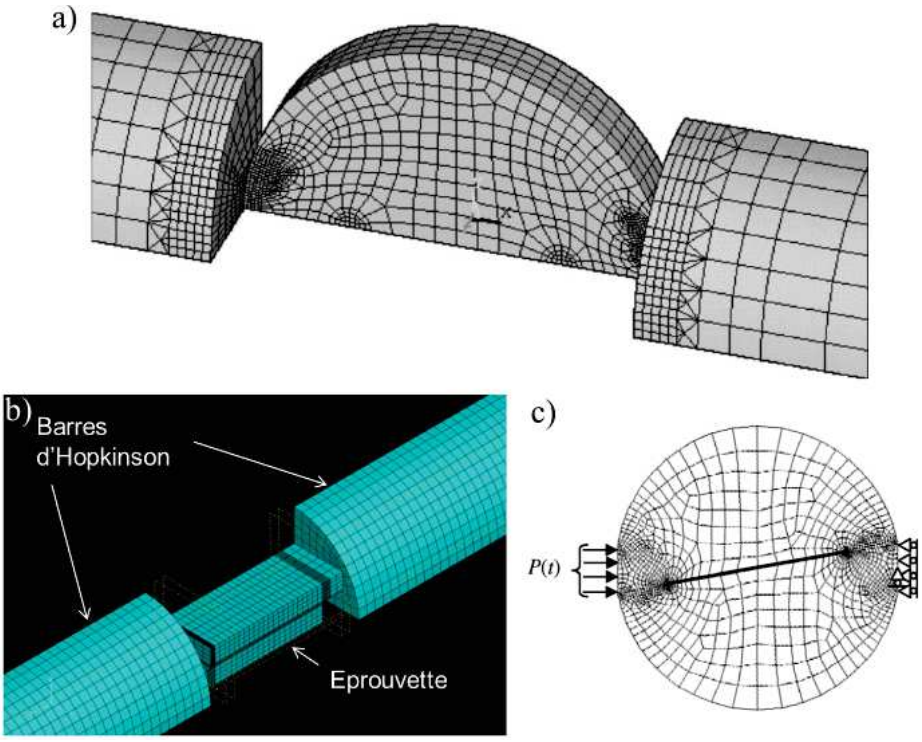


Figure IV.1: Différentes modélisations numériques utilisées aux barres d'Hopkinson : a) Dong et al. [2006], b) Challita and Othman [2010], c) Wang et al. [2011]

Malgré de nombreux travaux, il n'y a pas de consensus sur la façon de modéliser numériquement ce système ; aucun article de revue n'ayant fait le point sur les avantages et les inconvénients d'une modélisation ou d'une autre. Deux approches limites existent :

- La modélisation de l'éprouvette seule (i.e. sans les barres) [Wang et al., 2011]
- La modélisation du système en entier : éprouvette + les deux barres [Dong et al., 2006; Zhao et al., 2009; Challita and Othman, 2010; Roth and Mohr, 2014]

La première modélisation est plus aisée. Le temps de calcul est plus court. Cependant, il faut appliquer les conditions aux limites au bord de l'éprouvette ce qui implique des hypothèses supplémentaires. Le fait de ne pas modéliser les barres peut, a priori, provoquer l'apparition de réflexions d'ondes fortuites.

La seconde modélisation est la plus populaire. Même si le temps de calcul est considérablement allongé, la modélisation du système entier permet de se rapprocher du système réel et de s'affranchir des réflexions d'ondes. Les conditions aux limites sont les déformations directement mesurées aux jauges. En revanche, tous ces travaux ont nécessité une modélisation du contact entre les barres et l'éprouvette. Or, il n'y a pas de littérature sur la façon de modéliser ce contact.

Pour notre étude, il faut choisir et mettre en place une méthode de modélisation numérique de l'essai. Il convient donc de tester les méthodes citées précédemment, et de les adapter à notre système.

2 La modélisation des barres est-elle nécessaire ?

Dans cette partie, on va s'attacher à modéliser au plus près l'essai *DODECA* pour pouvoir décrypter le modèle dynamique du joint grâce à un calcul inverse. Il faut aussi que le calcul soit assez rapide. Le développement de cette modélisation va se faire à travers des essais réalisés sur une éprouvette *DODECA* sans joint adhésif (i.e. complètement en aluminium). Ces essais ont aussi permis la mise en place de la DIC (Annexe B). Ainsi, on s'affranchit du joint dont les propriétés sont inconnues. Le premier objectif est de retrouver numériquement les forces mesurées aux barres d'Hopkinson.

2.1 Modélisation de l'éprouvette seule

La première idée est de s'affranchir de la modélisation des barres pour simplifier au maximum la modélisation et raccourcir le temps de calcul. Grâce au logiciel *DAVID* [Gary, 2005], on a accès directement aux déplacements et aux forces aux interfaces barres/éprouvettes.

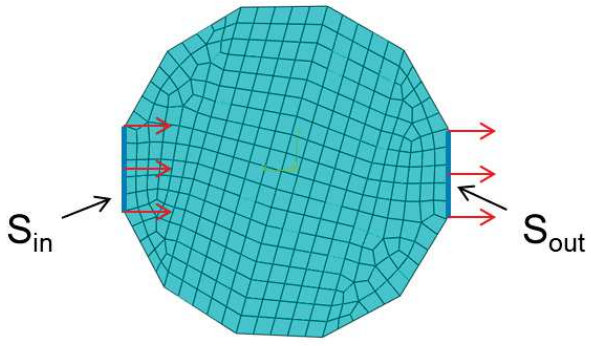


Figure IV.2: Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette seule

Le logiciel d'éléments finis utilisé est Abaqus [Abaqus, 2006]. La modélisation est réalisée en 3D avec un schéma d'intégration dynamique explicite. L'incrément temporel est choisi par Abaqus en fonction de la stabilité et de la convergence de l'intégration. Les résultats du calcul numérique sont analysés à une fréquence de 1 MHz correspondant à la fréquence d'acquisition des signaux aux barres d'Hopkinson. La caractérisation dynamique de l'aluminium (Annexe C) a permis de définir les propriétés d'élasticité et de plasticité du matériau dans le modèle éléments finis.

Les principaux paramètres du modèle numérique sont les suivants :

- Géométrie : dodécagone inscrit dans un cercle de rayon 20 mm, d'épaisseur 10 mm
- Modèle matériau : $E = 72$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.8$ kg/L
  $\sigma_y = 260$ MPa et $\sigma_f = 380$ MPa à $\varepsilon_p = 0.04$
- Maillage : 1680 éléments C3D8R (taille : 2 mm)
- Conditions aux limites : On impose les déplacements mesurés U_{in} et U_{out} sur les surfaces S_{in} et S_{out} (Fig. IV.2). Ces déplacements ne sont pas mesurés directement, ils sont issus du logiciel *DAVID*. Ce logiciel permet de prendre en compte le poinçonnement de l'éprouvette lors de la compression dynamique. Cet effet est comparable à un ressort invisible qui modélise la loi de contact entre l'éprouvette et les barres [Safa and Gary, 2010]. On va tester les deux types de conditions : avec ou sans poinçonnement.

La qualité du modèle sera évaluée à travers l'évolution des forces aux surfaces S_{in} et S_{out}.

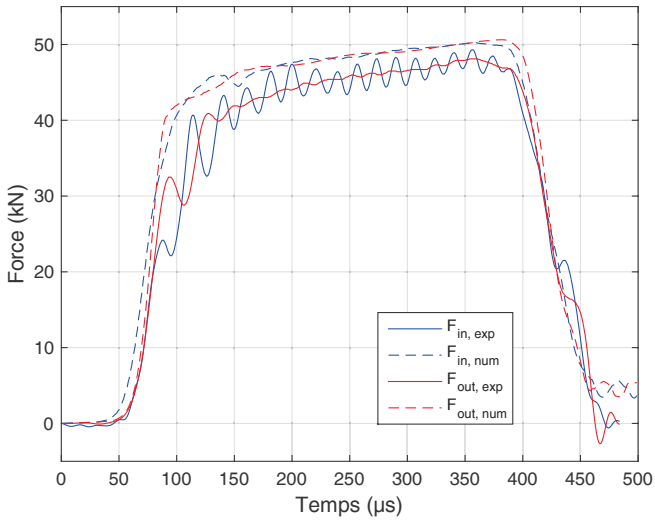


Figure IV.3: Comparaison des forces mesurées et simulées sans correction de poinçonnement. Modèle éprouvette seule

Les Fig. IV.3 et IV.4 comparent les forces mesurées et simulées sans et avec correction de poinçonnement, respectivement. Globalement, on retrouve la forme et le niveau de la force d'entrée et de sortie. Néanmoins, il n'y a aucune oscillation des forces sans correction de poinçonnement (Fig. IV.3). De plus, les montées en force sont trop rapides ; pour correspondre à l'expérience, le module matériau doit être fixé à 45 GPa ce qui ne correspond pas à notre matériau. Ceci est cohérent car, sans correction de poinçonnement, on suppose que les déplacements barres et éprouvette sont les mêmes ce qui n'est pas réaliste [Safa and Gary, 2010].

Avec correction de poinçonnement (Fig. IV.4), le démarrage en force est plus proche des mesures, et on observe des oscillations numériques comme dans les mesures. En revanche, ces oscillations sont amplifiées par le modèle numérique. En effet, ces oscillations proviennent

des réflexions d'ondes dans les différentes structures du système. Comme les barres ne sont pas modélisées, ces oscillations sont davantage marquées.

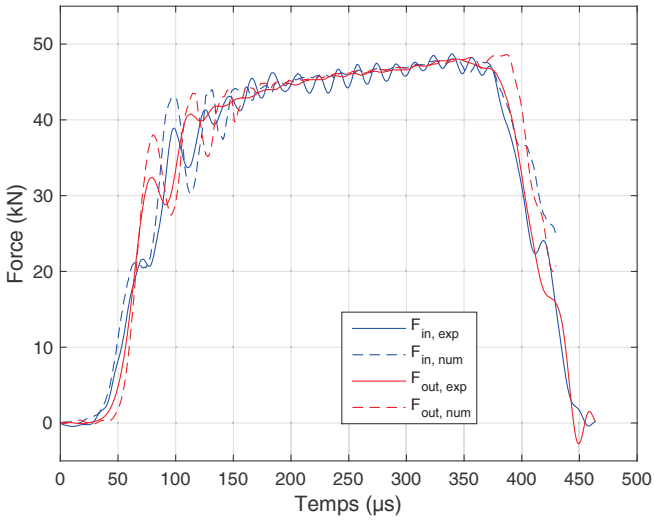


Figure IV.4: Comparaison des forces mesurées et simulées avec correction de poinçonnement. Modèle éprouvette seule

La plasticité de l'aluminium est nécessaire pour modéliser l'essai. Sans plasticité, la force simulée dépasse les 60 kN. L'aluminium se plastifie dans les zones d'impact aux interfaces barres/éprouvette.

Pour réaliser un calcul inverse, on a besoin d'une plus grande précision sur la mesure des forces (et des déplacements, a fortiori). Le démarrage de la force et le « plateau » doivent être de meilleure qualité. On se dirige donc vers une modélisation des barres.

2.2 Modélisation de l'éprouvette et des barres

2.2.1 Validation du concept de barres réduites

On va utiliser le même modèle que précédemment en ajoutant les barres de chaque côté de l'éprouvette. Les barres réelles font deux à trois mètres de longueur ce qui va conduire à un nombre d'éléments trop important. Il serait donc souhaitable de travailler avec des barres de longueur réduite sans provoquer de réflexion d'ondes.

Pour valider ce concept, on va effectuer deux calculs. Le premier se fait exactement comme l'expérience avec une barre d'entrée de 3 m et une barre de sortie de 2 m. Ensuite, on va extraire les déplacements dans les barres à ± 100 mm de l'éprouvette de ce calcul. Puis, un deuxième calcul sera effectué avec des barres de longueur 100 mm en imposant les déplacements extraits du premier calcul.

Pour le premier calcul, le diamètre des barres est de 20 mm. Les barres sont élastiques : $E = 74.5$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.82$ kg/L (en aluminium). Le contact entre les barres et l'éprouvette est le contact « hard » d'Abaqus sans frottement. Les éléments dans les barres sont des éléments C3D8R de taille 3 mm. On impose le déplacement dans la barre d'entrée à 1500 mm de l'éprouvette (endroit de la jauge d'entrée). Les surfaces extérieures des barres sont laissées libres. Pour le deuxième calcul, on réduit la longueur des barres à 100 mm et on change les conditions aux limites comme dit précédemment. Le reste du calcul est identique.

La Fig. IV.5 montre les forces d'entrée et de sortie pour les deux calculs. Les forces sont identiques ce qui valide le concept de modéliser l'essai avec des barres réduites en

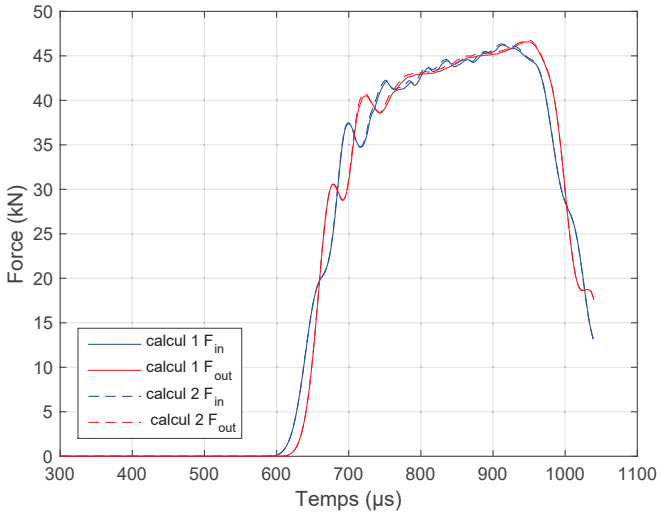


Figure IV.5: Forces d'entrée et de sortie avec des barres de longueur 3000 mm (calcul 1) et 100 mm (calcul 2)

imposant les déplacements aux deux surfaces extérieures des barres. De plus, la forme des signaux de force est nettement améliorée par rapport aux résultats issus de la modélisation de l'éprouvette seule. La montée en force est très proche de l'expérience (Fig. IV.4) et les oscillations ont été réduites. Temporellement, on a calé les courbes sur le premier calcul. On remarque que la montée en force démarre au bout de 600 μs, temps correspondant au temps de propagation de l'onde dans la barre d'entrée. On est donc contraint d'attendre un temps très long avant d'atteindre la partie d'intérêt pour un éventuel calcul inverse. Cela constitue un attrait supplémentaire à la modélisation des barres réduites.

2.2.2 Modélisation avec des barres réduites

Travailler avec des barres de longueurs réduites pose deux problèmes : le calage temporel des deux déplacements imposés aux surfaces extérieures des barres et le choix de la longueur des barres.

La Fig. IV.6 illustre ces deux problèmes en montrant la force à l'interface de sortie pour différents calages temporels entre les signaux imposés U_{in} et U_{out}. Ces calculs ont été effectués avec des barres de longueur 500 mm. L'effet du décalage temporel est très visible au milieu du plateau où cela provoque un pic très important pour les décalages de 0 *et* 11 μs (référence temporelle arbitraire). Ces oscillations sont les signes d'une incohérence entre la propagation du signal U_{in} et la propagation du signal U_{out}. De plus, elles sont directement liées à la longueur de la barre réduite choisie. Dans une barre d'aluminium de longueur 500 mm, une onde élastique va mettre 100 μs à parcourir la barre en entier ($c_{el,alu} \approx 5000\ m/s$). Un aller-retour dans la barre de sortie correspond donc à 200 μs, ce qui correspond au temps entre le début de la force et les pics marqués. Le calage temporel de 4 μs efface ce pic, et le signal est globalement bien reproduit, même si on peut remarquer des imperfections à $t = 340\ \mu s$ et $t = 520\ \mu s$ dues aux réflexions d'ondes numériques.

Aux barres d'Hopkinson, il est admis que l'onde élastique peut être considérée 1D au bout de 50 mm. On décide donc de travailler numériquement avec des barres de longueur 100 mm pour obtenir un compromis entre vitesse de calcul et qualité des signaux. Cette hypothèse d'onde élastique 1D est vérifiée en Annexe D.

On réalise cette étude sur une éprouvette *DODECA* en aluminium sans joint. La Fig. IV.7

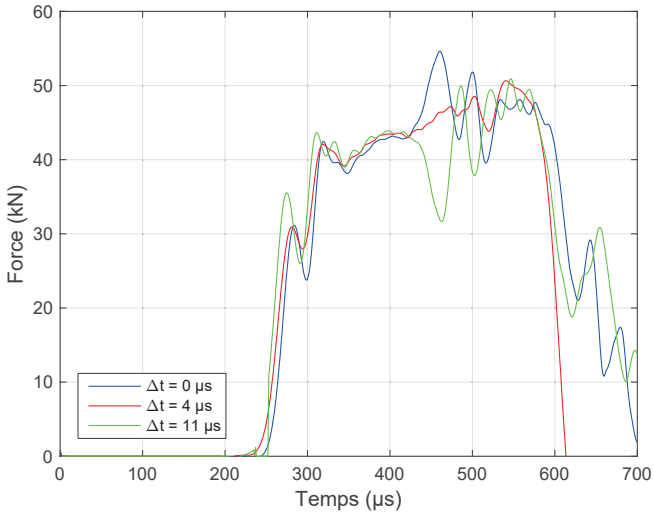


Figure IV.6: Forces numériques à l'interface de sortie pour différents calages temporels. Modèle avec barres réduites de longueur 500 mm

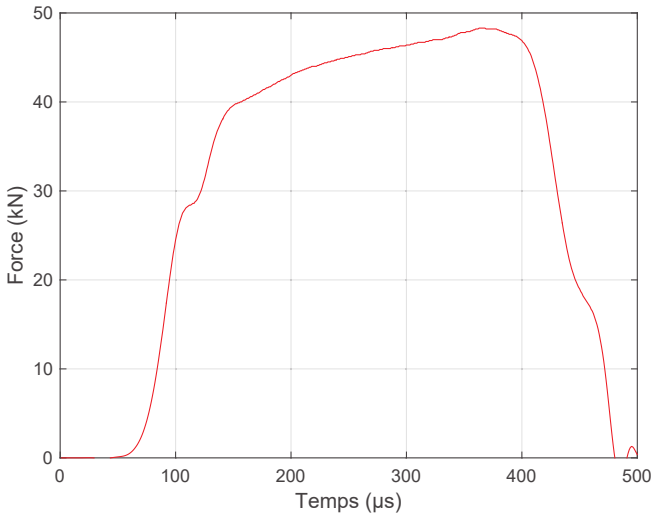


Figure IV.7: Force de sortie mesurée en fonction du temps. Éprouvette *DODECA* en aluminium sans joint)

montre l'allure de la force (et de la vitesse) de sortie à la position + 0. En effet, en prenant les hypothèses classiques des barres d'Hopkinson, la force et la vitesse sont proportionnelles dans la barre de sortie. De plus, elles sont les mêmes partout dans cette barre au décalage temporel près.

Les principaux paramètres du modèle numérique sont les suivants :

- Géométrie : dodécagone inscrit dans un cercle de rayon 20 mm, d'épaisseur 10 mm
  2 cylindres de rayon 20 mm, de longueur 100 mm
- Modèle matériau : Éprouvette : $E = 72$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.8$ kg/L
  $\sigma_y = 260$ MPa et $\sigma_f = 380$ MPa à $\varepsilon_p = 0.04$
  Barres : $E = 74.5$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.82$ kg/L
- Maillage : 3686 éléments C3D8R (taille : 2 à 5 mm)
- Contact : méthode de pénalité. Contact tangentiel sans frottement et normal « hard » (Abaqus par défaut). L'influence du contact sera étudié dans cette partie.

- Conditions aux limites : On impose les déplacements mesurés U_{in} et U_{out} sur les surfaces extérieures des barres (Fig. IV.8). Ces déplacements ne sont pas mesurés directement, ils sont issus du logiciel *DAVID*. Ce logiciel permet aussi d'extraire les déplacements à tout endroit de la barre d'entrée et de la barre de sortie.

L'objectif principal est de modéliser correctement les forces et vitesses à l'interface de sortie. Le calage temporel des signaux d'entrée U_{in} et U_{out} est fixé en accord avec l'expérience et aussi pour limiter les oscillations des signaux issus du calcul. On rappelle que, lors du post-traitement des signaux de jauge par le logiciel *DAVID*, les différents signaux sont légèrement recalés (quelques μs) pour parfaire les mesures.

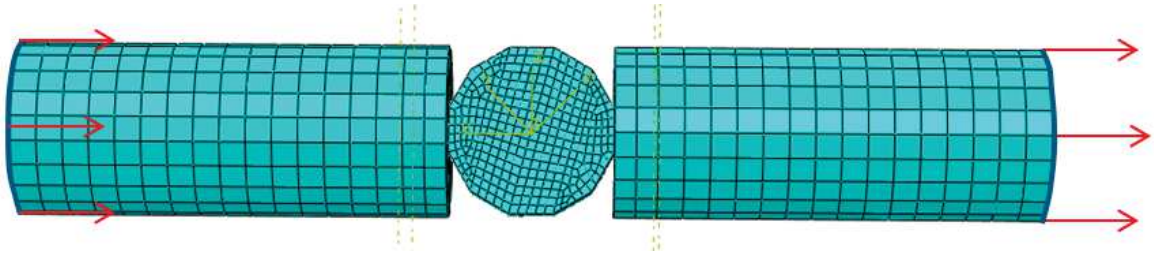


Figure IV.8: Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette et barres réduites de longueur 100 mm

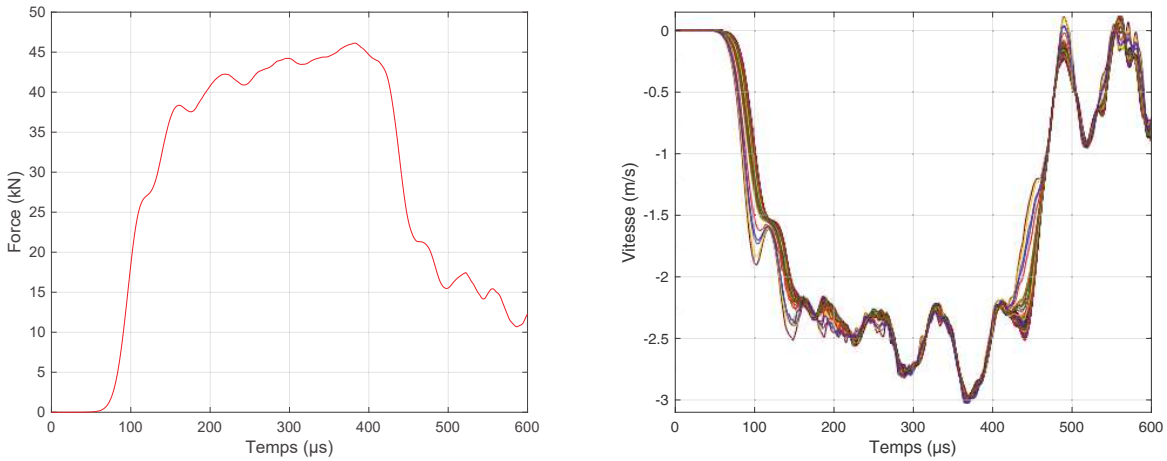


Figure IV.9: Force résultante numérique (gauche) et vitesses aux noeuds (droite) à l'interface de sortie

Les Fig. IV.9 et IV.10 montrent les forces et vitesses à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci.

La force de sortie numérique est comparable à la force mesurée (Fig. IV.7) malgré quelques fluctuations sur le « plateau ». En revanche, à 100 mm de l'interface de sortie, la force calculée présente des oscillations marquées qui s'amplifient au cours du temps (Fig. IV.10). Néanmoins, le niveau moyen est respecté. Inversement, les vitesses des noeuds à l'interface présentent les mêmes oscillations s'amplifiant au cours du temps que la force à 100 mm de celle-ci. La vitesse à 100 mm de l'interface correspond exactement à la vitesse mesurée (c'est une condition aux limites imposée).

On ne retrouve donc pas les promesses de la section 2.2.1. Pourtant, ce calcul-preuve de concept n'avait montré aucune fluctuation de la force ou de la vitesse dans la barre de sortie. Or, les conditions aux limites étaient issues d'un premier calcul numérique (avec barres

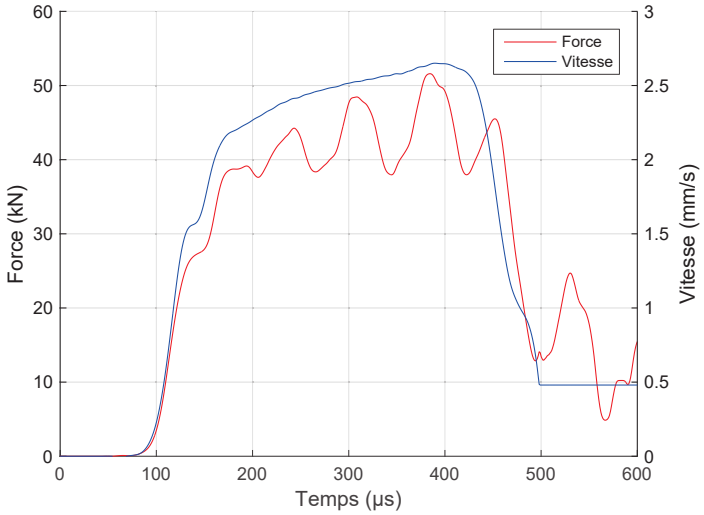


Figure IV.10: Force et vitesse au bout de la barre de sortie (position + 100)

entières). Celui-ci avait donc fixé les règles : contact, modèles matériaux, déplacements dans les barres... Ainsi, les deux conditions aux limites imposées étaient en cohérence parfaite dans le calcul suivant, ce qui a calé parfaitement les ondes élastiques entre elles.

Or, quand on impose des conditions aux limites qui évoluent dans le temps issues directement de l'expérience, si le modèle numérique ne correspond pas parfaitement à la réalité, on observe des fluctuations des signaux s'amplifiant au cours du temps (Fig. IV.9 et IV.10). Une fois de plus, ces fluctuations sont directement liées à la longueur du système numérique. Un aller-retour dans ce système correspond à 90 μs ($c_{el,alu} \approx 5000\ m/s$), ce qui correspond au temps entre les oscillations. Ces oscillations sont donc le résultat de l'incohérence entre le modèle numérique et l'expérience : modèles matériaux différents, contact différent, conditions aux limites différentes... Le fait que la force à l'interface de sortie soit plutôt bien reproduite est assez surprenant. C'est peut-être pour équilibrer la condition aux limites imposée à 100 mm de l'interface.

On peut donc penser que ces oscillations (gênantes pour le calcul inverse) peuvent être supprimées si on parvient à obtenir un modèle numérique plus proche de l'expérience. On étudie l'influence du contact normal sur les signaux de force. Le contact normal doit être un paramètre important car l'essai aux barres d'Hopkinson sollicite directement l'éprouvette mais aussi les interfaces barres/éprouvettes dans la direction normale.

Dans un premier temps, on utilise une loi de contact normal linéaire (en remplacement de la loi « hard » par défaut d'Abaqus). Il suffit alors de définir une rigidité de contact K, représentant le rapport entre la pression de surface et une déformation liée à l'interpénétration des maillages des surfaces en contact. La Fig. IV.11 représente les forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour différentes rigidités K. On a volontairement fait varier K sur une plage très importante. La force augmente logiquement avec la rigidité de contact. On retrouve le niveau attendu pour une rigidité $K = 17000$, avec des fluctuations qui augmentent quand on s'éloigne de cette rigidité qui doit être proche de la rigidité réelle du contact. Néanmoins, on garde des oscillations marquées pour toutes les rigidités à 100 mm de l'interface de sortie.

Une loi de contact linéaire est un modèle simple. On teste donc une loi de contact exponentielle. La Fig. IV.12 représente les forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour trois rigidités exponentielles C différentes. Dans tous les cas, le contact exponentiel est plus « dur et stable » que le contact linéaire en fin d'impact. On observe donc moins d'oscil-

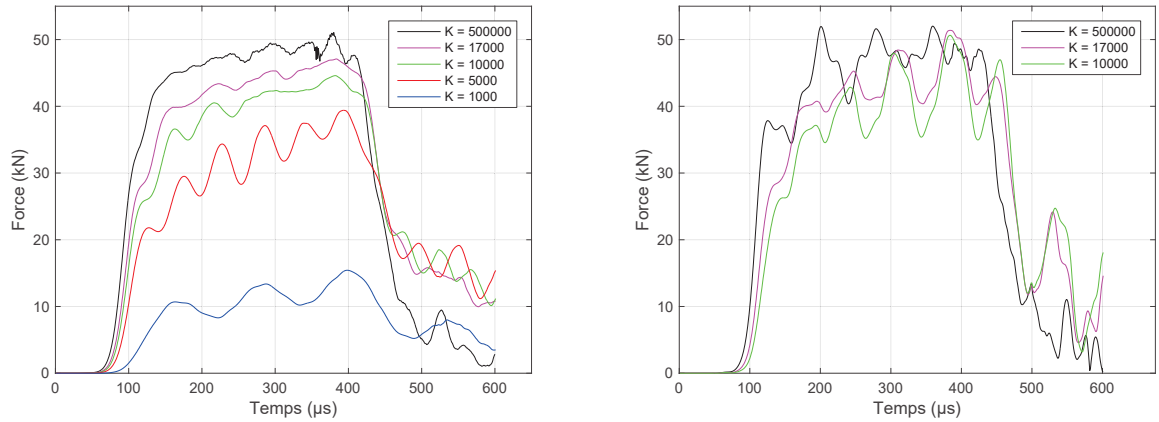


Figure IV.11: Force à l'interface de sortie (gauche) et à 100 mm de celle-ci (droite) en fonction de la rigidité du contact (contact linéaire)

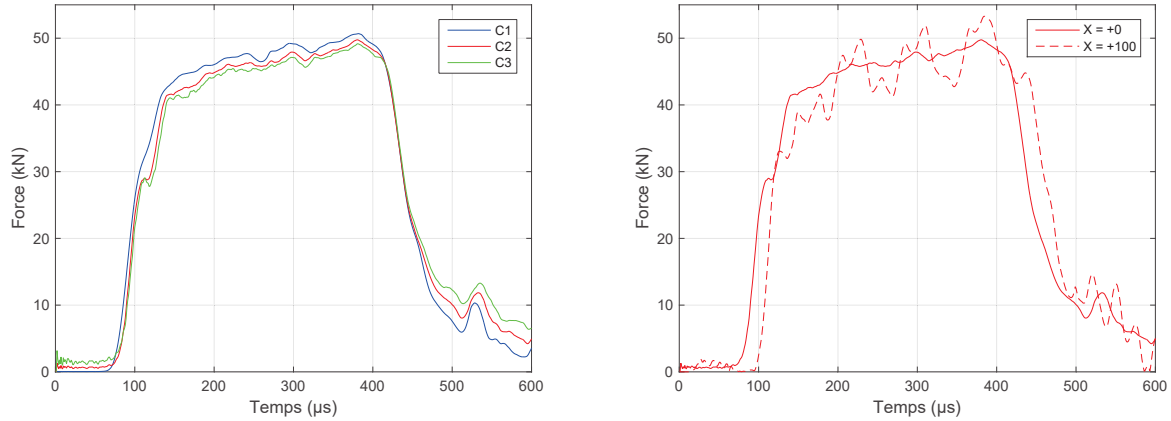


Figure IV.12: Force à l'interface de sortie (gauche) en fonction de la rigidité du contact (contacts exponentiels, $C1 : p_0 = 1\ MPa\ et\ c_0 = 1\ \mu m; C2 : p_0 = 20\ MPa\ et\ c_0 = 10\ \mu m; C1 : p_0 = 50\ MPa\ et\ c_0 = 20\ \mu m$) ; Forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour le contact exponentiel C2 (droite)

lations sur le signal à l'interface de sortie. Néanmoins, on garde des fluctuations importantes sur le signal de force à 100 mm de l'interface. On a l'impression que l'idéal serait d'avoir une rigidité linéaire en début d'impact, puis, une rigidité exponentielle en fin d'impact. De nombreux essais numériques ont été réalisés avec des lois de contact personnalisées mais ils ont donné des résultats similaires. Dans la section 3, nous reviendrons sur la loi de contact normal choisie et ce que cela implique.

Ces phénomènes de fluctuations sont observés symétriquement dans la barre d'entrée. Pour supprimer ces oscillations, on effectue le même calcul en rallongeant la barre de sortie en passant de 100 mm à 1500 mm, de façon à s'affranchir des réflexions d'ondes pendant environ 600 μs supplémentaires, durée suffisante pour passer l'intégralité du signal incident. Ainsi, seule la vitesse en position -100 est imposée, tout le reste du système est laissé libre. La Fig. IV.13 compare les forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour les deux longueurs de barres de sortie. Le contact exponentiel $C2$ est utilisé.

Le fait d'allonger la barre supprime totalement les oscillations observées sur la force à 100 mm de l'interface. Pourtant, la force à l'interface est pratiquement identique pour les deux calculs. Le fait d'enlever la contrainte de vitesse en position $+100$ relaxe le calcul et

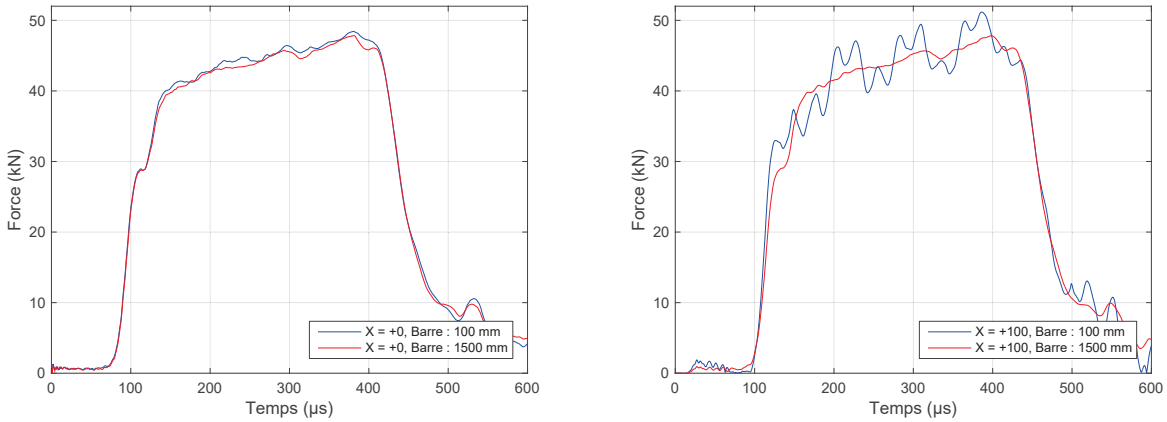


Figure IV.13: Forces à l'interface de sortie (gauche) et à 100 mm de celle-ci (droite) pour 2 longueurs de barres de sortie différentes : 100 mm et 1500 mm

fait disparaître les oscillations. Les erreurs de modélisations sont évacuées dans la barre de sortie et n'ont pas le temps de revenir perturber les signaux.

Cette solution n'en est pas une car on a été contraint d'utiliser une barre de sortie numérique très grande (i.e. coûteuse en temps de calcul).

2.2.3 Modélisation avec des éléments poutres

L'idée est d'évacuer les erreurs de modélisation de la zone d'intérêt en ajoutant une « poutre » en sortie du système. Le nouveau système est montré en Fig. IV.14. Le calcul est identique à celui de la section 2.2.2, en ajoutant une barre 1D de longueur 1400 mm après la barre de sortie 3D de 100 mm. On utilise 35 éléments poutre avec un gradient de taille d'éléments. A la jonction barre/poutre, les déplacements sont contraints égaux à tout instant.

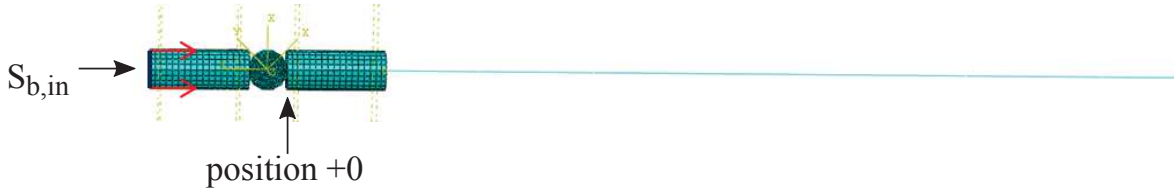


Figure IV.14: Maillage et conditions aux limites du modèle : éprouvette, barres réduites de longueur 100mm et poutre de sortie

Ce calcul montre les mêmes résultats que le calcul avec une barre de sortie 3D de longueur 1500 mm. Ceci est en accord avec le fait que le 3D est important seulement au voisinage de l'éprouvette (Annexe D). On gagne donc un nombre d'éléments considérable pour un calcul donnant exactement les mêmes résultats. On retrouve le résultat important issu de la théorie des barres d'Hopkinson : la force et la vitesse sont proportionnelles partout dans la barre de sortie. La Fig. IV.15 montre que les forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci sont les mêmes au décalage temporel près.

L'ajout d'une poutre permet donc de s'affranchir d'une partie importante des oscillations numériques. Outre le contact normal, ces oscillations résiduelles peuvent avoir de multiples origines : forme de la vitesse imposée, taille des éléments...

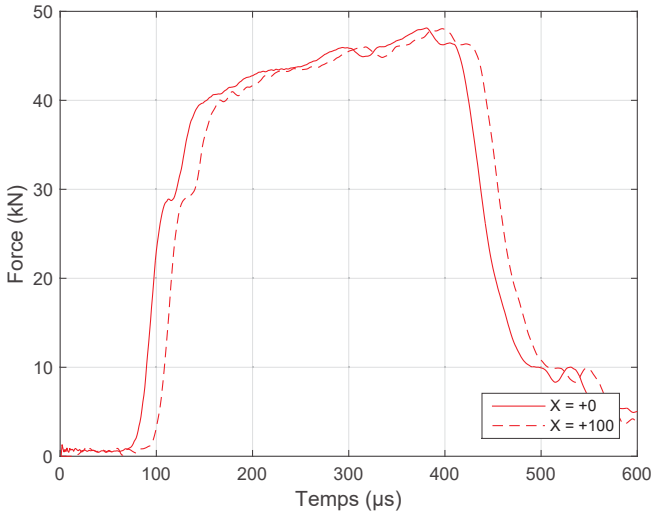


Figure IV.15: Forces à l'interface de sortie et à 100 mm de celle-ci pour le contact exponentiel $C2$

La Fig. IV.16 montre la vitesse imposée en entrée du calcul numérique. Celle-ci a été obtenue grâce au logiciel *DAVID*, en recombinant l'onde incidente et l'onde réfléchie dans la barre d'entrée. Les deux « vagues » d'assez grande fréquence en fin de signal sont sans doute un biais issu du recalage des deux ondes. On a donc effectué un autre calcul en rendant la vitesse constante sur cette partie bruitée (lissage).

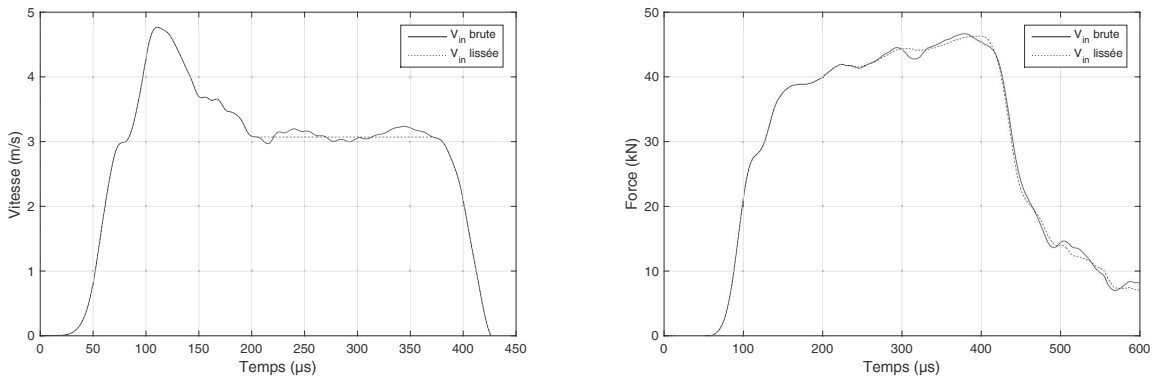


Figure IV.16: Vitesse imposée à 100 mm de l'interface d'entrée brute et lissée (gauche) ; Forces à l'interface de sortie avec et sans lissage de la vitesse d'entrée (droite)

La Fig. IV.16 représente les forces à l'interface de sortie avec et sans lissage de la vitesse d'entrée. Le lissage de la vitesse d'entrée permet d'atténuer sensiblement les oscillations résiduelles. Celles-ci viennent donc en partie du signal expérimental. Si on imposait la déformation mesurée directement à la jauge (à 1500 mm de l'éprouvette), il n'y aurait pas ce problème. C'est le premier post-traitement des signaux expérimentaux qui le crée.

Jusqu'à présent, on s'est placé sur une taille d'élément comprise entre 2 et 5 mm, comme cela est fait dans la littérature [Challita and Othman, 2010; Roth and Mohr, 2014]. Or, la taille des éléments peut jouer un rôle sur la propagation des ondes élastiques, sur le contact... L'Annexe E est une étude complète de l'influence de la densité du maillage sur les résultats de la modélisation numérique. La Fig. IV.17 montre la force à l'interface de sortie pour deux tailles d'éléments : 1 et 5 mm. En diminuant la taille d'élément, on atténue les oscillations

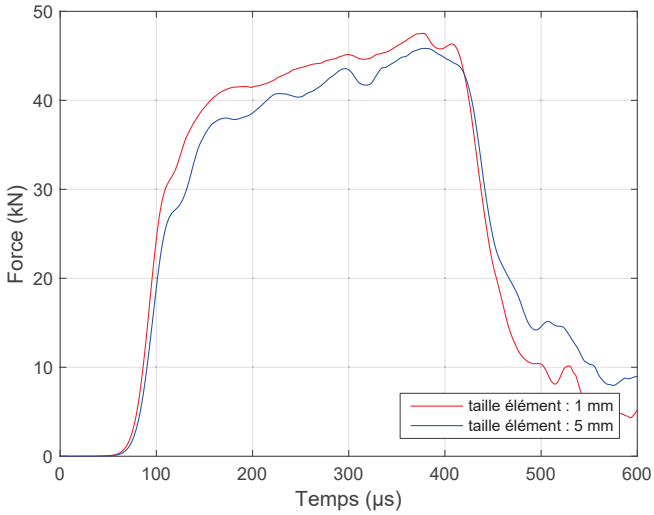


Figure IV.17: Force à l'interface de sortie pour deux tailles d'élément : 1 mm et 5 mm

du signal et la montée en force est plus rapide. Cela est directement lié au problème du contact normal évoqué auparavant. Le fait de densifier le maillage contraint davantage la loi de pénalité de contact, ce qui augmente la rigidité du contact. Ces calculs ont été réalisés avec la loi de contact normal « hard » par défaut d'Abaqus.

Dorénavant, on travaillera avec des éléments de taille 1 mm. Le contact sera fixé sur les essais avec l'éprouvette *DODECA* avec joint adhésif. La modélisation numérique choisie est décrite dans la section suivante.

3 Modélisation numérique des essais choisie

La modélisation numérique des essais choisie s'appuie sur le travail décrit en section 2.2 en ajoutant le joint adhésif.

3.1 Méthode et caractéristiques de la modélisation

La géométrie du modèle choisi est montrée en Fig. IV.18 pour un essai à 45°.

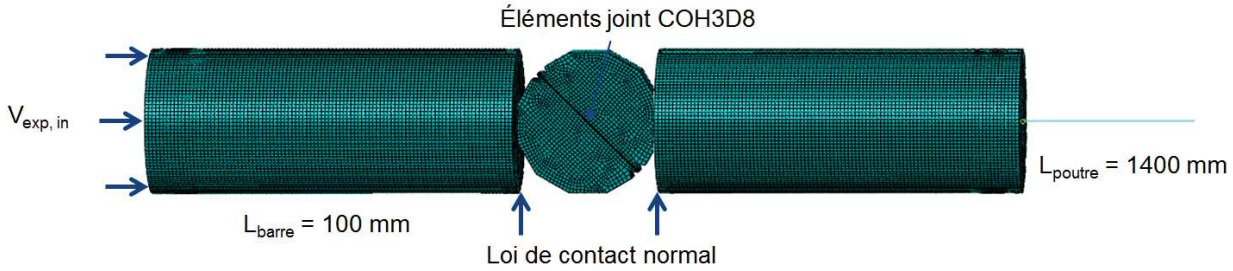


Figure IV.18: Géométrie et informations diverses sur le modèle numérique (essai à 45°)

Les principaux paramètres du modèle numérique sont les suivants :

- Géométrie : 2 demi-dodécagones (avec becs) inscrit dans un cercle de rayon 20 mm, d'épaisseur 10 mm

1 pavé représentant le joint adhésif de longueur 38.65 mm, de largeur 10 mm, d'épaisseur 0.3 mm (l'épaisseur est modifiée pour chaque éprouvette selon l'épaisseur mesurée.)
2 cylindres de rayon 20 mm, de longueur 100 mm
1 poutre de rayon 20 mm, de longueur 1400 mm

- Modèle matériau : Substrats : $E = 72$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.8$ kg/L
  $\sigma_y = 235$ MPa, $\sigma_i = 290$ MPa à $\varepsilon_{p,i} = 0.0041$
  et $\sigma_f = 410$ MPa à $\varepsilon_p = 0.05$ (Annexe C)
  Barres et poutre : $E = 72.31$ GPa, $\nu = 0.33$, $\rho = 2.802$ kg/L
  Joint adhésif : $\boldsymbol{E}$, $\boldsymbol{\nu}$, ($\rho = 1.1$ kg/L)
  $\boldsymbol{\sigma_y}$, $\boldsymbol{\sigma_f}$ à $\varepsilon_p = 2.0$ (au vu des résultats expérimentaux, on utilise un modèle élastoplastique simple ; cette modélisation pourra évoluer si besoin.)
- Maillage : 334 340 éléments (taille : 1 mm) dont :
  $2 \times 159\,776$ (barres) et $2 \times 7\,170$ (substrats) éléments C3D8R
  48 éléments B31 (poutre)
  400 éléments C0H3D8 (joint adhésif). L'intérêt des éléments cohésifs est résumé en Annexe F
- Contact : méthode de pénalité. Contact tangentiel sans frottement et **contact normal personnalisé** (Fig. IV.19). Le contact « hard » par défaut d'Abaqus n'autorise pas d'interpénétration des maillages et peut transmettre une pression infinie au contact. C'est une loi trop pénalisante : quand le joint et surtout les substrats se plastifient, le contact doit s'adoucir aussi. On utilise donc un contact normal personnalisé : c'est une loi pression/distance entre les surfaces (Fig. IV.19) qui va se rapprocher du contact réel. Cette loi de contact a une influence particulière sur les efforts et les déplacements transmis, en particulier sur la force de sortie ce qui est illustré en Fig. IV.19. Cette loi de contact est, *a priori*, dépendante de la géométrie, du maillage, et des modèles matériaux. Ses effets multiples sur la simulation sont difficiles à identifier. On estime que cette loi peut aussi varier d'un essai à l'autre suivant la mise en place de l'éprouvette entre les barres. Dans le Chap. V, on utilisera certaines mesures, notamment la force de sortie, pour régler cette loi de contact. Ces paramètres de contact constituent une limite de notre modélisation et de notre calcul inverse.

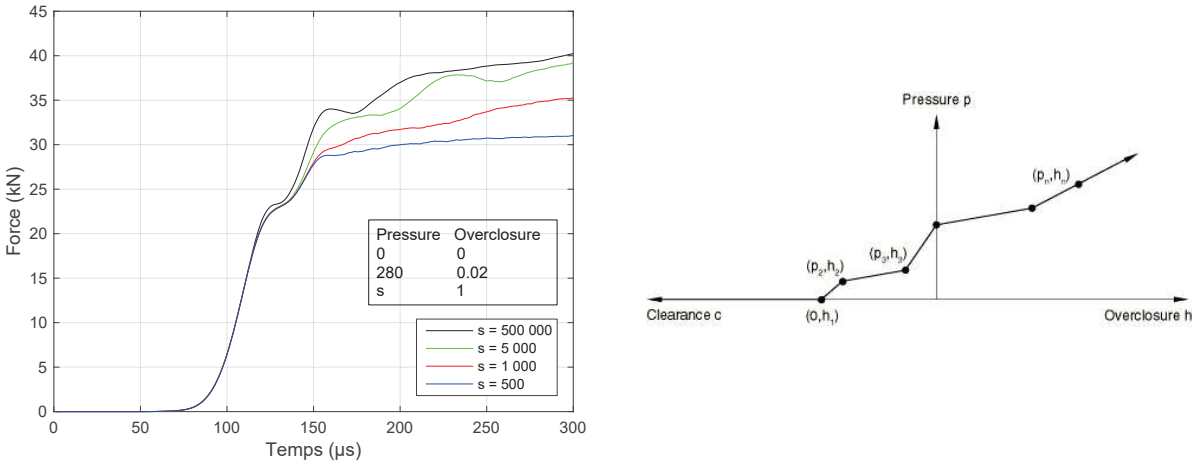


Figure IV.19: Force de sortie en fonction du temps pour différents contacts (gauche) et principe de la loi de contact personnalisée Abaqus (droite)

- Conditions aux limites : On impose la vitesse mesurée V_{in} sur la surface extérieure de la barre d'entrée (Fig. IV.20). Cette vitesse n'est pas mesurée directement, elle est issue du logiciel *DAVID*. On remarque, sur la Fig. IV.20, que cette vitesse est l'addition de l'onde incidente et de l'onde réfléchie (l'onde réfléchie apparaît au bout de 80 μs à $t = 110$ μs). Les déplacements à la jonction barre/poutre sont contraints d'être identiques. De même, les surfaces des substrats et du joint sont en contrainte Tie (terme Abaqus).

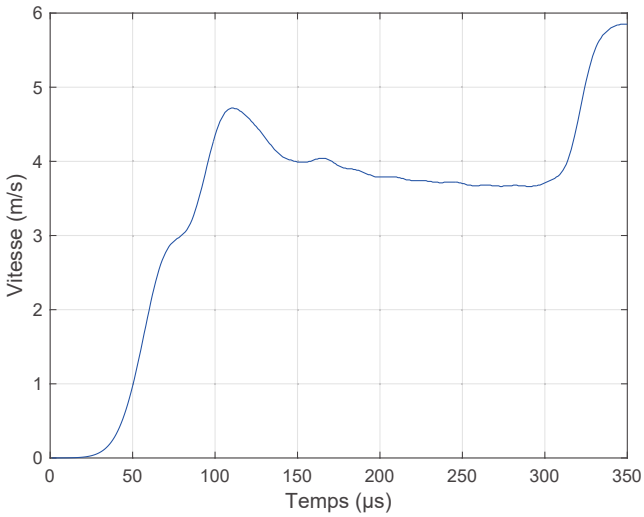


Figure IV.20: Vitesse des ondes mesurée dans l'essai à 45° utilisée comme condition aux limites dans la simulation numérique

3.2 Analyse rapide des essais numériques

Outre le développement du calcul inverse (Chap. V), la modélisation numérique nous permet de mieux comprendre ce qu'il se passe dans notre éprouvette pendant l'essai. On va se concentrer sur l'essai à 45°.

Tout d'abord, on va analyser l'effet de la structure de l'éprouvette sur la répartition des contraintes. L'observation des éprouvettes après essai à 45° nous a permis de conclure que les substrats se plastifient dans les zones d'impact près des barres, mais pas aux alentours du joint. Cela se retrouve numériquement, c'est un effet structurel.

La Fig. IV.21 montre le champ de contrainte de Mises pendant l'essai. Si l'on suit l'axe de compression, la surface (normale à l'axe) diminue. Comme la force doit se propager dans l'éprouvette, la contrainte diminue jusqu'au centre de l'éprouvette. Ceci explique le fait que l'aluminium plastifie près des barres, mais pas au centre de l'éprouvette. La Fig. IV.21 représente aussi la contrainte de Mises suivant l'axe de compression à différents instants. Le joint adhésif (abscisse à 0.5) voit donc le minimum de contrainte et ceci permet d'allonger la durée de notre mesure. De plus, on peut noter que la contrainte met un certain temps à s'équilibrer. L'équilibre s'établit au bout d'environ 20 μs mais on garde toujours de légères oscillations autour de la position d'équilibre.

Il est aussi intéressant de regarder l'évolution temporelle de la contrainte de cisaillement au milieu du joint en fonction des paramètres matériau du joint. Ceci est illustré en Fig. IV.22. L'état de contrainte du joint est principalement défini selon cette contrainte, qui sera responsable de la rupture du joint.

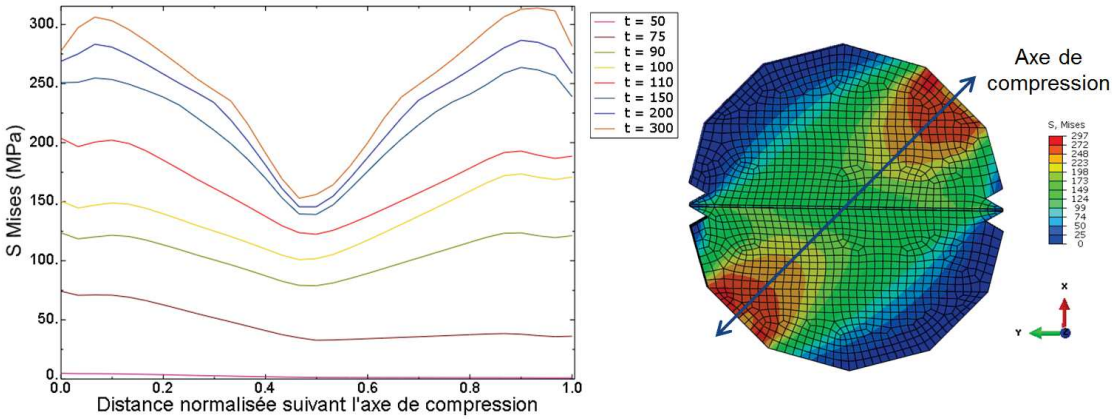


Figure IV.21: Contrainte de Mises à différents instants sur l'axe de compression (gauche). Champ de contrainte de Mises à $t = 150\ \mu s$ (droite). Essai à 45°

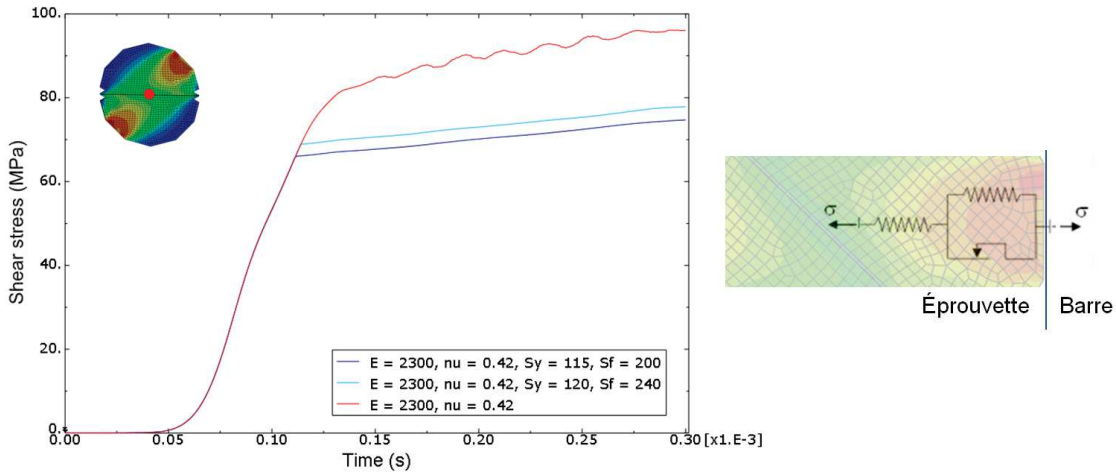


Figure IV.22: Évolution temporelle de la contrainte de cisaillement au milieu du joint pour différents modèles de joint (gauche). Schéma de principe de la propagation de la contrainte à travers l'éprouvette (droite). Essai à 45°

On peut remarquer que cette contrainte de cisaillement a la même évolution temporelle que la force de sortie, quel que soit le modèle du joint, i.e. une augmentation rapide pendant 75 μs, puis une augmentation plus lente jusqu'à rupture du joint (Fig. IV.22). Il est très important de comprendre les principales causes de cet infléchissement de la contrainte. La première cause vient de l'essai des barres d'Hopkinson en lui-même : l'onde incidente de compression n'est pas une rampe comme un essai en quasi-statique, mais plutôt une sorte de créneau ce qui va ralentir l'augmentation dans le temps. Ensuite, la plasticité de l'aluminium dans les zones de contact constitue la deuxième cause de cet infléchissement. On peut expliquer cette raison par le schéma de principe dessiné en Fig. IV.22. Le système est en série : la baisse de la contrainte dans le substrat qui se plastifie se propage dans l'aluminium élastique, puis dans le joint. La troisième cause est sans doute l'adoucissement du contact barres/éprouvette suite à la plastification de l'aluminium illustré en Fig. IV.19. Ces trois causes expliquent l'infléchissement de la contrainte de cisaillement pour un joint élastique sans endommagement, ni plasticité. Si on ajoute de la plasticité dans le joint, l'infléchissement de la contrainte est amplifié. Ceci est montré en Fig. IV.22.

Ainsi, la variation de la contrainte de cisaillement dans le joint en fonction du modèle de ce dernier reste faible. Ce phénomène est illustré en Fig. IV.23 où on fait varier le seuil de

plasticité du joint. Cette figure montre également les évolutions temporelles des déformations de cisaillement correspondantes. La différence entre deux jeux de paramètres matériau pour le joint a une plus grande influence sur la déformation que sur la contrainte. Ceci est un avantage pour l'identification de ces paramètres car la grandeur la plus discriminante est la déformation, grandeur que l'on mesure.

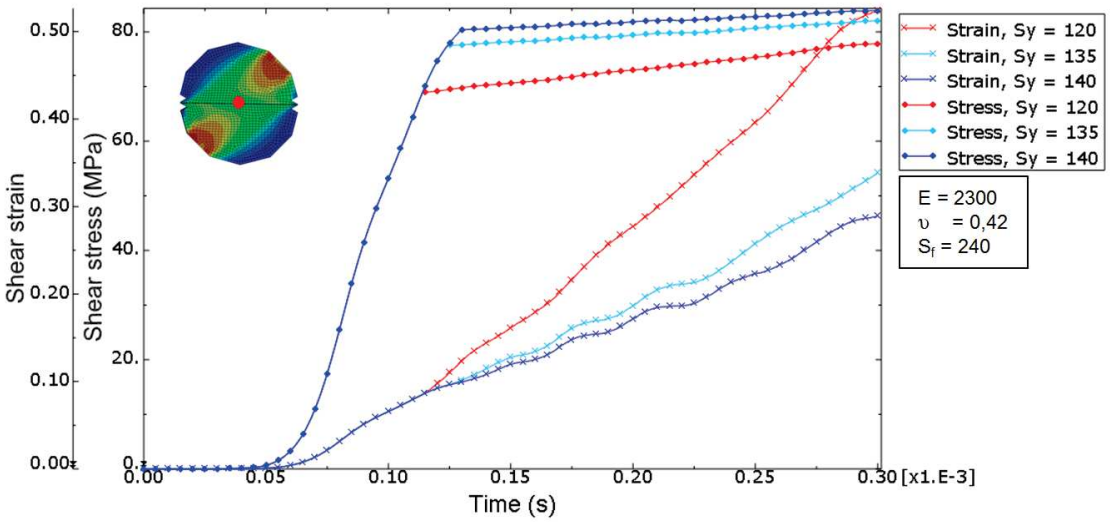


Figure IV.23: Évolutions temporelles de la contrainte et de la déformation de cisaillement au milieu du joint pour différents modèles de joint. Essai à 45°

On ne montre pas ici l'analyse numérique des deux autres essais. Néanmoins, les trois phénomènes illustrés précédemment ont le même rôle pour les trois angles d'essai et se retrouvent numériquement.

Ce travail numérique a permis de développer une modélisation numérique viable de l'essai *DODECA*. Plusieurs modèles numériques ont été testés. Les deux difficultés majeures sont les réflexions d'ondes et le temps de calcul. Un compromis a été trouvé en modélisant partiellement les barres d'entrée et de sortie, et en évacuant les ondes élastiques par une longue poutre en sortie du modèle. L'identification des paramètres matériau du joint sera réalisée dans le Chap. V, en confrontant les mesures et les simulations numériques. Outre cette avancée, une meilleure compréhension de notre essai a été possible grâce aux analyses du modèle numérique. L'extraction de la contrainte locale par corrélation d'images pourra être confirmée une fois les paramètres identifiés.

CHAPITRE V

Identification des paramètres du joint par calcul inverse

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats issus du calcul inverse des paramètres matériau du joint à partir des mesures et de la simulation numérique. Nous insisterons auparavant sur la stratégie à adopter pour parvenir à inverser le système. Les résultats seront ensuite analysés à travers des surfaces d'élasticité et de rupture et des confrontations avec les mesures directes.

Sommaire

1 Introduction **72**
2 Méthodes d'identification des paramètres du joint **74**
2.1 Premiers pas sur l'essai à 45° 75
2.2 Études paramétriques 79
2.3 Méthode optimale et messages importants 84
2.3.1 Point initial de la minimisation 84
2.3.2 Prise en compte du contact dans la minimisation 86
2.3.3 Adaptation de la fonction coût à l'essai 88
3 Résultats de l'identification sur les trois angles d'essai et calcul de sensibilités **89**
3.1 Essai à 45° 89
3.2 Essai à 15° 92
3.3 Essai à 75° 94
4 Analyse des modèles identifiés **96**
4.1 Surfaces d'élasticité et de rupture 96
4.2 Contrainte locale dans le joint : confrontation avec la mesure directe 97

1 Introduction

Le but de la modélisation numérique de l'essai *DODECA* décrite dans le Chap. IV est de compléter la caractérisation du joint adhésif développé en Chap. III par un modèle complet de ce joint en confrontant les résultats numériques issus du modèle et les mesures expérimentales.

Notre calcul inverse s'inscrit dans un problème d'identification de paramètres mécaniques de comportement et de rupture à partir de mesures et de simulations numériques. Les mesures comprennent des mesures globales et des mesures de champs locales. Ces problèmes d'identification ont fait l'objet de nombreuses recherches ; le lecteur se référera aux ouvrages suivants pour une description plus précise : Bui [1997]; Constantinescu and Tardieu [2001]; Constantinescu and Dand Van [2004]; Bonnet and Constantinescu [2005]; Tarantola [2005].

Comme rappelé en Chap. II, en dynamique, le post-traitement classique aux barres d'Hopkinson constitue déjà un calcul inverse : on déduit les forces et les déplacements aux bornes de l'éprouvette à partir des mesures des jauges dans les barres. Ce calcul inverse est réalisé grâce à la propagation 1D des ondes dans le système, sans simulation numérique. Quelques groupes ont approfondi ce post-traitement classique en ajoutant un calcul inverse à partir de simulations numériques [Zhao and Gary, 1996; Grolleau et al., 2008; Roth and Mohr, 2014]. Cela leur permet de comparer les deux méthodes ou de perfectionner leurs modèles. Dans notre cas, l'éprouvette utilisée n'est pas le matériau d'intérêt, mais un assemblage de plusieurs matériaux. Des hypothèses supplémentaires seront donc nécessaires pour traiter notre problème.

La plupart des méthodes inverses utilisent une modélisation numérique pour résoudre le problème. Dans ce cadre, le système élastique considéré peut s'écrire :

$$K(A(\theta)).U = R \tag{V.1}$$

avec θ les paramètres du modèle, A le tenseur d'élasticité, K la matrice de rigidité associée au modèle numérique, R le vecteur généralisé des forces et U le vecteur déplacement des noeuds introduits dans la modélisation numérique [Avril et al., 2008]. Le manque d'information sur A doit être compensé par un ensemble de données surdéterminées. Dans la plupart des cas (comme notre cas), les champs de déformation et de contrainte sont hétérogènes et le lien entre les quantités mesurées et les paramètres du modèle sont implicites.

Plusieurs méthodes récentes permettent d'identifier les paramètres d'un modèle à partir de mesures de champs : la *FEMU* (Finite Element Model Updating), la *VFM* (Virtual Fields Method), la *RGM* (Reciprocity Gap Method)... Dans la suite, on ne parlera que de la première méthode. Les autres méthodes sont décrites dans les références : Bonnet and Constantinescu [2005]; Avril et al. [2008].

La *FEMU* est la méthode la plus intuitive : elle consiste à trouver les paramètres du modèle donnant la meilleur correspondance entre les mesures réelles et les calculs ; ceci en performant des simulations numériques de manière itérative. L'approche la plus basique est de comparer les forces mesurées avec les forces prédites en minimisant une fonction coût de la forme :

$$J_F(\theta) = \frac{1}{2}(R - K(A(\theta)).U)^T W_F (R - K(A(\theta)).U) \tag{V.2}$$

avec W_F une matrice de poids. Dans de nombreux cas, l'information en force est insuffisante. On peut utiliser une approche similaire sur le champ de déplacements en minimisant l'écart entre les déplacements mesurés et les déplacements calculés. On peut aussi combiner les deux approches ensemble pour enrichir l'identification [Avril et al., 2008; Mathieu et al., 2013; Gras et al., 2015].

Dans notre cas, on peut réécrire plus simplement l'Eq. V.2 sous la forme :

$$\varphi(\theta) = \alpha \left\| F^{exp} - F^{sim}[\theta] \right\| + \beta \left\| \Delta U^{exp} - \Delta U^{sim}[\theta] \right\| + \gamma \left\| \Delta V^{exp} - \Delta V^{sim}[\theta] \right\| \qquad \text{(V.3)}$$

en notant F la force, U et V les déplacements horizontaux et verticaux, respectivement. On reviendra en détail sur le choix de la fonction coût. La solution du problème est alors la suivante :

$$\theta^* = arg \min_{\theta} \varphi(\theta) \qquad \text{(V.4)}$$

Pour obtenir ce résultat, la fonction coût doit donc être minimisée. On peut utiliser différents types d'algorithmes. Les plus classiques sont les algorithmes à gradients (Gauss-Newton, Levenberg-Marquardt...). Ils sont économiques en temps de calcul mais nécessitent le calcul du gradient de la fonction coût. Il peut être réalisé par différences finies, par différentiation directe ou par une méthode Lagrangienne [Constantinescu and Dand Van, 2004]. D'autres types d'algorithmes ont montré leurs preuves comme les algorithmes à simplexes, génétiques ou avec méthode de Monte-Carlo. Ces derniers sont susceptibles d'explorer plus largement l'espace des paramètres mais peuvent être très coûteux en temps de calcul.

Une fois que le jeu de paramètres a été identifié, cette méthode déterministe donne accès à une valeur unique pour chaque paramètre. Or, il est nécessaire d'accéder à l'incertitude associée à chaque paramètre identifié. La méthode la plus utilisée est le calcul de la sensibilité S et des matrices de sensibilités correspondantes M [Tortorelli and Michaleris, 1994; Affagard et al., 2016]. La sensibilité évalue l'évolution d'une grandeur d'intérêt P au voisinage de la position identifiée. La Fig. V.1 représente la sensibilité et une matrice de sensibilité calculées pour un essai DCB. On les calcule de la manière suivante :

$$S_{\theta_k}(t) = P(t, \theta_k + \delta\theta_k) - P(t, \theta_k) \quad \text{et} \quad M_{ij} = \left\{ \hat{S}_{\theta_i} \right\}^t \left\{ \hat{S}_{\theta_j} \right\} \qquad \text{(V.5)}$$

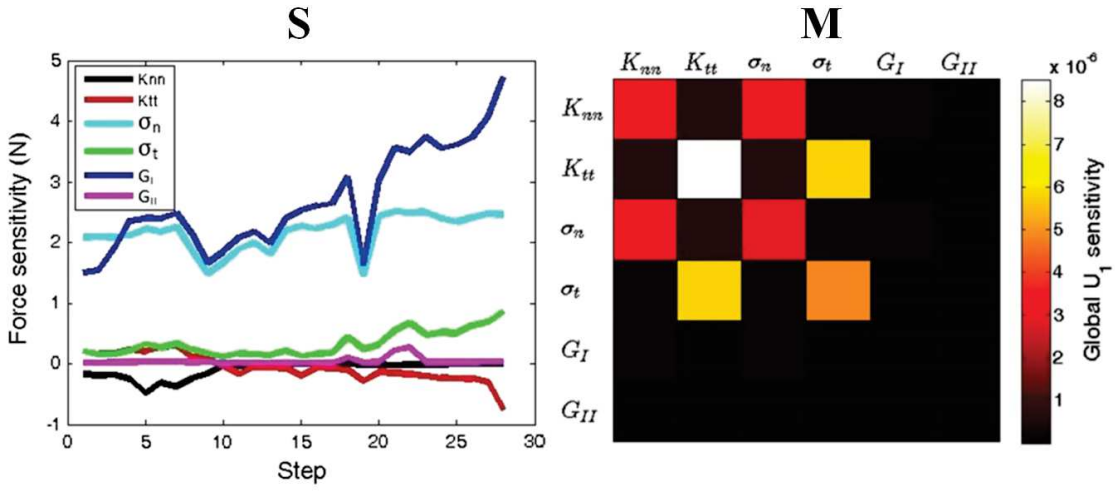


Figure V.1: Évolution temporelle de la sensibilité en force (gauche). Matrice de sensibilité de déplacement (droite). Essai DCB [Affagard et al., 2016]

Cette méthode permet, en premier lieu, de connaître l'influence au cours du temps de chaque paramètre sur le résultat de notre fonction coût. Dans un second temps, on peut définir un certain seuil de sensibilité qui définira l'incertitude sur chaque paramètre identifié. Ce seuil peut être basé sur l'incertitude de mesure.

L'approche statistique Bayésienne peut aussi être un choix intéressant. Contrairement à l'approche déterministe présentée précédemment, cette approche définit les paramètres comme des distributions de probabilités. Ainsi, on a directement accès au résultat de l'inversion (moyenne) et à son incertitude (intervalle de confiance), comme illustré en Fig. V.2. Le principe de ce type de calcul inverse est expliqué dans les ouvrages suivants : Scales and Tenorio [2001]; Andrieu et al. [2004]; Lecampion and Constantinescu [2005]; Lecampion and Gunning [2007]; Koutsourelakis [2009].

La règle de Bayes est écrite en Eq. V.6 et le schéma de principe est résumé en Fig. V.2. Le « prior » $p(\theta)$ représente les hypothèses sur les paramètres *a priori*. La « likelihood » $p(\hat{y}|\theta)$ représente la confrontation des données $\hat{y}$ avec le modèle. Cette dernière a le même rôle que notre fonction coût φ dans l'approche déterministe. Le « posterior » $p(\theta|\hat{y})$ est le résultat final de l'inversion.

$$p(\theta|\hat{y}) = \frac{p(\hat{y}|\theta)p(\theta)}{p(\hat{y})} \tag{V.6}$$

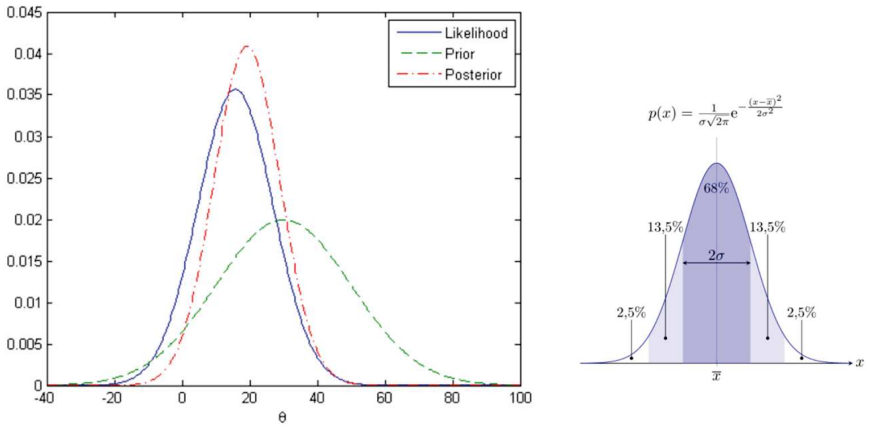


Figure V.2: Principe du calcul inverse par approche statistique bayésienne (gauche). Loi de probabilité d'une variable aléatoire gaussienne (droite)

L'approche Bayésienne ne sera pas traité dans la suite de ce manuscrit. On lui préférera l'approche déterministe qui est plus accessible et moins coûteuse en temps de calcul.

2 Méthodes d'identification des paramètres du joint

Le but de la modélisation numérique de l'essai *DODECA* décrite dans le Chap. IV est d'identifier les paramètres matériaux du joint adhésif en confrontant les résultats numériques et les mesures expérimentales. Pour cela, il faut définir une stratégie d'identification : quels essais utiliser ? quels modèles utiliser ? quelles mesures utiliser ?

La stratégie est résumée en Fig. V.3.

On décide d'utiliser uniquement les essais *DODECA* pour identifier les paramètres. On pourrait imaginer utiliser des mesures de DMA ou des essais quasi-statiques. Néanmoins, on choisit d'identifier un modèle indépendant de la vitesse de déformation. Les trois essais *DODECA* ont des taux de déformation similaires et proches de 1000 s^{-1}. On fait donc l'hypothèse que les paramètres identifiés sont valables aux alentours de cette valeur.

Pour la modélisation, on se réfère aux résultats expérimentaux du Chap. III. Il semblerait qu'un modèle élastoplastique simple suffise à rendre compte du comportement du joint. On a donc deux paramètres d'élasticité $\boldsymbol{E}$ et $\boldsymbol{\nu}$, et deux paramètres de plasticité $\boldsymbol{\sigma_y}$ et

$\boldsymbol{\sigma_f}$ à $\varepsilon_p = 2.0$. On utilise le modèle plastique tabulaire d'Abaqus. C'est pourquoi le dernier paramètre σ_f est pris à une déformation très grande (Abaqus suppose une plasticité parfaite après le dernier point). Les deux paramètres de plasticité ne seront pas les mêmes pour les trois essais. On a rappelé au Chap. I que la contrainte seuil de plasticité augmente avec la pression hydrostatique pour les polymères. On l'a d'ailleurs déjà observé sur les résultats expérimentaux au Chap. III. La plasticité pourra être enrichie en ajoutant un point intermédiaire si besoin. On suppose que la rupture a lieu à un certain seuil de contrainte correspondant à l'instant observé expérimentalement. Les valeurs de contrainte correspondantes au centre du joint seront définies comme les contraintes à rupture du matériau joint.

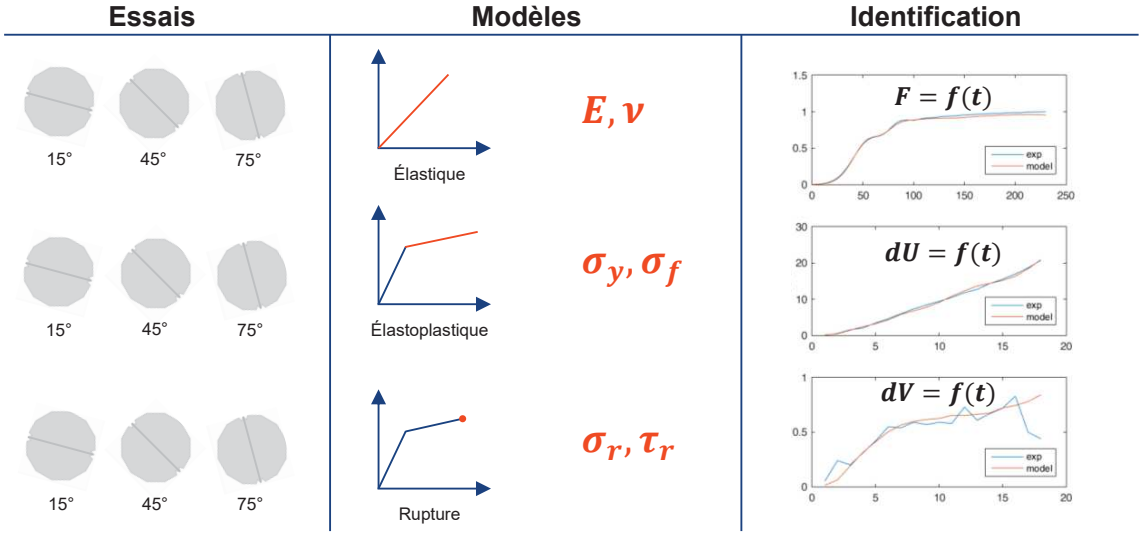


Figure V.3: Stratégie d'identification des paramètres matériau du joint

Les mesures explicitées au Chap. III vont être utilisées pour l'identification des paramètres : la force de sortie, la déformation de cisaillement au centre du joint et la déformation normale au centre du joint. On choisit donc d'identifier les paramètres sur les différences de déplacement, et non les déplacements directement pour s'affranchir en partie des substrats. On n'utilise pas les champs de déplacements mesurés en entier car ils sont trop bruités et inexacts dans la zone du joint. Néanmoins, on pourrait utiliser des déformations à différents endroits du joint pour enrichir le calcul inverse. Ceci ne sera pas traité dans la suite du manuscrit. On n'utilise pas non plus le calcul du champ de déformation à partir du champ de déplacement. Le champ de déformation nous servira *a posteriori* pour évaluer la cohérence de la mesure de contrainte locale expliquée en section 2 du Chap. III.

2.1 Premiers pas sur l'essai à 45°

L'objectif de cette partie est de faire comprendre les tenants et les aboutissants de notre identification numérique. Pour cela, on se concentre sur l'essai à 45°. Encore une fois, les tendances que l'on va dégager se retrouvent sur les deux autres essais. Cette partie montre en particulier l'importance du calage temporel entre données numériques et expérimentales sur les paramètres identifiés. Le calage temporel apparaît une nouvelle fois comme une donnée majeure dans notre caractérisation.

La Fig. V.4 illustre la comparaison des mesures avec le calcul numérique pour l'essai à 45°. La force de sortie est extraite du calcul chaque microseconde (comme expérimentalement) au premier élément poutre à 100 mm de l'éprouvette. Les sauts de déplacements dU

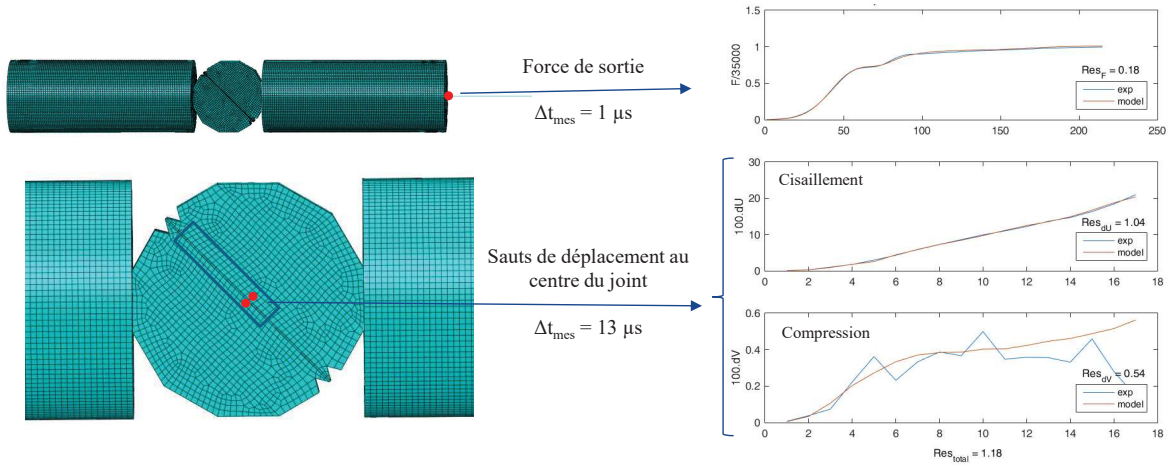


Figure V.4: Comparaison des mesures avec le calcul numérique. Essai à 45°

(cisaillement) et dV (compression) sont extraits du calcul grâce au fichier cam.txt regroupant les instants temporels d'acquisition des images dans les éléments substrats montrés en Fig. V.4, situés à 1.3 mm du joint au centre de l'éprouvette. On remarque que l'amplitude de dU est 20 fois plus importante que l'amplitude de dV pendant cet essai. Force et sauts de déplacements numériques sont comparés aux mesures grâce à deux paramètres de calage dt_f et dt_u, respectivement.

Le dialogue entre mesures et calculs est réalisé grâce à une boucle entre Abaqus et Python, illustrée en Fig. V.5. Python est un langage préférentiel pour Abaqus. Un programme Python principal lance le calcul éléments finis, puis un programme secondaire de post-traitement. Ce dernier calcule le résultat de la fonction coût. Ce résultat est lu via le programme principal à travers l'algorithme de minimisation qui va renvoyer un nouveau jeu de paramètres. L'ensemble des calculs est réalisé sur le cluster du LMS. Un tour de boucle met environ six minutes (majoritairement le calcul éléments finis) pour l'essai à 45°.

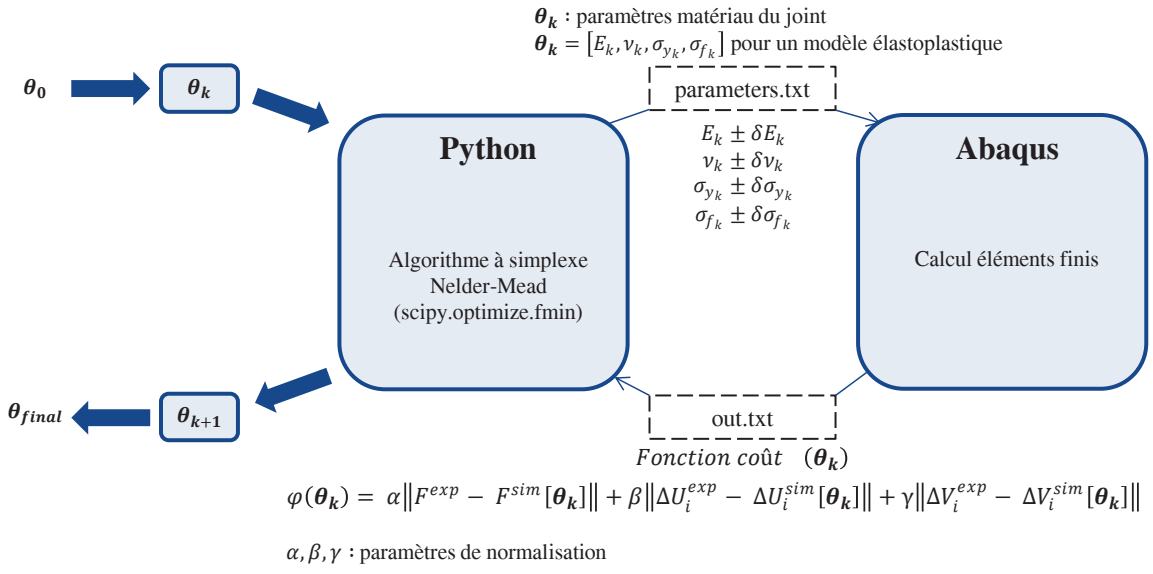


Figure V.5: Boucle d'optimisation numérique des paramètres matériau du joint

Cette boucle fonctionne grâce au calcul de la fonction coût φ et à un algorithme de minimisation cherchant le minimum de φ. Le choix de la fonction coût aura un impact sur

le jeu de paramètres identifié. La fonction φ choisie est montrée en Fig. V.5. On utilise la norme euclidienne d'ordre 2. C'est une fonction très simple qui calcule l'écart entre données numériques et expérimentales. Les paramètres α, β, γ sont des paramètres de poids. Ils doivent être choisis en fonction de l'ordre de grandeur et du bruit de la grandeur associée. Dans la suite, on utilisera principalement le jeu de paramètres $\alpha = \frac{1}{F_{max}}$ et $\beta = \gamma = 100$. Ces valeurs tiennent compte du fait que l'on dispose d'environ treize fois moins d'informations sur les déplacements (par rapport à la force) en raison du temps d'acquisition des images limité. Il privilégie légèrement dU sur F car la force est plus significative du contact et de l'assemblage collé que du joint. De plus, comme dV est très faible, son bruit relatif est important. C'est pourquoi on accorde peu de poids à cette mesure. Pour l'essai à 75°, on prendra $\gamma = 200$ car dV y est plus important et plus influent sur l'identification des paramètres. Ceci sera développé par la suite.

L'algorithme utilisé est un algorithme à simplexe de type Nelder-Mead. Il est simple et efficace pour des fonctions non dérivables comme la nôtre. Le résultat final dépend du simplexe de départ (c'est un problème récurrent sur les algorithmes de minimisation). Les paramètres ne sont pas bornés. Un algorithme à gradients a aussi été testé mais il a semblé plus long à converger.

On décrit ci-dessous une première méthode d'identification sur l'essai à 45° :

- Initialisation : les paramètres de contact et dt_f sont évalués au préalable au regard de la force. dt_u est évalué au regard des déplacements (Fig. V.6). Ces paramètres sont évalués en supposant un certain modèle de joint, inconnu *a priori*.

Contact :

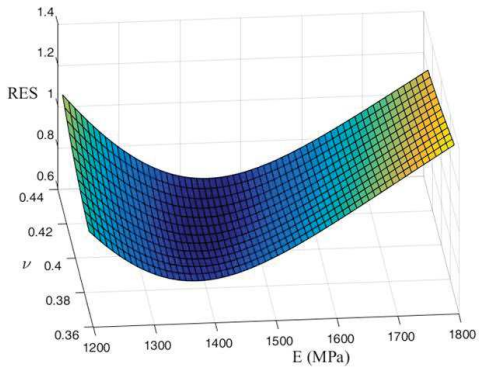
Overclosure (mm)	Pressure (MPa)
0	0
0,016	320
1	700

Calage : $dt_f = 67$ et $dt_u = 56$

Figure V.6: Paramètres de contact et de calages initiaux

- Étape 1 : détermination des 2 paramètres élastiques E et ν sur la phase initiale supposée élastique (50 à 80 μs = 4 à 6 images). Cela permet de s'affranchir des paramètres de plasticité inconnus.
  La Fig. V.7 illustre les résultats du calcul inverse élastique. En gardant six images dans la partie élastique, on identifie les paramètres $E = 1410$ et $\nu = 0.40$. La carte des variations du résidu (résultat de la fonction coût) autour du point d'équilibre montre que l'identification de E est plus performante que celle de ν. Ceci était attendu car la fonction coût choisie donne plus de poids à dU qu'à dV. Les trois grandeurs semblent correctement modélisées. On remarque qu'on a laissé les mesures brutes (i.e. sans lissage) sur le deuxième point de dV anormalement haut. Cet écart est dans le bruit de mesure de 1.5 μm. A partir du quatrième point, le dU numérique ne semble pas reproduire la forme expérimentale avec des écarts importants et supérieurs au bruit de mesure. Cela vient d'une erreur de modélisation : les deux derniers points ne doivent pas être considérés dans le régime élastique. L'identification à 4 points donne les paramètres $E = 1730$ et $\nu = 0.38$. On obtient logiquement un module plus élevé, car on a enlevé la partie de début de plasticité. Seule la visualisation des signaux peut nous renseigner sur le nombre d'images à considérer pour le régime élastique.
- Étape 2 : détermination des 2 paramètres plastiques σ_y et σ_f sur l'ensemble des points en imposant E et ν dans le calcul de φ. Comparaison en gardant les 4 paramètres libres dans le calcul de φ.

Nombre de points	E (MPa)	υ
6	1410	0,40
4	1730	0,38



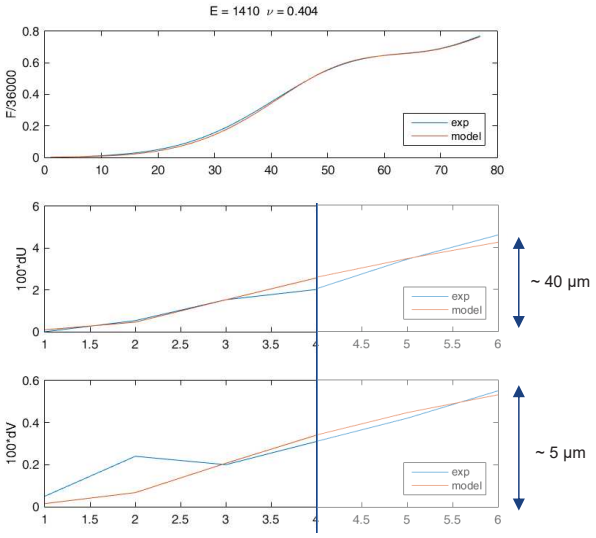
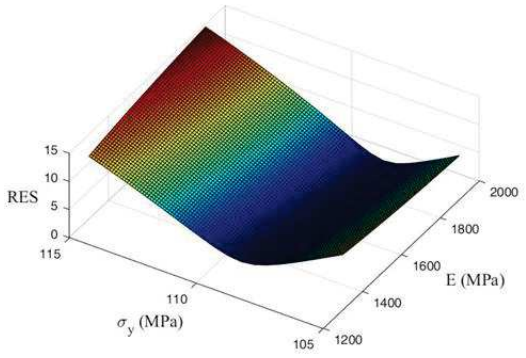


Figure V.7: Résultats du calcul inverse sur E et ν

E et υ imposés	E (MPa)	υ	σ_y (MPa)	σ_f (MPa)	RES
Oui	1410	0,40	109,5	136,5	1,90
Oui	1730	0,38	108,0	146,5	1,88
Non	1570	0,40	108,5	142,0	1,85



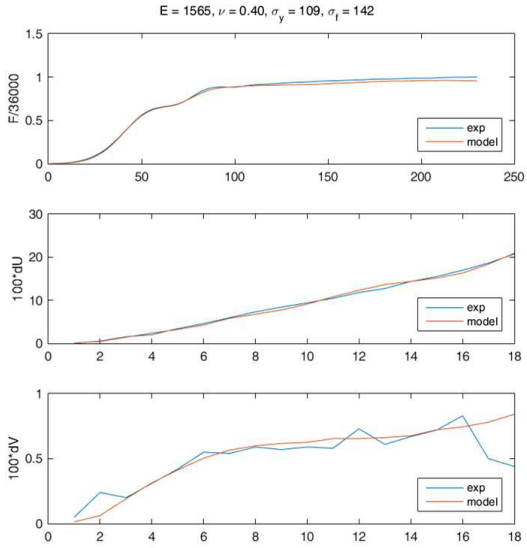


Figure V.8: Résultats du calcul inverse sur les 4 paramètres élastoplastiques

La Fig. V.8 illustre les résultats du calcul inverse élastoplastique, en imposant ou non les paramètres élastiques. Les résidus issus des trois modèles sont comparables (la différence est comprise dans les incertitudes de mesures). Dans ce cas, il n'y a donc pas d'avantage à séparer l'identification élastique de l'identification plastique. Le résidu minimum est de 1.85 avec les paramètres : $E = 1570$, $\nu = 0.40$, $\sigma_y = 108.5$ et $\sigma_f = 142$. Pour les trois modèles, plus le module élastique identifié est élevé, plus la limite élastique est faible. La tracé des trois grandeurs montre que le modèle élastoplastique à 4 paramètres est un bon modèle pour représenter nos mesures. Des différences soutenues sont tout de même observables sur dU. De même, la force est trop faible en fin d'essai : ceci peut se corriger, *a priori*, avec un contact plus dur en fin d'essai. La modification du contact entraîne alors le lancement d'une nouvelle boucle d'identification.
La Fig. V.8 montre aussi la carte des résidus en fonction de E et σ_y. On note que l'identification de σ_y est plus performante que celle de E. En effet, la partie plastique

est plus longue dans notre essai ; de plus, la force et les déplacements y sont plus importants.

Cette première méthode permet d'identifier un modèle de comportement du joint jusqu'à rupture sur un essai à 45°. Elle présuppose que l'algorithme a trouvé le minimum global de la fonction coût, et que ce minimum représente les meilleurs paramètres de modélisation. En outre, cette méthode nécessite des paramètres d'initialisation de contact et de calages temporels. On peut douter de la valeur du module élastique identifié ($E \approx 1500$ MPa) car la caractérisation expérimentale (Chap. III) donne une valeur supérieure à 2000 MPa. De plus, des mesures en quasi-statique ont mis en exergue une valeur de 1300 MPa. On sait qu'on devrait trouver un module sensiblement plus élevé que cette dernière valeur.

La méthode précédente est une méthode globale qui minimise le résidu total, mais n'est pas capable de relever des anomalies. La Fig. V.9 montre des anomalies dans l'identification précédente effectuée pour $dt_u = 56$. Les points numériques à $t = 2$ sont trop bas par rapport au signal expérimental ce qui veut dire que les signaux numériques sont en avance. Et, le point à $t = 4$ pour $E = 1500$ est trop haut : la différence avec l'expérience est de 5 μm ce qui est supérieur au bruit de mesure. Pour baisser ce point, on peut augmenter le module élastique. Cependant, la Fig. V.9 nous révèle alors que les points numériques à $t = 2$ et $t = 3$ sont trop bas.

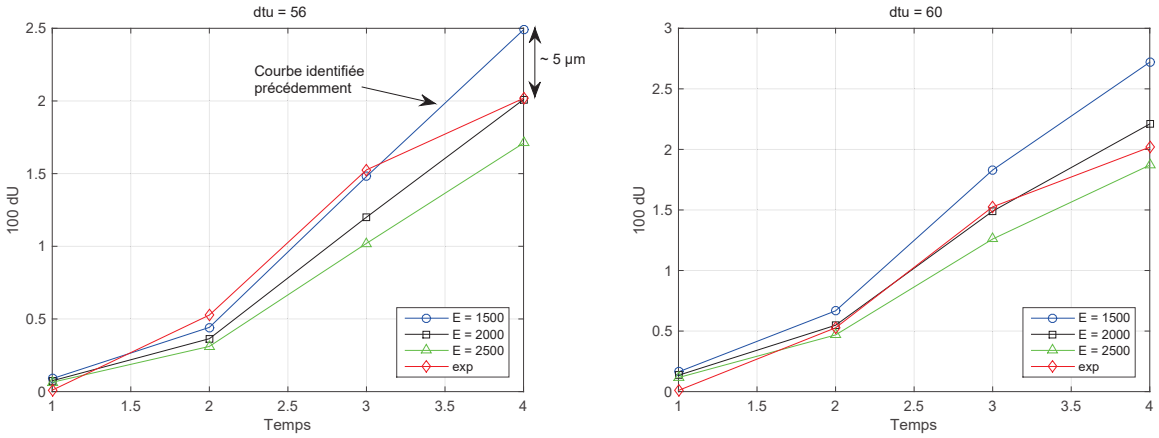


Figure V.9: Influence du calage temporel et du module élastique sur la partie élastique de dU

En fait, cette mauvaise identification vient d'une erreur d'initialisation. En prenant $dt_u = 60$, la « vérité » semble se situer entre un module de 2000 et 2500 MPa, valeur cohérente avec les remarques sus-citées. Ce recalage temporel permet de rehausser le point à $t = 2$ et d'abaisser le point à $t = 4$. Le calage temporel est donc très influent sur le module élastique identifié. C'est un point dur de notre calcul inverse. Ce calage est très difficile à déterminer précisément à cause de la faible fréquence d'acquisition des images.

Ce travail montre la nécessité d'analyser les signaux dans leur globalité, le seul résultat de la fonction coût ne permet pas d'identifier le modèle correct. Il faut donc étudier l'influence de chaque paramètre du calcul (paramètres du joint et autres paramètres) sur les mesures au cours du temps. C'est ce que les études paramétriques vont nous révéler.

2.2 Études paramétriques

Les études paramétriques vont nous permettre de visualiser la façon dont dépendent les grandeurs mesurées F, dU et dV au cours du temps. Cela va nous aider à obtenir une

meilleure compréhension du modèle. L'influence temporelle de chaque paramètre est étudiée en traçant la dérivée de la grandeur concernée par rapport au paramètre autour d'un point θ_i. Cette dérivée est calculée par différences finies. Ces études entrent en résonance avec le calcul de sensibilités expliqué en section 1. La différence est qu'elles sont réalisées avant la minimisation, autour d'un point θ_i qu'on espère « proche » du point optimal. A priori, l'évolution des grandeurs en fonction des paramètres peut varier si on se trouve « loin » du point optimal.

On montre une étude paramétrique par angle d'essai pour ne pas surcharger le manuscrit.

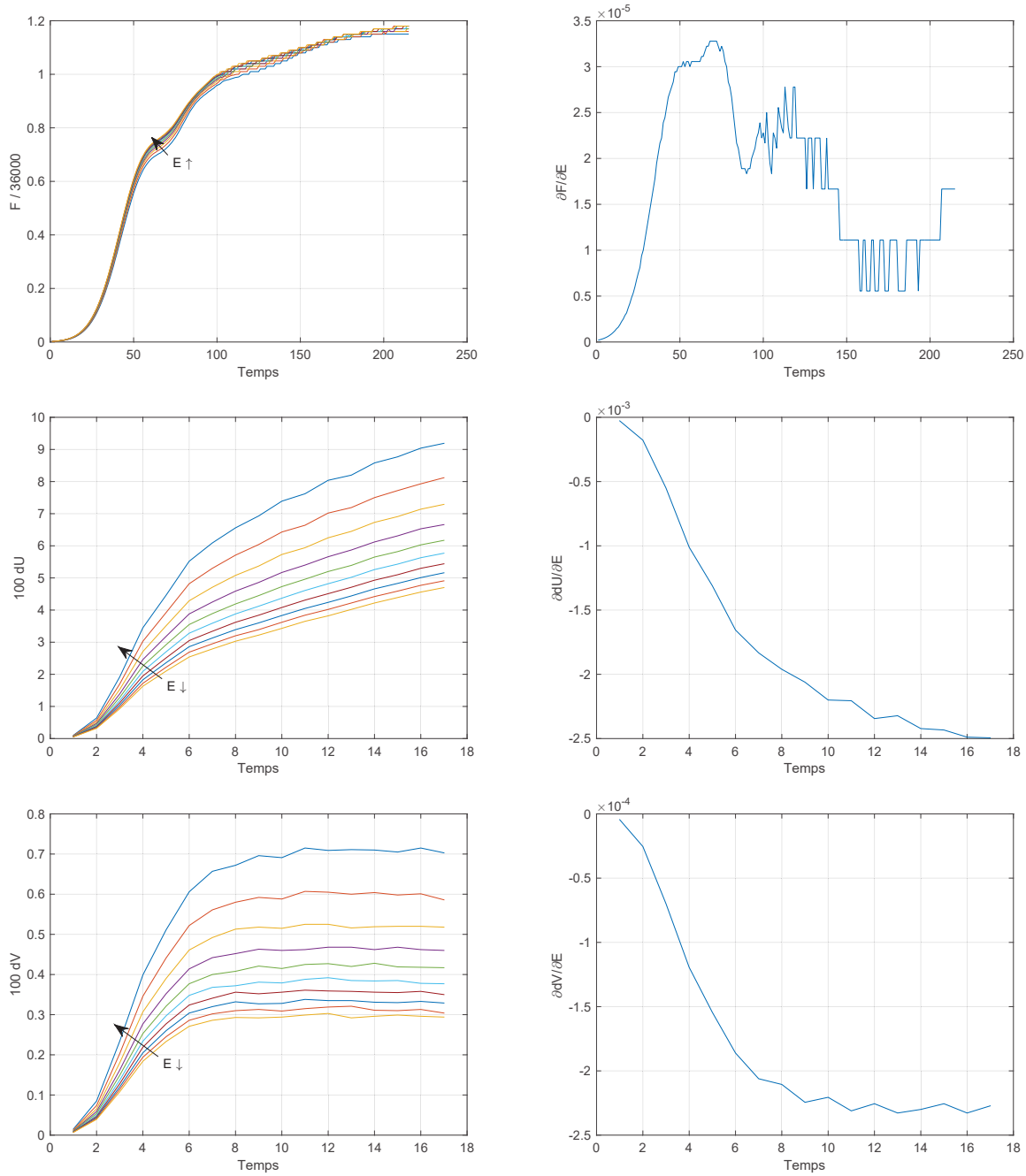


Figure V.10: Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour E allant de 1000 à 2800. Essai à 45°

Pour l'essai à 45°, on se place autour du point :

- Contact :

Overclosure (mm)	Pression (MPa)
0	0
$c_1 = 0.009$	$c_2 = 350$
1	$c_3 = 2000$

- Plasticité de l'aluminium :

Déformation plastique	Contrainte (MPa)
0	$a_1 = 235$
$a_2 = 0.0041$	$a_3 = 290$
$a_4 = 0.05$	$a_5 = 410$

- Comportement du joint : $\boldsymbol{E = 2000}$ et $\nu = 0.42$. On ne modélise pas la plasticité du joint, car on ne veut pas qu'elle perturbe notre analyse. En contrepartie, la force sera surestimée en fin d'essai, et les sauts de déplacements seront sous-estimés en fin d'essai.

La Fig. V.10 illustre l'influence de E sur F, dU et dV. Le module du joint fait augmenter la force et fait diminuer les sauts de déplacements tout au long de l'essai. Son influence la plus importante est sur dU. On peut donc espérer identifier E grâce à dU notamment.

Pour l'essai à 15°, on se place autour du point :

- Contact :

Overclosure (mm)	Pression (MPa)
0	0
$c_1 = 0.0078$	$\boldsymbol{c_2 = 360}$
1	$c_3 = 2300$

- Plasticité de l'aluminium :

Déformation plastique	Contrainte (MPa)
0	$a_1 = 235$
$a_2 = 0.0041$	$a_3 = 290$
$a_4 = 0.05$	$a_5 = 410$

- Comportement du joint : $E = 2000$ et $\nu = 0.42$.

La Fig. V.11 illustre l'influence de c_2 sur F, dU et dV. Ce paramètre de contact fait augmenter la force et le saut de déplacement dU tout au long de l'essai. Son influence sur dV est plus complexe, mais reste faible. On est contraint d'identifier c_2 avec F **et** dU, d'où la fonction coût φ choisie.

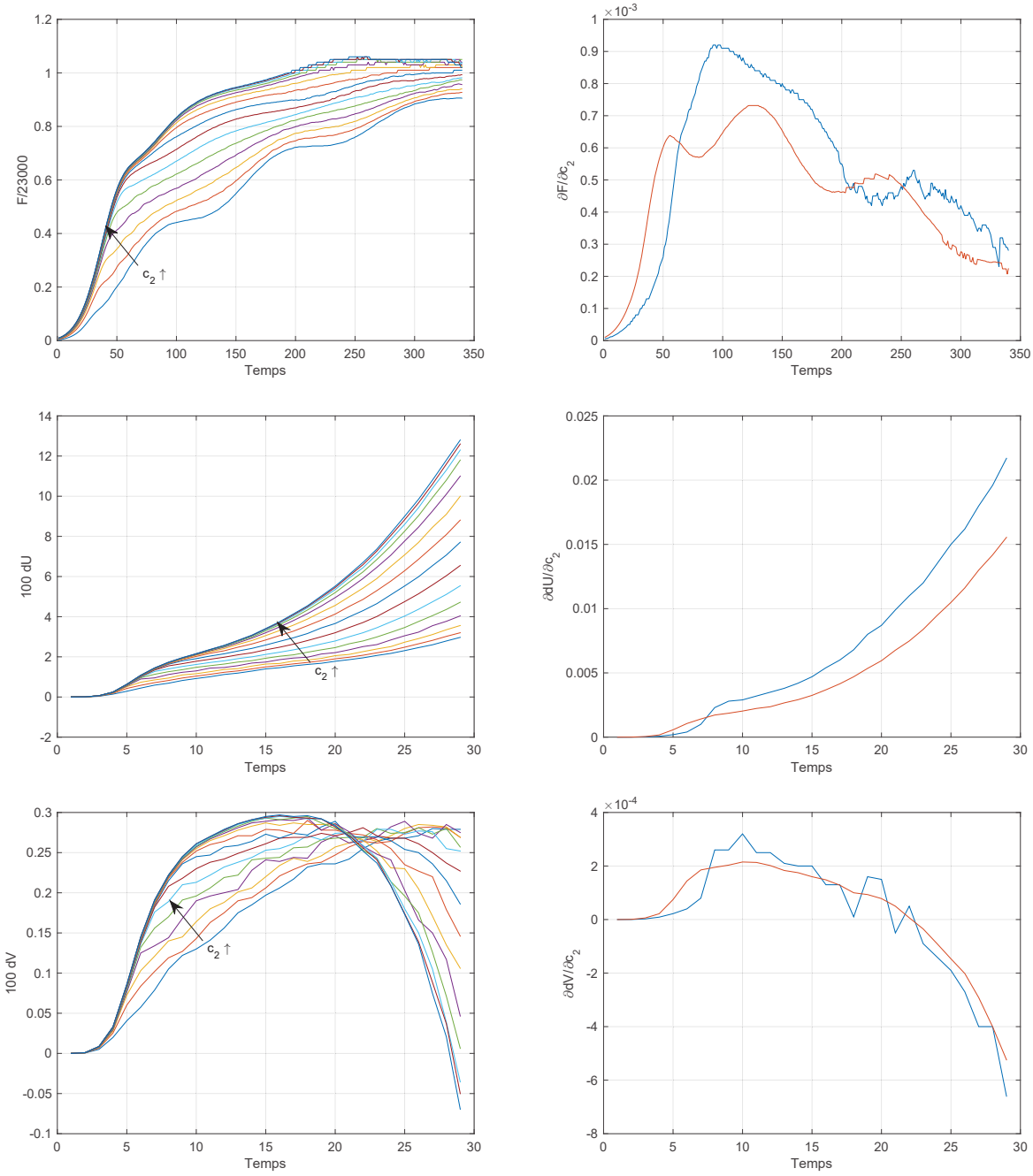


Figure V.11: Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour c_2 allant de 50 à 750. Essai à 15°

Pour l'essai à 75°, on se place autour du point :

- Contact :

Overclosure (mm)	Pression (MPa)
0	0
$c_1 = 0.018$	$c_2 = 600$
1	$c_3 = 3000$

- Plasticité de l'aluminium :

Déformation plastique	Contrainte (MPa)
0	$\boldsymbol{a_1 = 240}$
$a_2 = 0.3$	$a_3 = 1400$

- Comportement du joint : $E = 2300$, $\nu = 0.42$, $\sigma_y = 150$ et $\sigma_f = 200$.

La Fig. V.12 illustre l'influence de a_1 sur F, dU et dV. Ce paramètre de contact fait augmenter la force tout au long de l'essai. Son influence sur les sauts de déplacements est plus complexe. On est contraint d'identifier a_1 avec F **et** dU **et** dV, d'où la fonction coût φ choisie.

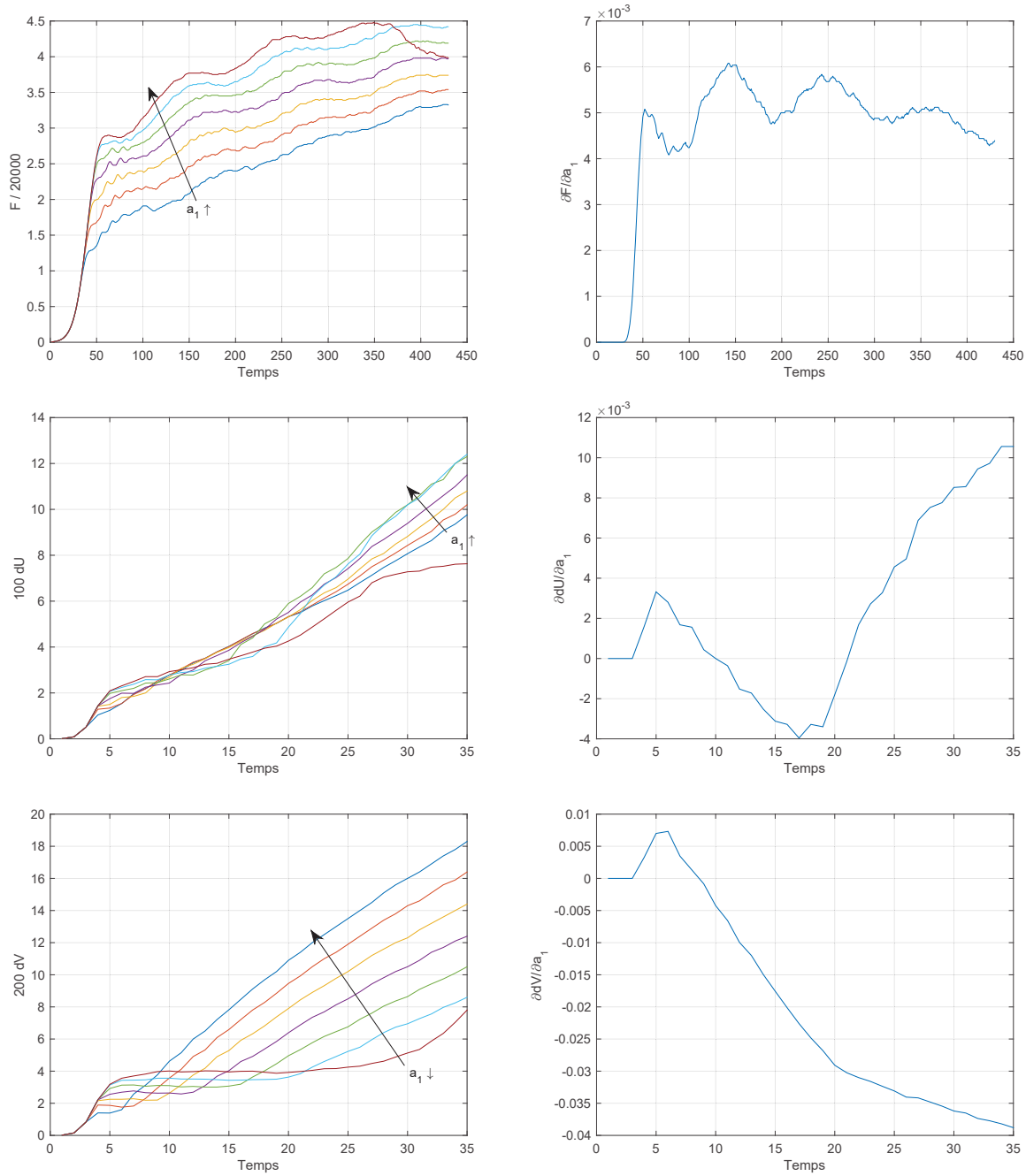


Figure V.12: Force F, sauts de déplacements dU et dV et leurs dérivées en fonction du temps pour a_1 allant de 150 à 450. Essai à 75°

Les paramètres de plasticité de l'aluminium ont une influence très faible sur les essais à 15° et 45°, car ils ont été réalisés à une vitesse faible ($v \approx 5\ m/s$). En revanche, ils sont importants pour l'essai à 75° où les essais ont été réalisés à haute vitesse ($v \geq 10\ m/s$) provoquant une forte plastification des substrats.

Les paramètres de contact ont une influence similaire et conséquente sur les trois essais.

Ils doivent être considérés dans la boucle de minimisation. Le paramètre c_2 est le plus important des paramètres de contact.

Les paramètres de plasticité du joint sont très influents sur les trois essais, tout comme le module de rigidité du joint. En revanche, le coefficient de Poisson a une influence notable seulement sur dV. Cette grandeur est faible (et donc bruitée) pour les trois essais, ce qui rendra difficile son identification. En section 3, les calculs de sensibilités nous renseigneront davantage sur les incertitudes liées à chaque paramètre identifié.

On ne montre pas ici d'étude paramétrique sur les paramètres de calage temporel dt_f et dt_u. La Fig. V.9 nous a révélé les principales conclusions : les premiers points sont très dépendants du calage temporel, et moins des autres paramètres. Ceux-ci doivent donc servir à caler les signaux.

En conclusion, ces études paramétriques ont permis de mieux identifier l'influence de l'ensemble des paramètres sur les signaux d'intérêt. Ces études sont nécessaires pour obtenir des paramètres du joint correctement identifiés. Les études paramétriques de ce type nous renseignent sur l'influence d'un paramètre, en gardant tous les autres paramètres fixes. Elles ne rendent pas compte de couplages qui peuvent exister entre paramètres.

2.3 Méthode optimale et messages importants

La meilleure stratégie est d'alterner entre la boucle de minimisation et la visualisation précise des signaux. Il est nécessaire d'analyser les signaux dans leur globalité, le seul résultat de la fonction coût ne permet pas forcément de faire le bon choix. Ceci se retrouve dans tout calcul inverse, et en particulier dans le notre, pour lequel on a peu d'informations (i.e. mesures).

Dans cette partie, nous présentons les principaux leviers de la minimisation qui permettent de mener efficacement l'identification des paramètres.

2.3.1 Point initial de la minimisation

Quand on effectue un calcul inverse à travers une boucle d'identification, il faut choisir un jeu initial de paramètres. Pour tout algorithme de minimisation, le résultat final dépend du point initial. Notre algorithme à simplexe est moins dépendant du point initial qu'un algorithme à gradients. Il l'est néanmoins, comme l'illustre l'exemple ci-dessous pour l'essai à 45°.

Tableau V.1: Boucles d'identification 1. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45°

	Joint		Contact			
	σ_y	σ_f	c_1	c_2	c_3	RES
Départ	115	200	0.018	400	1500	3.33
Arrivée	105	238	0.0076	300	2220	2.06
Arrivée	97	232	0.018 (fixe)	287	1400	1.92

Tableau V.2: Boucle d'identification 2. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45°

	Joint		Contact			
	σ_y	σ_f	c_1	c_2	c_3	RES
Départ	100	230	0.012	330	900	4.24
Arrivée	107	180	0.013	320	990	1.95

Les Tab. V.1 et V.2 montrent trois minimisations différentes en changeant le point initial ou le nombre de paramètres identifiés. Ces minimisations ont été réalisées en fixant l'élasticité du joint à $E = 2300$ et $\nu = 0.42$. Les coefficients de la fonction coût φ sont $\alpha = \frac{1}{F_{max}}$ et $\beta = \gamma = 100$. La fonction coût est donc identique pour les trois minimisations. Pourtant, l'algorithme trouve un minimum différent pour chaque minimisation : le résidu et les paramètres identifiés sont différents. Ainsi, l'algorithme trouve seulement un minimum local de la fonction coût et on ne peut pas être sûr d'arriver au minimum global de la fonction. Dans notre cas, le résidu le plus faible est même atteint en imposant le paramètre c_1, ce qui veut dire que la convergence peut être meilleure en minimisant sur un nombre de paramètres plus restreint.

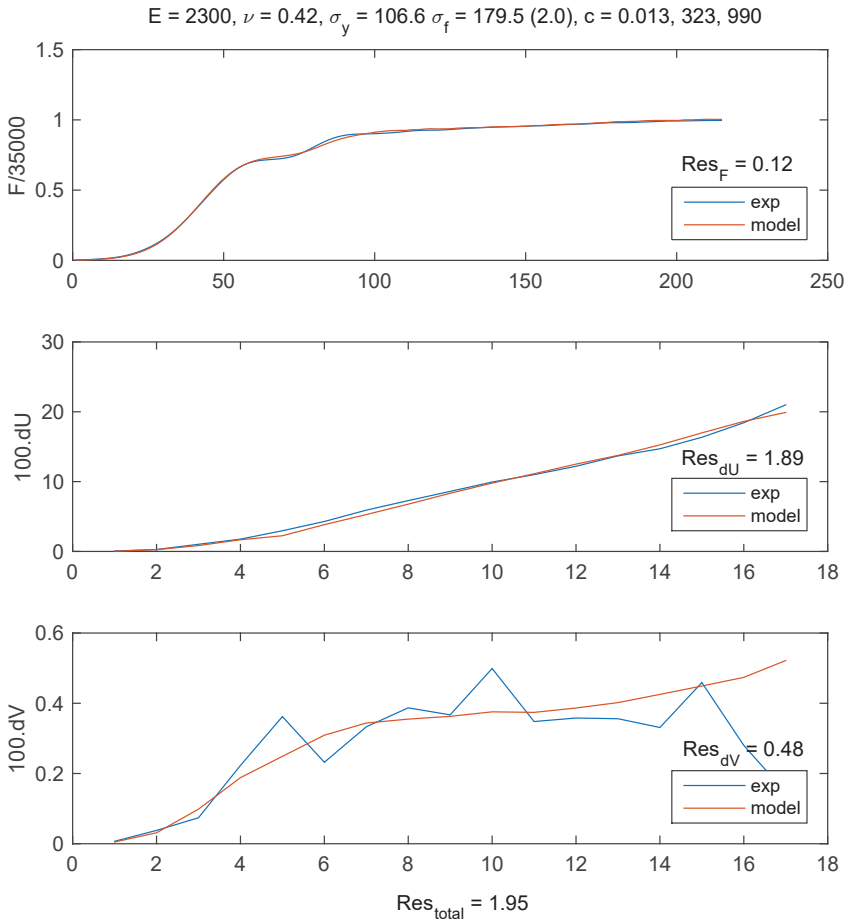


Figure V.13: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 2. Essai à 45°

La dépendance du résultat de la fonction coût au point initial vient souvent d'une mauvaise modélisation ne permettant pas de reproduire les mesures. La Fig. V.13 montre les différents signaux identifiés dans la boucle d'identification 2. La force F est bien identifiée mais le saut de déplacement dU n'est pas satisfaisant : en plusieurs points, la différence entre les signaux est d'environ 10 μm, ce qui est très supérieur à notre incertitude expérimentale. En section 3.1, on verra qu'il faut deux pentes de plasticité pour le joint pour avoir un résultat satisfaisant ($erreur\ de\ modélisation < erreur\ de\ mesure$).

2.3.2 Prise en compte du contact dans la minimisation

Les paramètres de contact sont primordiaux dans notre minimisation, mais comment les prendre en compte ? Faut-il réaliser l'identification des paramètres du joint et des paramètres de contact séparément ou ensemble ?

Si on reprend l'exemple précédent (essai à 45°), la deuxième minimisation du Tab. V.1 nous a fourni le résidu le plus faible : $RES = 1.92$. On peut donc partir de ce résultat convenable pour ré-identifier le contact en fixant les propriétés du joint aux valeurs identifiées.

Tableau V.3: Boucle d'identification 1 bis sur le contact. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45°

	Contact			RES
	c_1	c_2	c_3	
Départ	0.018	288	1400	0.49
Arrivée	0.012	340	580	0.15

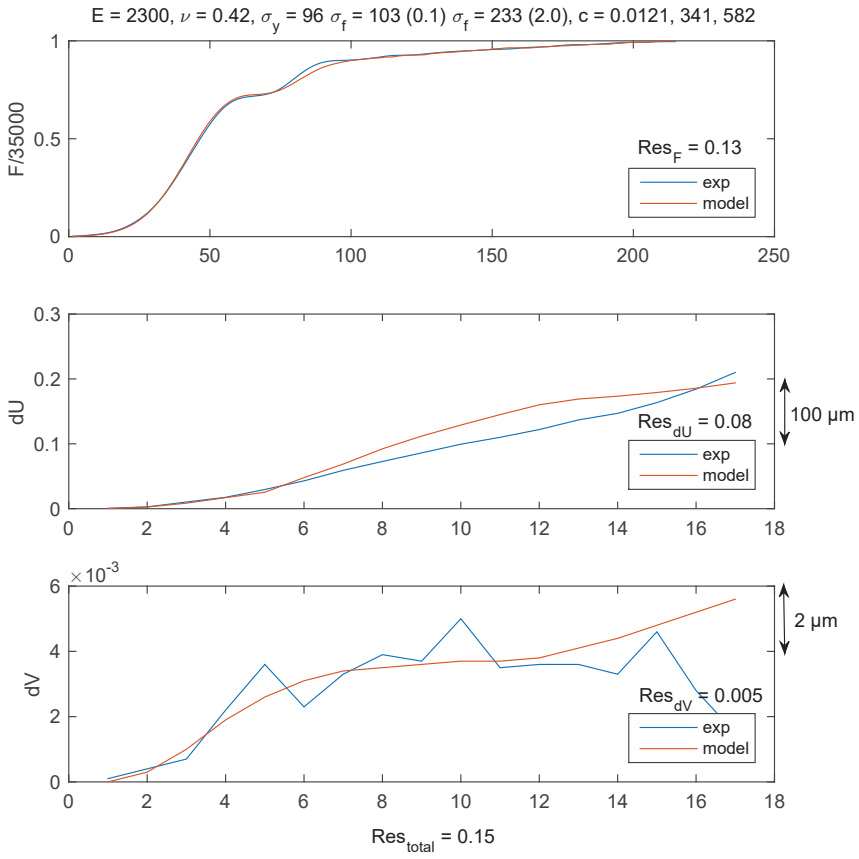


Figure V.14: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 1 bis. Essai à 45°

Les études paramétriques nous ont montré que le contact joue principalement sur la force F. On décide donc d'imposer $\beta = \gamma = 1$ pour donner plus de poids à F dans la fonction coût. Le Tab. V.3 et la Fig. V.14 montrent les résultats de cette minimisation. La modélisation de F est très satisfaisante. En revanche, dU n'est pas correctement modélisé, une optimisation sur les propriétés du joint est nécessaire.

La minimisation précédente nous a fixé les paramètres de contact. On réalise une autre minimisation sur la plasticité du joint en imposant son élasticité à : $E = 2100$ et $\nu = 0.42$. Pour améliorer la modélisation, on ajoute un point intermédiaire de plasticité. On fixe les deux déformations plastiques à $\varepsilon_{f1} = 0.1$ et $\varepsilon_{f2} = 2.0$. La fonction coût est modifiée à nouveau avec $\beta = \gamma = 100$.

Tableau V.4: Boucle d'identification 1 ter sur le joint. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 45°

	Joint			
	σ_y	σ_{f1}	σ_{f2}	RES
Départ	100	110	233	5.79
Arrivée	114	115	93	2.61

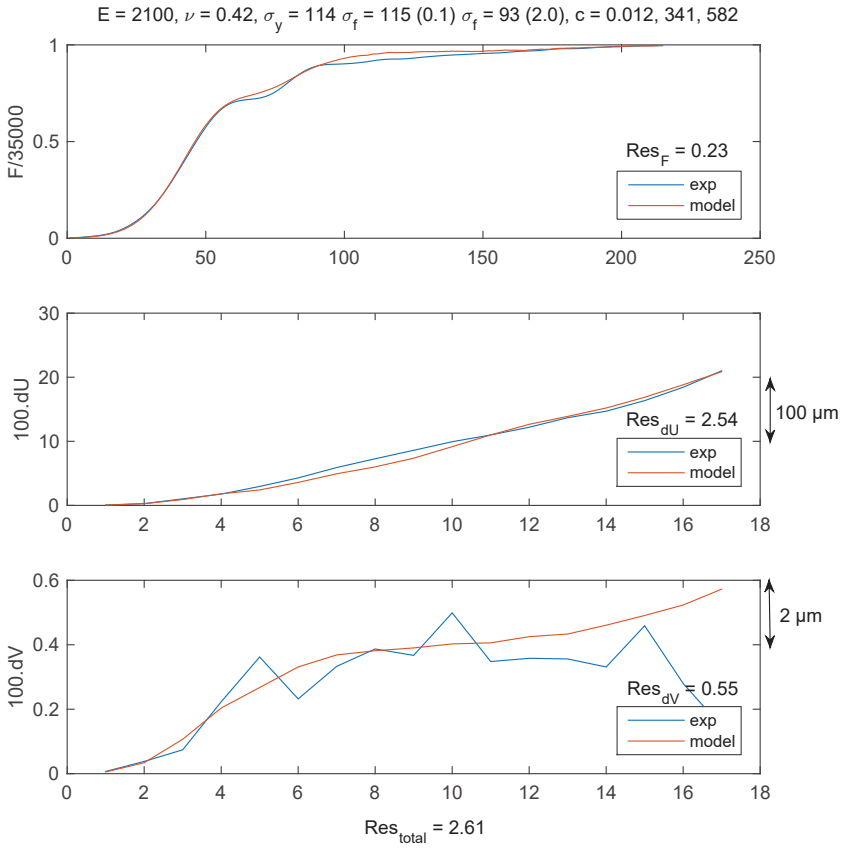


Figure V.15: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Boucle d'identification 1 ter. Essai à 45°

Le Tab. V.4 et la Fig. V.15 montrent les résultats de cette minimisation. Même si la force F est toujours satisfaisante, le saut de déplacement dU ne convient pas. Cette stratégie n'est pas payante, car on trouve un résidu plus élevé que la première optimisation montrée en Tab. V.1. De plus, l'algorithme a convergé vers un point incohérent avec $\sigma_{f1} > \sigma_{f2}$. En fait, l'optimisation 1 bis a fixé un paramètre de contact c_3 à une valeur trop faible. Cela a conduit l'algorithme à trouver un joint très peu rigide en fin d'essai. Ceci est visible sur les études paramétriques.

Ainsi, le contact et les paramètres du joint ne peuvent pas être traités séparément : une mauvaise modélisation du contact entraîne une mauvaise modélisation du joint et inverse-

ment. On doit donc identifier les paramètres de contact et les paramètres du joint ensemble. Ceci doit être réalisé pas à pas en alternant les boucles d'identification et la visualisation précise des signaux.

2.3.3 Adaptation de la fonction coût à l'essai

La section précédente nous a déjà montré comment adapter la fonction coût à l'essai. On montre ici un second exemple encore plus parlant sur l'essai à 75°. Les études paramétriques nous ont montré que la plasticité des substrats avait un rôle important sur l'essai à 75°, à cause de la vitesse d'impact plus grande.

Compte tenu de ce qui a été décrit précédemment, on effectue une minimisation sur les paramètres de contact, les propriétés plastiques du joint et l'écrouissage des substrats. La limite élastique est laissée fixe. De plus, la fonction coût évolue. On choisit $\alpha = \frac{3}{F_{max}}$ et $\beta = 100$ et $\gamma = 200$. Ainsi, on donne plus de poids à la force F pour identifier correctement les paramètres de plasticité des substrats. On donne aussi plus de poids à dV car la compression est plus importante dans cet essai ; les études paramétriques nous ont révélé que cette grandeur est plus influente que pour les deux autres essais. La modélisation plastique des substrats a été simplifiée à deux paramètres pour faciliter leurs identifications. Les paramètres initiaux sont ceux correspondants à la caractérisation de l'aluminium utilisé (Annexe C).

Tableau V.5: Boucle d'identification 1. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 75°

	Joint		Contact			Aluminium		
	σ_y	σ_f	c_1	c_2	c_3	σ_y (fixe)	σ_f	RES
Départ	150	160	0.010	600	3000	235	850	6.79
Arrivée	140	191	0.012	370	2750	235	1410	4.77

Les résultats de la minimisation sont montrés en Tab. V.5. Le résultat n'est pas satisfaisant, le résidu final est encore très élevé. Pour satisfaire l'évolution conjointe des trois grandeurs, l'écrouissage des substrats a été augmenté énormément pour atteindre une valeur $\sigma_f = 1410$ incohérente. La force est d'ailleurs largement surestimée en fin d'essai. La seconde idée est de rajouter la limite élastique des substrats dans la minimisation. C'est ce que montre le Tab. V.6.

Tableau V.6: Boucle d'identification 2. Paramètres de départ et d'arrivée. Essai à 75°

	Joint		Contact			Aluminium		
	σ_y	σ_f	c_1	c_2	c_3	σ_y	σ_f	RES
Départ	150	200	0.018	600	3000	240	850	4.94
Arrivée	142	204	0.0185	583	3020	255	870	2.23

Les résultats de cette seconde minimisation sont satisfaisants : les trois grandeurs sont correctement représentées (Fig. V.22), et le point d'arrivée est cohérent. Les paramètres plastiques des substrats ont légèrement augmenté par rapport aux essais de caractérisation. Ceci vient du fait que la vitesse d'impact est plus grande pour cet angle d'essai. On remarque aussi que les paramètres de contact c_2 et c_3 sont amplifiés par rapport aux autres angles. Enfin, les propriétés du joint sont logiques : la limite élastique est élevée à cause de la compression importante pendant cet essai.

Cette partie a présenté la méthode d'identification inverse des paramètres du joint à partir des essais *DODECA*. On insiste encore sur la nécessité d'analyser les mesures par

la visualisation directe, en confrontation avec la boucle d'identification développée. L'outil de minimisation ne peut pas être utilisé à l'aveugle. Le bon sens de l'expérimentateur est nécessaire pour disqualifier ou considérer un jeu de paramètres identifié. Ceci rejoint l'approche Bayésienne dans les méthodes d'identification où l'on tient compte d'un « prior » qui représente les hypothèses sur les paramètres à identifier.

3 Résultats de l'identification sur les trois angles d'essai et calcul de sensibilités

Cette partie présente les paramètres identifiés sur les trois angles de l'essai *DODECA*. Outre les valeurs des paramètres, on s'intéressera aux sensibilités sur chaque paramètre qui nous renseignera sur l'incertitude associée à chaque paramètre.

3.1 Essai à 45°

Le Tab. V.7 montre les paramètres identifiés pour le joint et pour le contact sur deux essais à 45°. Les résultats sont similaires pour les deux essais. Les différences ont de multiples sources : fabrication de l'éprouvette (épaisseur du joint, porosité dans le joint...), incertitudes de mesures, modèle imparfait, incertitude d'identification.

Tableau V.7: Paramètres identifiés pour l'essai à 45°

Joint					Contact			
E	ν	σ_y	σ_{f1} ; ε_{f1}	σ_{f2} ; ε_{f2}	c_1	c_2	c_3	RES
2100	0.42	106.5	115 ; 0.18	142 ; 2.0	0.014	315	1000	1.21
2100	0.42	99.5	114 ; 0.11	148 ; 2.0	0.012	330	900	1.18

Les valeurs identifiées sont cohérentes avec les propriétés usuelles des joints adhésifs structuraux et en accord avec ce que l'on connaît sur ce joint adhésif en particulier. D'ailleurs, cela a été pris en compte lors de l'identification des paramètres. Ainsi, le module élastique et la limite élastique sont plus élevés que leurs valeurs en quasi-statique. Pour les propriétés de contact, il est difficile de savoir si ces valeurs sont cohérentes. Les deux autres essais nous permettront d'interpréter davantage les propriétés du joint et de contact.

La Fig. V.16 montre la correspondance entre les mesures et le modèle identifié pour les trois grandeurs F, dU et dV. On peut voir qu'elles sont correctement représentées à tout instant de l'essai. Plusieurs faits sont remarquables. La forme et le niveau de la force calculée sont en accord avec la force mesurée ce qui montre un contact et une plasticité du joint bien modélisés. De plus, on peut voir que le point 5 de dU est sous-estimé, il correspond au moment où le joint devient plastique. Un changement de modèle permettrait sans doute de résoudre ce biais en adoucissant la transition élastique-plastique. Enfin, les derniers points de dV ne montrent pas la bonne tendance : expérimentalement, la compression diminue (dV est représenté positivement pour faciliter la visualisation) car le joint est en train de s'endommager et de rompre. Ceci n'est pas représenté dans le modèle.

Outre les valeurs des paramètres identifiés, on doit s'intéresser à l'incertitude associée à chaque paramètre. Il est très difficile d'estimer ces incertitudes dans un cadre statistique rigoureux. Pour cela, il faudrait passer par une identification avec une approche Bayésienne, comme cela a été rappelé dans la bibliographie. On va néanmoins dégager des tendances sur les incertitudes en calculant les sensibilités du calcul et leurs matrices de sensibilité

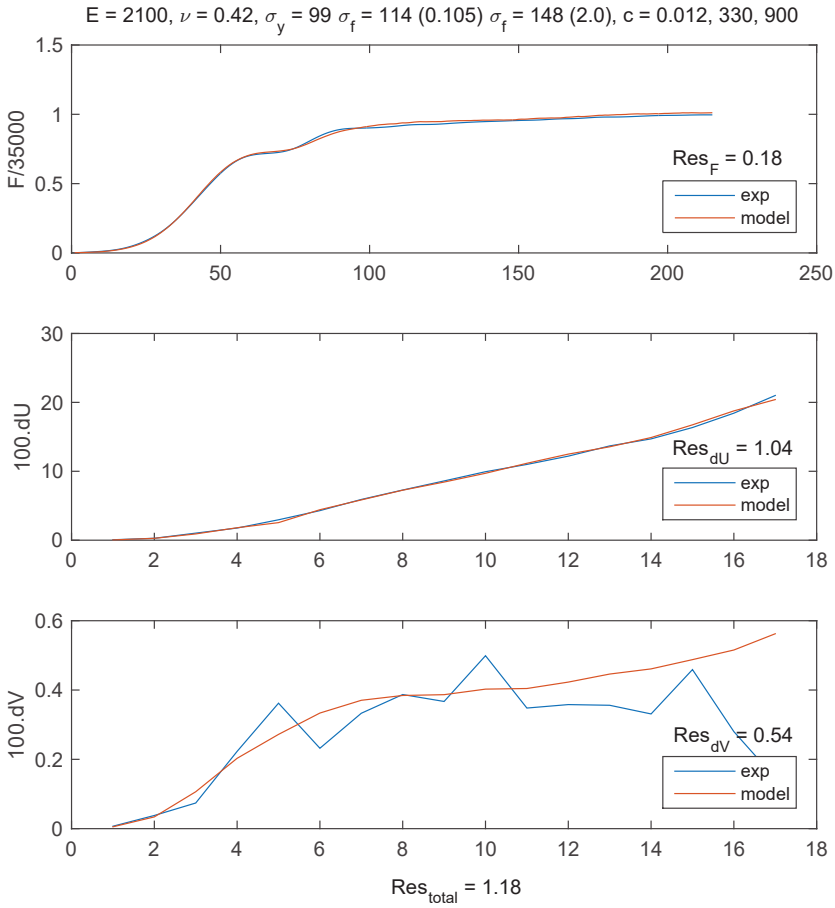


Figure V.16: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 45°

correspondantes au voisinage de la position identifiée. Dans notre cas, on fera varier chaque paramètre de 5 %. Cette variation de 5 % rend compte de l'incertitude minimale fixée sur chaque paramètre compte tenu des incertitudes de mesures et de modèles. L'Eq. V.7 montre cette sensibilité pour la grandeur dU. On calcule les mêmes sensibilités pour F et dV.

$$S_{\theta_k}(t) = 100\,dU(t, \theta_k + 0.05\,\theta_k) - 100\,dU(t, \theta_k) \quad \text{et} \quad M_{ij} = \left\{\hat{S}_{\theta_i}\right\}^t \left\{\hat{S}_{\theta_j}\right\} \tag{V.7}$$

Pour cet essai à 45°, on se concentre sur la grandeur dU qui est la plus intéressante pour l'identification. La Fig. V.17 illustre la sensibilité sur cette grandeur et sa matrice correspondante pendant l'essai en entier (17 images dans ce cas). On peut remarquer que les deux paramètres σ_i et c_2 sont les deux acteurs principaux de l'évolution de dU. Les valeurs des termes diagonaux de la matrice de sensibilités sont très élevés pour ces deux paramètres. En effet, on peut prendre comme référence la somme des incertitudes de mesures au carré ($\delta dU \sim 1\mu m$) ce qui donne un seuil à 0.17 pour 17 images. Ici, le terme diagonal dépasse 40 pour les deux paramètres σ_i et c_2. On peut donc espérer les identifier à 5 % près en utilisant dU. Comme le calcul est très sensible sur ces deux paramètres, il va être difficile d'identifier les autres paramètres efficacement. De plus, les sensibilités de ces deux paramètres sont inversées (terme non diagonal négatif) mais ont une évolution similaire. Il est donc difficile de les identifier séparément grâce uniquement à dU. C'est pour cela que l'on a besoin des autres grandeurs pour l'identification. La Fig. V.18 nous montre la sensibilité sur le même essai pour la force F.

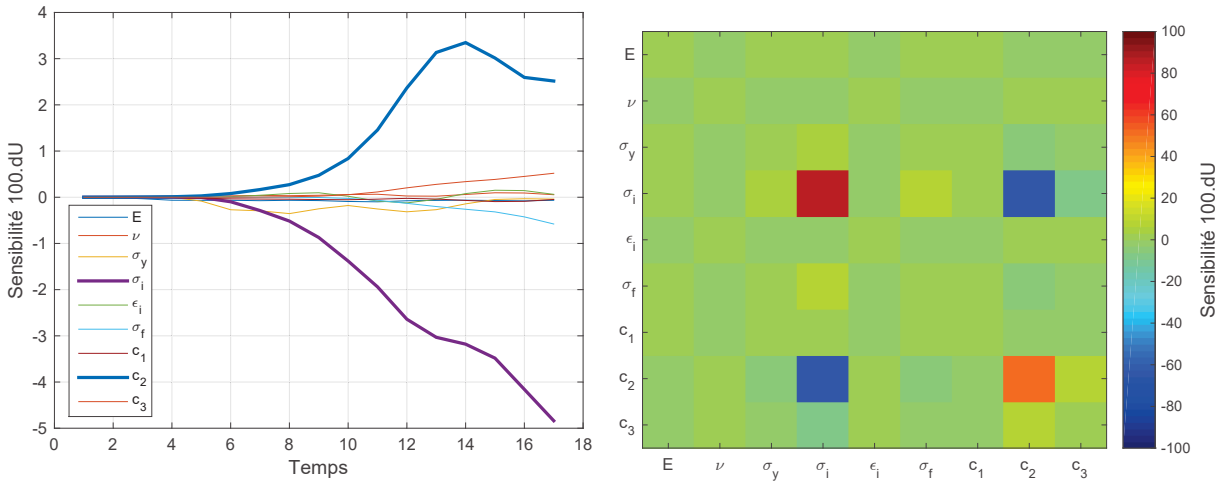


Figure V.17: Sensibilité et matrice de sensibilité sur dU au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45°

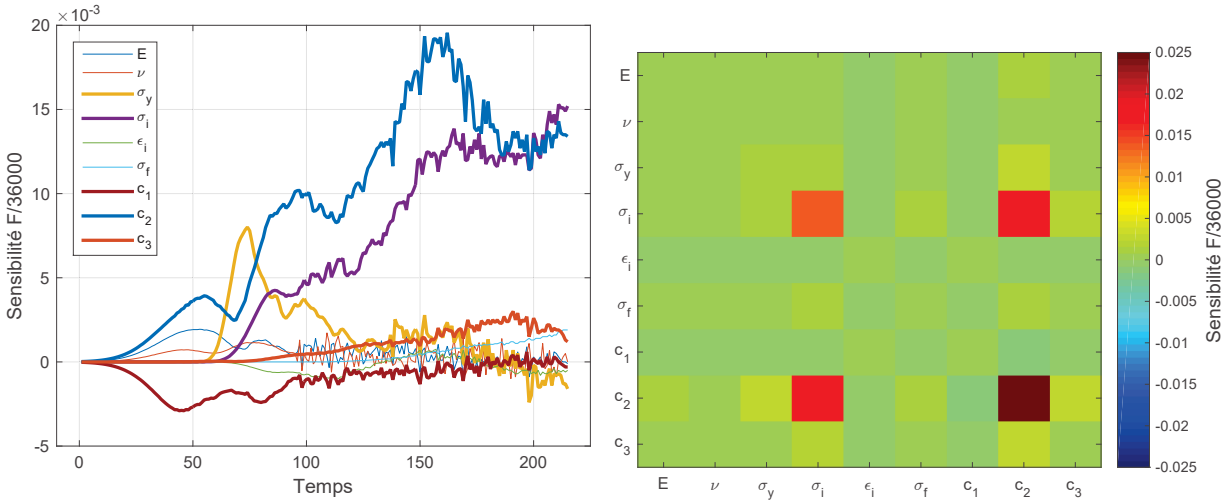


Figure V.18: Sensibilité et matrice de sensibilité sur F au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45°

Encore une fois, ce sont les paramètres σ_i et c_2 qui sont les plus importants pour l'évolution de F. Par contre, les évolutions de leurs sensibilités sont plutôt différentes et vont dans le même sens (terme non diagonal positif). Ainsi, si la fonction coût intègre F et dU, on peut identifier ces deux paramètres à 5 %.

En revanche, l'identification des autres paramètres parait difficile tant l'impact de ces deux paramètres est important. Même si le terme diagonal de la matrice de sensibilité de $100\,dU$ sur le paramètre σ_y égal à 0.64 est supérieur au seuil de notre référence égale à 0.17, on ne peut pas considérer que l'on identifie σ_y à 5 %. Car une légère erreur sur σ_i peut modifier la valeur identifiée de σ_y de manière très importante.

Cependant, notre stratégie d'identification était multiple. Par exemple, pour l'identification des paramètres élastiques, on s'est concentrés sur le début des signaux. La Fig. V.19 représente la sensibilité et sa matrice correspondante sur les cinq premiers points de dU. Ici, les deux paramètres σ_i et c_2 ne sont plus les paramètres d'importance. Ils sont remplacés par les paramètres E et σ_y. En revanche, la sensibilité est très faible : le terme diagonal sur E est égal à 0.01. Si on compare à notre valeur de référence basée sur l'incertitude de

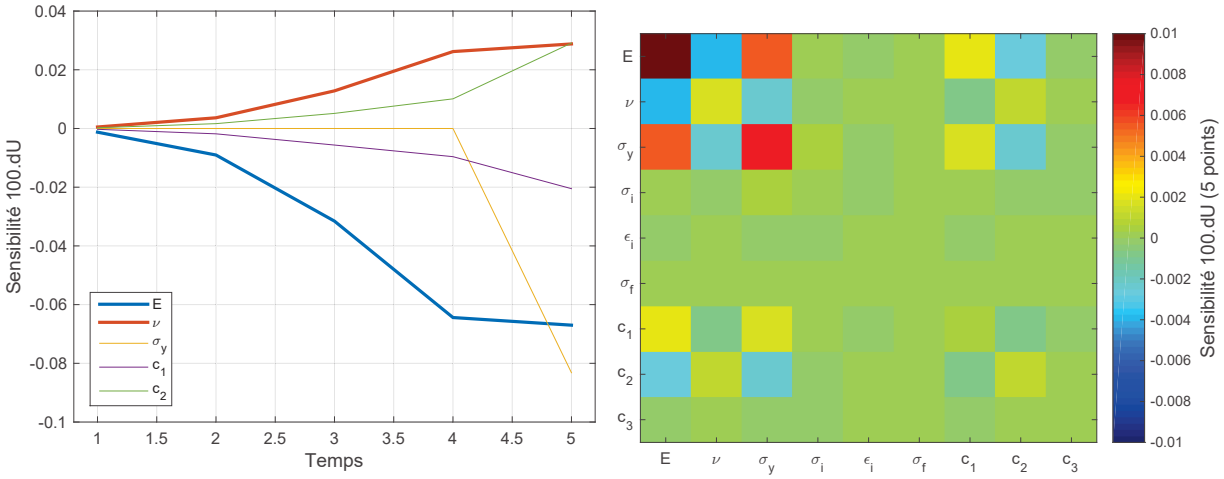


Figure V.19: Sensibilité et matrice de sensibilité sur dU sur les 5 premières images de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 45°

mesure, le seuil à 5 images est supérieur et égal à 0.05. Si on suppose que l'évolution de dU est linéaire au voisinage du point d'équilibre, une sensibilité à 15 % permettrait d'atteindre la valeur de $3^2 \times 0.01 = 0.09$. On peut donc considérer que l'on identifie E à 15% sur ces cinq premiers points de dU. Ceci n'est qu'une estimation de l'incertitude et n'a pas de valeur statistique. Le paramètre ν ne peut pas être identifié correctement avec cet unique essai à 45°.

Ce travail ne prenait en compte que l'essai à 45°. Les autres essais jouent aussi un rôle sur les paramètres identifiés pour l'essai à 45°.

3.2 Essai à 15°

Pour l'essai à 15°, on s'attend à une élasticité identique et une plasticité et un contact différents. Le Tab. V.8 montre les paramètres identifiés pour le joint et pour le contact sur un essai à 15°. Les paramètres élastiques sont les mêmes. La plasticité a évolué par rapport à l'essai à 45°. Les seuils et contraintes de plasticité ont diminué. Ceci est cohérent car la pression hydrostatique est moins présente dans l'essai à 15° où le joint est même en traction au centre de l'éprouvette. Les paramètres de contact ont changé ; comme les surfaces d'impact de l'éprouvette ont aussi changé, il est difficile d'en déduire quelque chose.

Tableau V.8: Paramètres identifiés pour l'essai à 15°

Joint					Contact			
E	ν	σ_y	σ_{f1} ; ε_{f1}	σ_{f2} ; ε_{f2}	c_1	c_2	c_3	RES
2100	0.42	85.0	97 ; 0.04	120 ; 1.7	0.016	555	3000	0.87

La Fig. V.20 montre la correspondance entre les mesures et le modèle identifié pour les trois grandeurs F, dU et dV (ici, la grandeur dV est bien positive comme dans la mesure réelle). Encore une fois, on peut voir qu'elles sont correctement représentées à tout instant de l'essai.

Comme pour l'essai à 45°, la Fig. V.21 nous montre l'évolution des sensibilités sur dU pour l'essai en entier et sur le début de l'essai (les 11 premières images). Globalement, on tire les mêmes conclusions que pour l'essai à 45°. L'essai en entier permet d'identifier

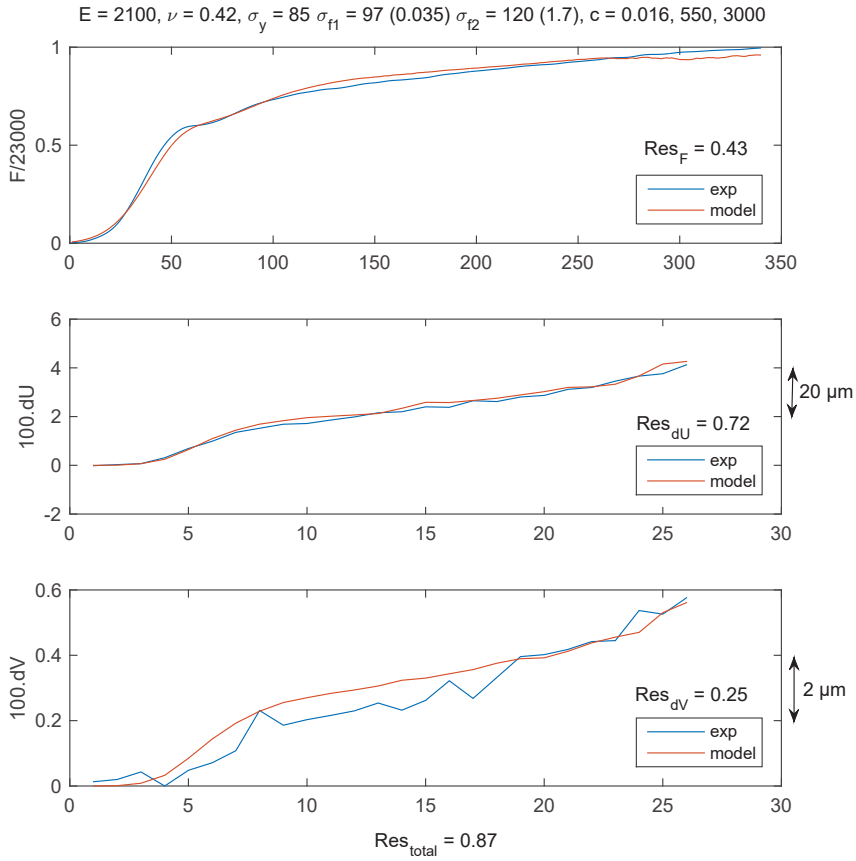


Figure V.20: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 15°

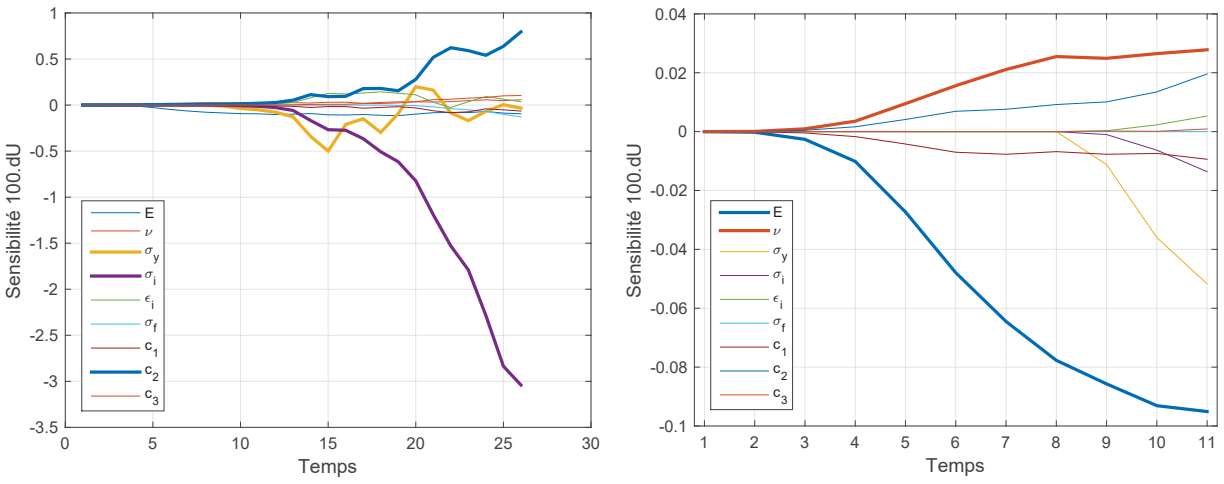


Figure V.21: Sensibilités sur dU sur l'essai entier et sur les 11 premières images de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 15°

les paramètres σ_i et c_2 à 5 %. Le module E est identifié à environ 15 % sur le début de l'essai. Pour identifier la paramètre σ_y, on se concentre sur les images 10 à 15. De plus, la combinaison des deux essais à 45° et 15° doit être réalisée pour diminuer l'incertitude sur l'identification du paramètre E. Ceci ne peut pas être fait sur les paramètres de plasticité car ils sont différents selon l'angle d'impact. Cela pourrait être réalisé en utilisant par exemple un critère de plasticité prenant en compte la pression hydrostatique, mais cela ajouterait des paramètres supplémentaires.

3.3 Essai à 75°

Le Tab. V.9 illustre les paramètres identifiés pour le joint, le contact et l'aluminium sur deux essais à 75° (un essai avec le joint en entier et un essai avec le joint sur 12 mm centraux). Les deux jeux de paramètres sont pratiquement identiques.

Tableau V.9: Paramètres identifiés pour l'essai à 75°

Joint				Contact			Aluminium		
E	ν	σ_y	σ_f ; ε_f	c_1	c_2	c_3	σ_y	σ_f	RES
2300	0.42	142.0	204 ; 2.0	0.019	580	3000	255	870	2.23
2300	0.42	145.0	252 ; 2.0	0.018	560	3100	260	880	2.74

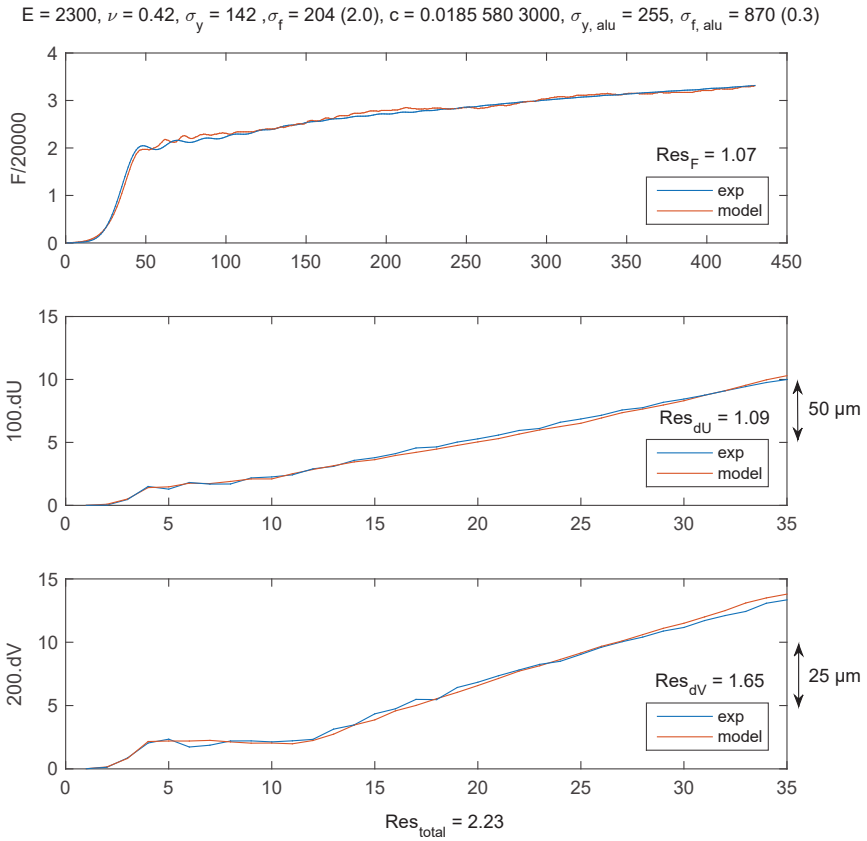


Figure V.22: Comparaison expérience/identification de F, dU et dV. Essai à 75°

On trouve une élasticité équivalente aux deux autres essais avec un module légèrement supérieur. Cela peut venir de la vitesse d'impact de cet essai qui est plus importante. Cela peut venir aussi de l'incertitude d'identification directement. Les contraintes de plasticité sont les plus élevées des trois angles, en accord avec la compression très importante lors de cet essai. Pour cet angle, on précise les valeurs des paramètres des substrats en aluminium car ils sont déterminants. On obtient des valeurs légèrement supérieures aux valeurs mesurées à cause de la vitesse d'impact plus importante. La Fig. V.22 compare les trois grandeurs mesurées aux résultats de l'identification. On remarque que l'évolution de ces grandeurs est cohérente tout au long de l'essai, et que la grandeur dV atteint des niveaux plus importants que pour les deux autres essais. On va donc pouvoir l'utiliser davantage pour enrichir l'identification.

La Fig. V.23 illustre la sensibilité des paramètres sur les deux grandeurs F et dU. Bien sûr, les paramètres de plasticité des substrats sont parfaitement identifiables avec la force F. Ce sont eux qui pilotent principalement l'évolution de F. En prenant en compte les évolutions conjointes de F et de dU dans la fonction coût, ces graphes de sensibilité nous montrent que la détermination des paramètres $\sigma_{y,alu}$, $\sigma_{f,alu}$ et σ_y est aisée. Dans cet essai, on peut voir que les paramètres de contact ont moins d'influence sur les grandeurs mesurées, ils ont été remplacés en partie par les paramètres de plasticité des substrats.

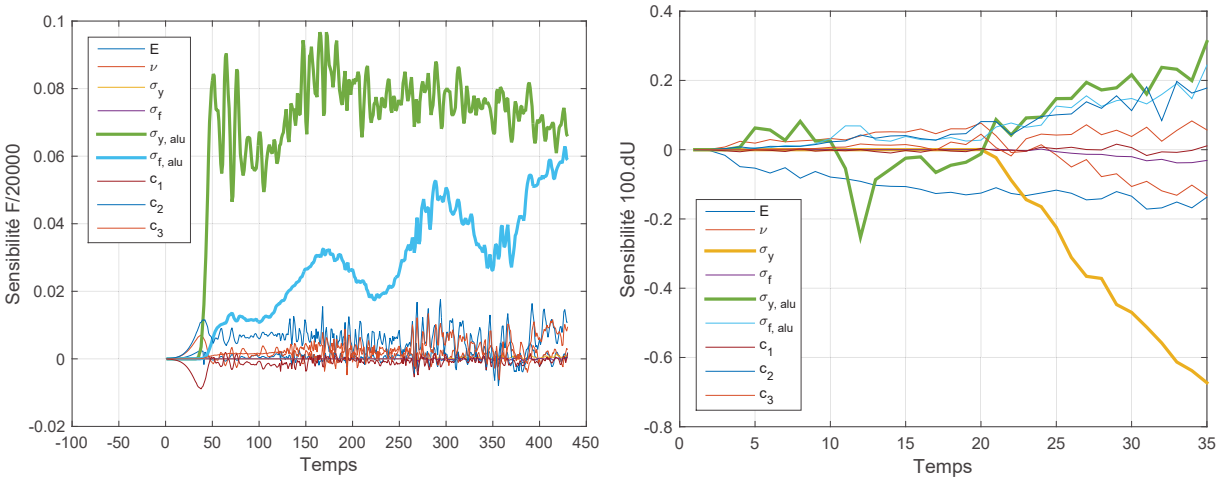


Figure V.23: Sensibilités sur F et dU au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 75°

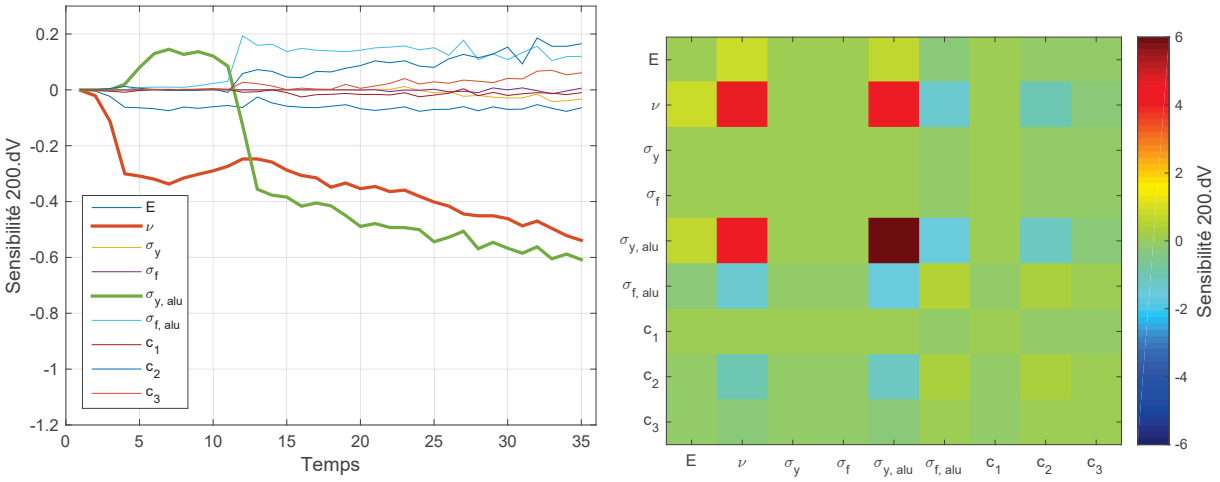


Figure V.24: Sensibilité et matrice de sensibilité sur dV au cours de l'essai pour une variation de 5 % sur chaque paramètre autour du point identifié. Essai à 75°

Comme précédemment, l'évaluation de dU sur le début de l'essai nous donne accès à E avec le moins d'incertitude. De plus, cet essai est le plus pertinent pour la détermination de ν. C'est ce qu'on peut voir en Fig. V.24 avec les graphiques de sensibilités et sa matrice correspondante sur la compression dV pour l'essai à 75°. Les deux paramètres $\sigma_{y,alu}$ et ν sont les deux paramètres déterminants pour l'évolution de dV. Et, la sensibilité associée à ν est beaucoup plus importante que sur les deux autres essais. L'identification de ν est possible grâce à cet essai. Pour preuve, le terme diagonal associé à ce paramètre est d'environ 4.5. L'incertitude de mesure sur dV pour l'essai à 75° est de 2 μm. Elle est plus importante que

pour les deux autres essais à cause de la plasticité des substrats présente dans l'ensemble de l'éprouvette. Si on calcule la somme des carrés de cet incertitude sur les 35 points, on obtient une référence égale à 5.6. On peut donc estimer l'incertitude sur ν de 5 à 10 % grâce à cet essai à 75°.

Cette partie a révélé les valeurs des paramètres identifiés pour le modèle du joint sur les trois essais ainsi que leurs incertitudes associées. La multiaxialité des essais montre que la plasticité du joint dépend de la pression hydrostatique. Le principal axe d'amélioration de l'identification des paramètres dynamiques du joint réside dans la mesure elle-même. Une augmentation des résolutions temporelle et spatiale des images faciliterait grandement cette identification. Cela permettrait aussi de réaliser une vraie « FEMU » en comparant le champ mesuré et le champ numérique associé.

4 Analyse des modèles identifiés

Ce modèle du joint adhésif identifié nous met à disposition une multitude d'informations. On montre ici les deux principales : les surfaces d'élasticité et de rupture, et la confrontation entre l'estimation directe de la contrainte locale du joint développée en section 2 du Chap. III et sa détermination par le modèle numérique.

4.1 Surfaces d'élasticité et de rupture

Les modèles identifiés dans la section précédente nous aident à construire des surfaces d'élasticité et de rupture du joint adhésif. La Fig. V.25 illustre les surfaces d'élasticité en termes de « contraintes principales » et en volumique. On appelle contraintes principales les deux contraintes suffisantes pour décrire le comportement d'un joint adhésif : le cisaillement σ_{xy} et la contrainte normale σ_{yy}. En modélisation des joints adhésifs, il est plus pertinent de représenter cette surface en volumique avec la contrainte de Von Mises σ_{VM} et la pression hydrostatique P_H.

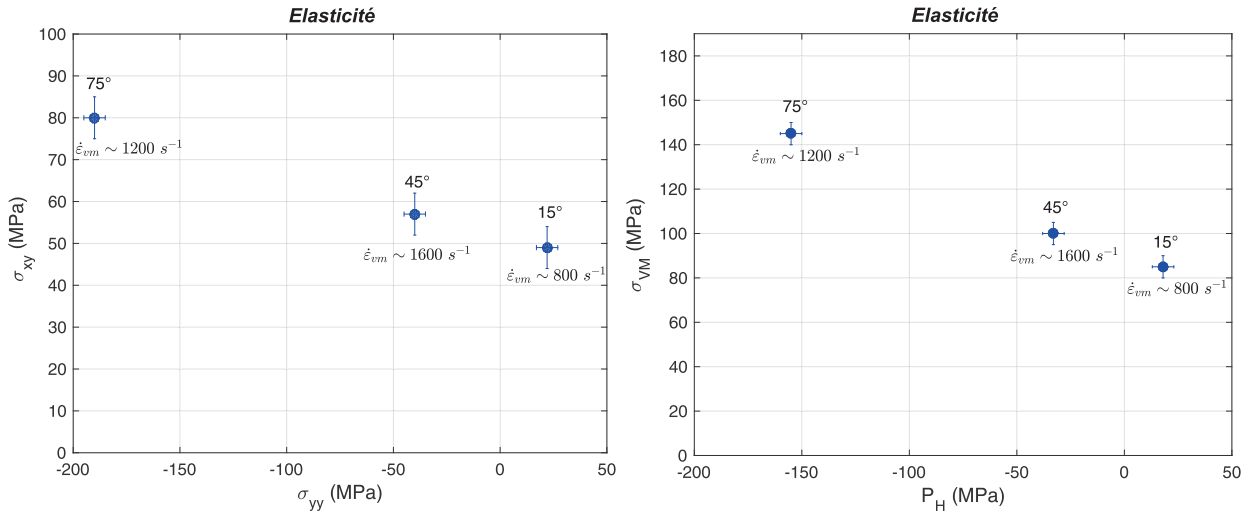


Figure V.25: Surfaces d'élasticité : contraintes principales (gauche) et 3D (droite)

Les différentes valeurs des surfaces d'élasticité sont extraites des calculs à la transition élastique-plastique. Comme expliqué auparavant, la contrainte seuil augmente avec la pression hydrostatique. Cette évolution semble linéaire et peut faire penser à un critère de type Drucker-Prager. Il faudrait des points supplémentaires pour développer un critère pertinent.

Le taux de déformation $\dot{\varepsilon}_{vm}$ est équivalent pour les trois essais, autour de 1000 s^{-1}. Il a été calculé au sens de Von Mises avec les grandeurs mesurées dU et dV.

Les surfaces de rupture sont montrées en Fig. V.26. Les différentes valeurs à rupture sont extraites des calculs dans l'élément au milieu du joint adhésif (centre de l'éprouvette). On fait donc l'hypothèse que la rupture s'initie à cet endroit. Ceci est sans contestation pour les essais à 45° et 75°. Pour l'essai à 15°, on fait l'hypothèse que la rupture s'initie à l'endroit où la traction est maximale même si cela ne correspond pas au cisaillement maximal situé à environ 10 mm du milieu du joint adhésif.

On observe la même évolution que pour les surfaces d'élasticité : la contrainte de Von Mises à rupture augmente avec la pression hydrostatique de manière linéaire. Les surfaces obtenues en quasi-statique montrent des valeurs légèrement plus faibles. Il n'y a donc pas de perte de propriétés mécaniques pour ce type de joint adhésif en dynamique.

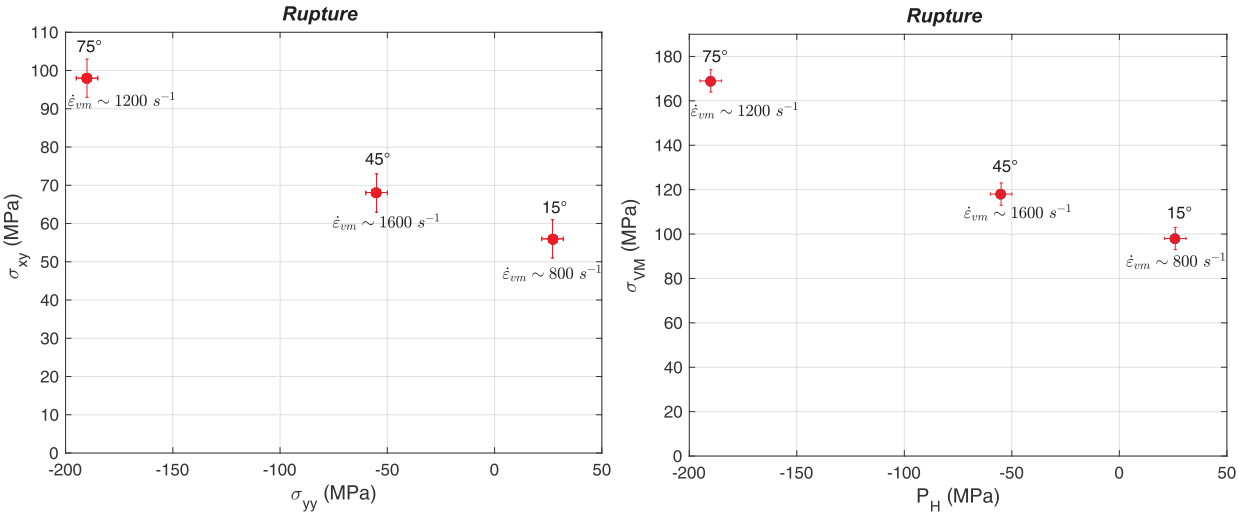


Figure V.26: Surfaces de rupture : contraintes principales (gauche) et 3D (droite)

4.2 Contrainte locale dans le joint : confrontation avec la mesure directe

La section 2 du Chap. III a développé la méthode d'estimation directe de la contrainte locale du joint pendant l'essai à partir des déformations mesurées par corrélation d'images. Cette estimation nécessite beaucoup d'hypothèses, la plus critiquable étant de considérer la contrainte dans l'aluminium proche de l'interface substrat/adhésif équivalente à la contrainte dans le joint. Bien sûr, la contrainte de cisaillement est continue à une interface bi-matériau,

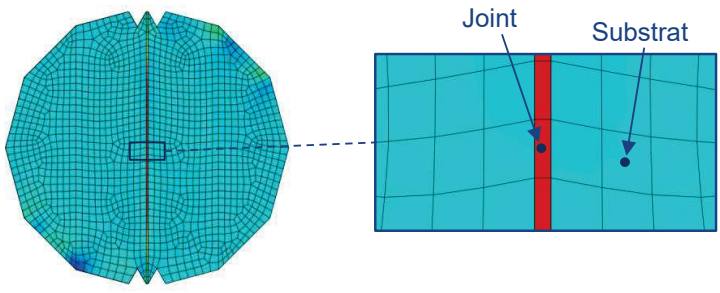


Figure V.27: Éléments numériques où on réalise l'extraction de la contrainte locale

mais à partir de quelle distance à l'interface cette estimation par l'intermédiaire du substrat n'est-elle plus valable ?

Il est aisé de répondre à cette question avec le calcul numérique et le modèle du joint identifié. Il suffit d'extraire les contraintes au cours de l'essai dans les éléments au centre de l'éprouvette : dans le joint et dans le substrat à 1.3 mm du joint (qui correspond à la zone où on a estimé la contrainte avec la mesure). Ces éléments sont illustrés en Fig. V.27.

La Fig. V.28 montre les courbes de contrainte/déformation en cisaillement pour les calculs numériques à 15° et à 45°. La déformation est calculée au centroïde de l'élément joint. Les contraintes sont calculées aux centroïdes des éléments correspondants (Fig. V.27). Pour chaque essai, la contrainte-joint et la contrainte-substrat évoluent de manière équivalente. Cependant, les niveaux ne sont pas les mêmes. Pour l'essai à 45°, la contrainte-substrat surestime la contrainte-joint et pour l'essai à 15°, la contrainte-substrat sous-estime la contrainte-joint. Cet effet est d'ailleurs plus important quand le joint devient plastique et atteint 20 % à rupture.

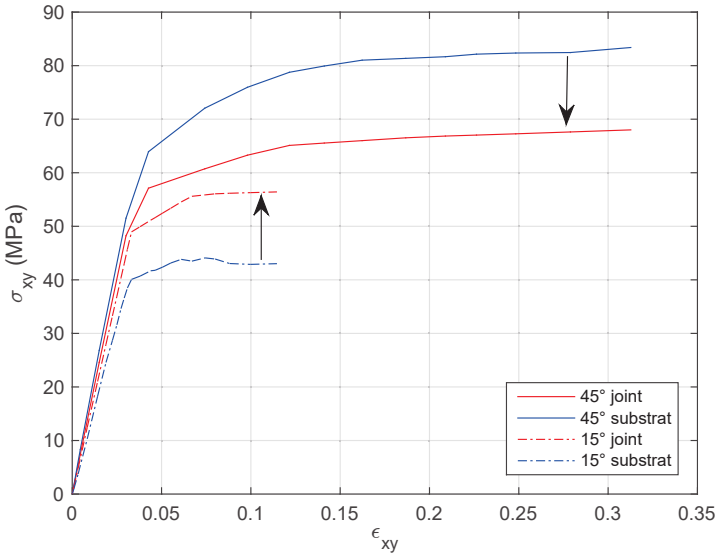


Figure V.28: Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le joint et dans le substrat

On peut donc effectuer le même travail en comparant ces courbes contrainte/déformation numériques aux mesures. Dans un premier temps, la Fig. V.29 confronte l'estimation directe de la contrainte avec la contrainte-joint numérique pour les deux essais à 15° et à 45°. Elle illustre donc directement l'estimation recherchée. Deux observations sont remarquables. La phase élastique du joint est correctement estimée pour les deux essais. Par contre, la phase plastique subit les mêmes effets que ceux décrits précédemment. Pour l'essai à 45°, la contrainte-joint est surestimée d'environ 25 %. Pour l'essai à 15°, la contrainte-joint est sous-estimée d'environ 10 %. Ainsi, l'estimation des contraintes à rupture doit être corrigée par ces facteurs déterminés numériquement.

On peut s'étonner du fait que ces facteurs de corrections soient différents de ceux calculés pour la contrainte-substrat numérique (Fig. V.28). Pour comprendre cette différence, il suffit de confronter la contrainte-substrat numérique à la contrainte estimée par la mesure dans la même zone du substrat. En l'absence d'autres phénomènes, ces deux contraintes doivent être identiques. Sinon, cela montrerait que le modèle numérique n'est pas représentatif ou que le modèle du joint n'a pas été identifié correctement. La comparaison de ces deux contraintes

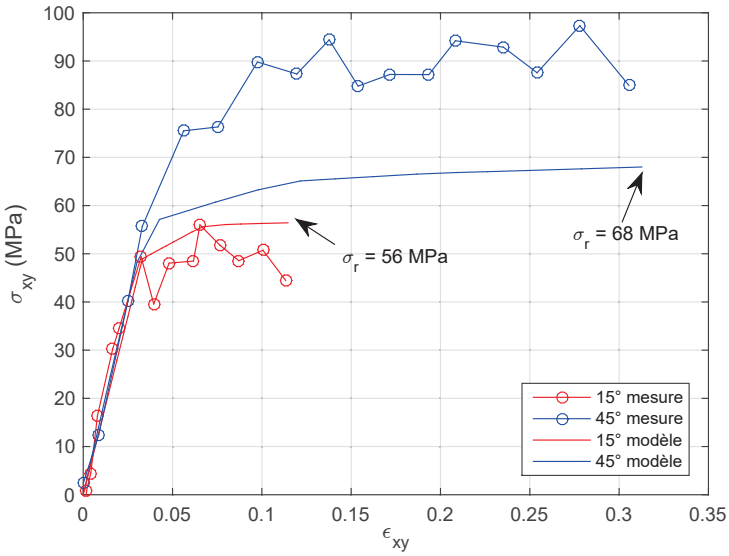


Figure V.29: Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le joint, comparaison avec l'estimation directe

est illustrée en Fig. V.30.

Pour les deux essais, les courbes sont proches ce qui montre la représentativité du modèle numérique. Néanmoins, la contrainte issue de la mesure surestime d'environ 5 % la contrainte-substrat numérique dans les deux cas. L'explication est simple, elle a déjà été donnée en Chap. III. Le principe est rappelé dans la Fig. V.30. Même si notre calcul de corrélation d'images utilise une méthode locale sans hypothèse supplémentaire sur la continuité des champs, la mesure est tout de même homogénéisée à travers la taille des subsets d'une part, et à cause du filtre (5 pixels dans notre cas) appliqué lors du calcul des déformations. Le champ mesuré est donc lissé par rapport au champ réel (Fig. V.30). La déformation

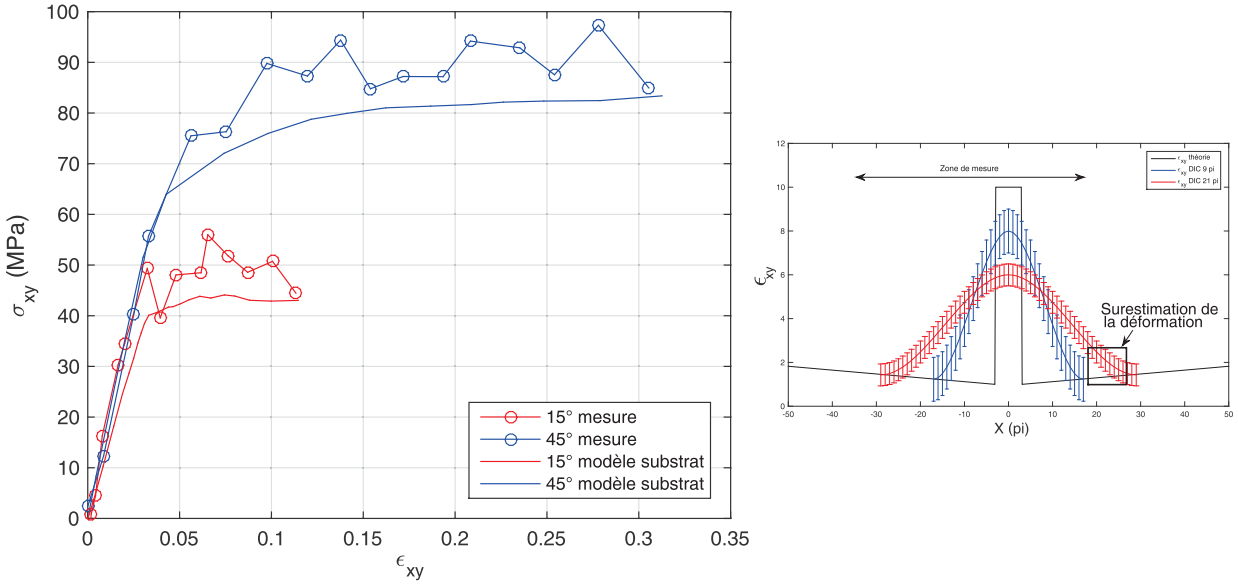


Figure V.30: Courbes de contrainte/déformation en cisaillement extraites des calculs numériques à 15° et à 45° dans le substrat, comparaison avec l'estimation directe (gauche). Schéma expliquant les biais de l'estimation liés à la corrélation d'images (droite)

importante dans le joint se propage dans les zones d'aluminium ce qui entraîne une surestimation de 5 % sur notre mesure. Si on s'éloigne davantage du joint, on s'affranchit de cette surestimation liée à la corrélation d'images, mais on amplifie le phénomène décrit précédemment (mauvaise estimation de la contrainte-joint liée à la distance à l'interface). Cette distance de mesure est donc un compromis entre ces deux phénomènes. La seule solution restant, encore une fois, une meilleure résolution spatiale des images.

Malgré ces limites, cette analyse a montré l'intérêt de l'estimation directe de la contrainte développée en Chap. III. Cela nous donne une tendance très proche de la réalité, avec possibilité d'appliquer des coefficients de corrections pour retrouver la valeur réelle. On n'a pas parlé ici de la contrainte normale au joint car son estimation directe n'est pas possible avec ce système de mesure.

Après avoir développé la méthode d'identification des paramètres du joint par un dialogue essai/calcul, nous avons présenté les résultats de l'identification de ces paramètres. Outre les valeurs des paramètres identifiés, les calculs de sensibilités nous ont permis de dégager les incertitudes associées à chaque paramètre numérique. Enfin, on a pu bénéficier de précieuses informations issues de ce modèle numérique identifié : le modèle complet du joint adhésif, les surfaces d'élasticité et de rupture du joint adhésif et la validation de la méthode d'estimation directe de la contrainte locale dans le joint. Les limites de cette méthode ont aussi pu être mises en exergue.

CHAPITRE VI

Éprouvette technologique : essai de compression et de traction dynamique

Dans ce chapitre, nous présenterons de nouveaux essais sur une éprouvette technologique Titane/adhésif/CMO. Ceux-ci permettront de développer un essai dynamique en traction innovant, et d'analyser le comportement dynamique de l'interface réelle. On pourra aussi tester les méthodes expérimentales développées précédemment.

Sommaire

1 Introduction sur les assemblages collés asymétriques **102**
2 Techniques expérimentales **102**
2.1 Design et fabrication de l'éprouvette 102
2.2 Dispositif expérimental 107
2.2.1 Les barres d'Hopkinson en compression 107
2.2.2 Les barres d'Hopkinson en traction 108
2.2.3 La mesure de champ local par DIC 108
3 Résultats expérimentaux **109**
3.1 Mesures « brutes » 109
3.2 Mesure de la contrainte locale par DIC 112
3.3 Observation des faciès de rupture 116

Les chapitres précédents nous ont fourni une méthode assez complète de caractérisation dynamique de joints adhésifs structuraux. L'essai *DODECA* offre trois états de multiaxialité différents pour une procédure unique. L'objectif du travail développé dans ce chapitre est d'apporter des informations complémentaires sur la caractérisation dynamique des joints adhésifs. L'essai *DODECA* donne une caractérisation mixte avec deux états en cisaillement/compression et un état en cisaillement/traction. On va développer ici une éprouvette que l'on peut tester en compression OU en traction (avec du cisaillement dans les deux cas). Un essai dynamique en traction va donc être conçu pour tester un assemblage collé à partir de l'essai dynamique en traction existant au LMS. De plus, on souhaite tester des interfaces typiques utilisées dans les structures aéronautiques. Les substrats seront donc en titane et en composite CMO. Ceci donnera des informations sur le rôle des interfaces lors du chargement dynamique notamment proche de la rupture. Outre ces deux investigations, ce travail permettra de tester les méthodes de mesures développées dans les Chap.II et III sur l'essai *DODECA*. On s'intéressera à l'influence du substrat sur la mesure locale de déformation du joint par corrélation d'images ; et sur l'extraction de la contrainte locale via le titane ou le CMO.

1 Introduction sur les assemblages collés asymétriques

Très peu d'études ont été réalisées sur la caractérisation dynamique des assemblages collés asymétriques. Les deux articles : [Liao et al., 2013], [Sankar et al., 2015] étudient la résistance dynamique de joints adhésifs avec des substrats en acier et en aluminium. Ils utilisent des éprouvettes de type single-lap en compression et en traction. Aucune étude n'a été trouvée avec des substrats en composite.

On peut tirer trois informations majeures de ces deux articles. Tout d'abord, la résistance dynamique de l'assemblage collé (force globale à rupture) est plus faible avec des substrats différents qu'avec des substrats identiques. Les analyses numériques montrent que la rupture du joint s'initie à l'interface acier/adhésif, c'est à dire l'interface avec le substrat de plus haut module. Les auteurs affirment que ce résultat est inversé en quasi-statique où la rupture a lieu préférentiellement à l'interface aluminium/adhésif. Enfin, ces articles fournissent uniquement une résistance dynamique globale de l'assemblage collé, et non une caractérisation propre au joint adhésif.

Notre travail va permettre une caractérisation dynamique du joint avec des substrats différents. Le substrat en CMO risque de se plastifier ou de s'endommager avant rupture complète du joint adhésif. L'analyse des images par corrélation d'images fournira des informations sur ceci.

2 Techniques expérimentales

Cette partie présente les techniques expérimentales développées dans ce projet : le design et la fabrication des éprouvettes et les dispositifs expérimentaux en compression et en traction.

2.1 Design et fabrication de l'éprouvette

Pour les substrats, on choisit les matériaux utilisés par Safran. Leurs propriétés élastiques en quasi-statique sont montrées en Tab. VI.1. Le CMO est orthotrope et on dispose de plaques de CMO d'épaisseur 3.7 mm et 4.7 mm. La direction de l'épaisseur est la direction

faible (direction 3 dans le Tab. VI.1). Dans cette direction, les rigidités des deux substrats sont très différentes ce qui va imposer une géométrie d'éprouvette particulière.

Tableau VI.1: Propriétés élastiques des substrats en quasi-statique (les modules sont en MPa et la densité en kg/L)

	E_1	E_2	E_3	G_{12}	G_{13}	G_{23}	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}	ρ
CMO	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Titane	114000			42500			0.34			4200

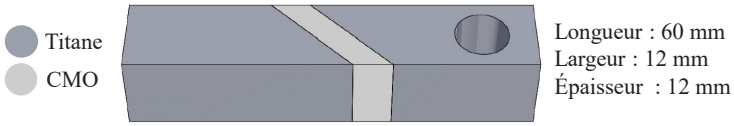


Figure VI.1: Schéma de l'éprouvette *BIADH45*

L'idée est de concevoir une éprouvette donnant un état mixte de traction ou compression/cisaillement. On se dirige vers une éprouvette de type *SCARF* avec le joint adhésif à 45° de la direction principale de l'éprouvette correspondant à la direction de sollicitation. Le design final de l'éprouvette *BIADH45* est montré en Fig. VI.1. La longueur totale de l'éprouvette est d'environ 60 mm ; sa section est carrée de côté 12 mm. Un substrat présente un trou taraudé en M8 dans la direction de traction. Le substrat opposé présente un trou cylindrique laissant la place à une goupille pour la fixation au système de traction dynamique. Davantage d'explications seront fournies en section 2.2.2. L'éprouvette est symétrique, et donc composée de deux joints adhésifs : la pièce en CMO est collée à deux pièces en titane différentes sur ces deux faces. Cette symétrisation vient directement des propriétés élastiques très différentes des deux matériaux utilisés. La Fig. VI.2 illustre ceci en montrant la contrainte de cisaillement dans le joint sur toute sa longueur pour des éprouvettes

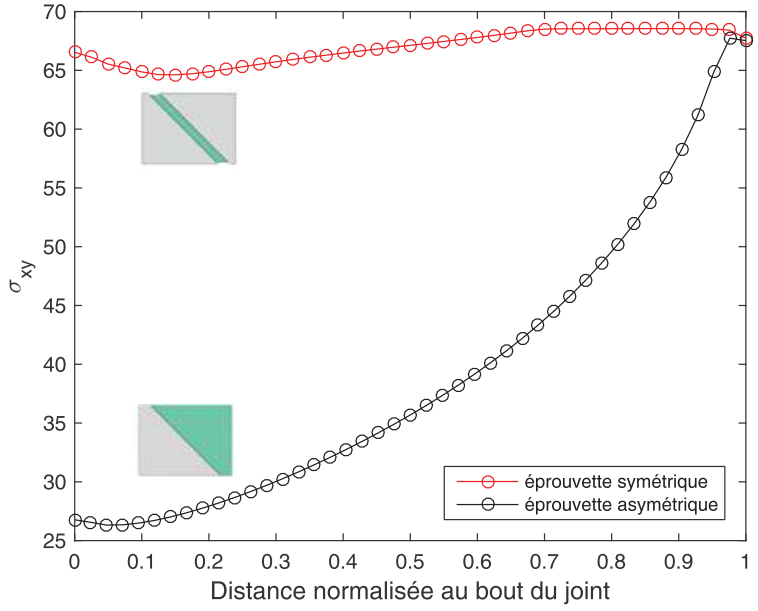


Figure VI.2: Simulation numérique : Contrainte de cisaillement au milieu du joint en fonction de la distance au bord du joint sur des éprouvettes symétrique et asymétrique (gris : titane ; vert : CMO) testées en traction dynamique

symétrique et asymétrique en traction dynamique (simulation numérique). L'éprouvette asymétrique présente un état de contrainte très hétérogène avec une contrainte de cisaillement triplé d'un bord du joint à l'autre. Au contraire, l'éprouvette symétrisée fournit un état de contrainte nettement moins hétérogène. Ces résultats numériques montrent que l'utilisation d'une éprouvette asymétrique rendrait le test difficile avec, notamment, une rupture prématurée.

Les Fig. VI.3 et VI.4 montrent les états de contrainte des deux joints dans l'éprouvette *BIADH45* en traction dynamique et en compression dynamique, respectivement. Comme attendu, on trouve un état mixte de traction ou compression/cisaillement sur l'ensemble des deux joints (la contrainte de Mises vient en grande partie du cisaillement). Les états

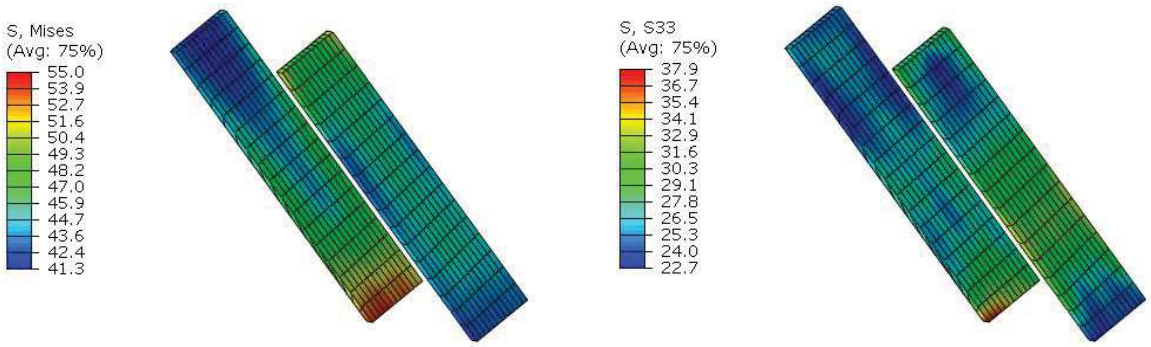


Figure VI.3: Simulation numérique : états de contrainte des deux joints dans l'éprouvette *BIADH45* en traction dynamique

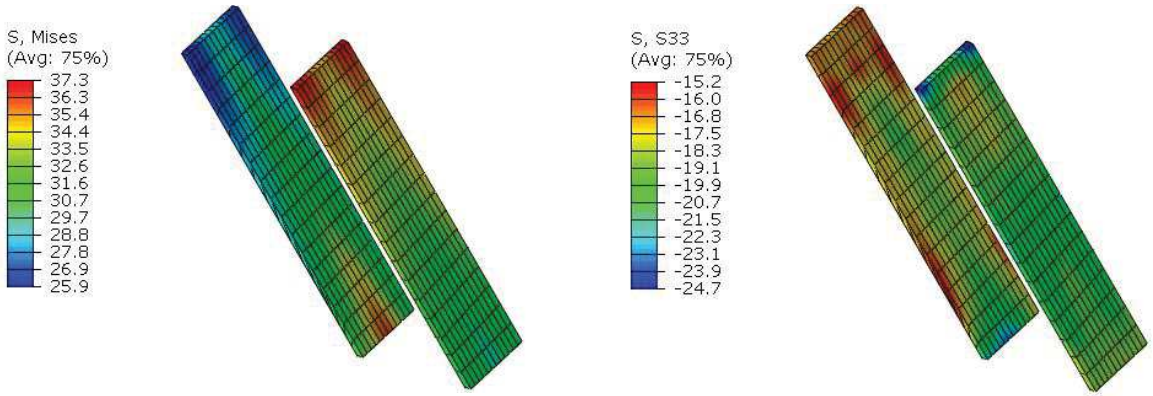


Figure VI.4: Simulation numérique : états de contrainte des deux joints dans l'éprouvette *BIADH45* en compression dynamique

de contrainte sont équivalents entre les deux joints. Ils sont assez homogènes, mais avec de légers effets de bord venant de la faible largeur de l'éprouvette. Ce n'est pas montré ici, mais des becs dans la pièce en CMO permettraient de supprimer les effets de bord. Cependant, la fabrication de la pièce serait très difficile.

En fait, les différentes géométries testées autour de celle-ci ne permettent jamais d'avoir un état de contrainte complètement satisfaisant. L'impact en traction impose une éprouvette de « petite » taille (d'où la faible largeur) car le dispositif expérimental nécessite des systèmes vissés ayant une résistance limitée à la traction et au cisaillement. Ceci a constitué la plus grande contrainte lors du design de l'éprouvette *BIADH45* et est développé dans le paragraphe suivant.

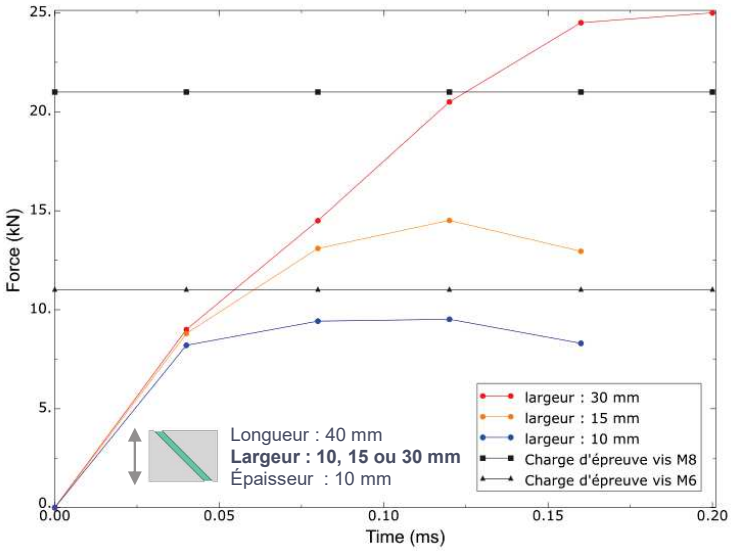


Figure VI.5: Simulation numérique : Force de l'assemblage en fonction du temps pour différentes largeurs d'éprouvettes en traction dynamique

Le Chap. IV nous fournit une méthode de modélisation numérique de l'impact Hopkinson en compression. Pour la traction, on n'a pas retranscrit l'essai de manière exacte. Les calculs numériques en traction ont été effectués sur l'éprouvette seule en imposant une traction de 250 μm par incrément de 50 μm en 40 μs. Les modèles matériaux utilisés sont ceux décrits en Tab. VI.1. La Fig. VI.5 montre l'évolution temporelle de la force pour différentes géométries d'éprouvettes. La longueur est fixée à 40 mm, l'épaisseur à 10 mm et la largeur varie de 10 à 30 mm. Dans ces calculs, les propriétés du joint sont basées sur les propriétés identifiées sur l'essai *DODECA* à 15° : $E = 2100$ MPa, $\nu = 0.42$, $\rho = 1.1$ kg/L, $\sigma_y = 80$ MPa et $\sigma_f = 120$ MPa à $\varepsilon_p = 2.0$. On choisit une limite élastique légèrement plus faible car cette sollicitation est davantage critique. On trace en parallèle la limite expérimentale imposée par les vissages correspondant aux charges d'épreuve M6 (11 kN) et M8 (21 kN). Si on dépasse cette force, le vissage peut s'endommager et rompre. On observe clairement qu'un vissage M6 n'est pas résistant pour ce type d'impact. Il faut donc passer à un vissage M8

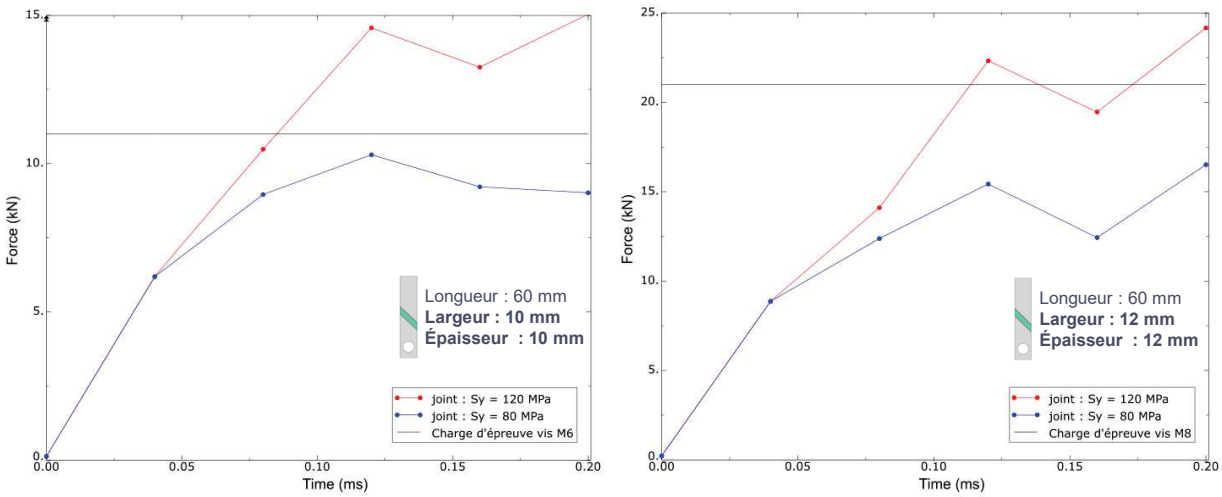


Figure VI.6: Simulation numérique : Force de l'assemblage en fonction du temps pour différentes tailles d'éprouvettes et plasticité du joint en traction dynamique

et donc augmenter l'épaisseur de 10 à 12 mm. Cette évolution est illustrée en Fig. VI.6. On y a représenté l'évolution temporelle de la force pour deux sections carrées de l'éprouvette : 10 et 12 mm, et deux limites élastiques du joint : 80 et 120 MPa. La limite élastique de 120 MPa est trop élevée pour un joint adhésif testé en traction dynamique. Néanmoins, ces courbes montrent la dépendance de la force à la limite élastique du joint. Pour la limite élastique de 80 MPa, le rapport Ch_{M6}/F_{max} est égal à 1.08 et est donc trop proche de 1. En augmentant la section de l'éprouvette, on passe à un vissage M8 et le rapport Ch_{M8}/F_{max} est égal à 1.28 ce qui procure une sécurité suffisante pour le test. De plus, ces calculs supposent une déformation à rupture proche de celle mesurée sur l'essai *DODECA* à 15°. *A priori*, la rupture aura lieu plus tôt, voire à l'interface joint/CMO.

Le design avec une section carrée de côté 12 mm est retenu. La longueur totale de l'éprouvette est d'environ 60 mm avec le CMO d'épaisseur 3.7 mm, et 61.5 mm avec le CMO d'épaisseur 4.7 mm. Quelques éprouvettes ont été fabriquées sans CMO, et testées en traction pour observer l'influence réelle du CMO sur la sollicitation dynamique en traction. La Fig. VI.7 montre une photo du montage de collage utilisé pour la réalisation de l'éprouvette *BIADH45*. Deux montages de ce type ont été fabriqués pour pouvoir fabriquer les éprouvettes par lot de deux. Il est en inox. Dans la direction orthogonale à l'éprouvette, deux vis adossées à une plaque rectangulaire assurent l'alignement des différentes pièces. Dans la direction de l'éprouvette, une association vis/ressort permet un maintien à pression constante de l'assemblage lors de la cuisson du joint. Aucun système n'a été mis en place pour contrôler l'épaisseur du joint. Ceci est fait implicitement par la pression imposée au ressort.

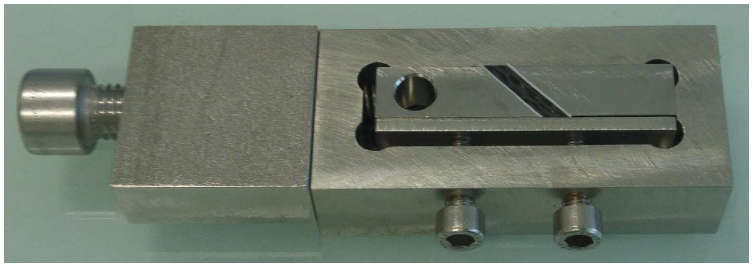


Figure VI.7: Montage de collage de l'éprouvette *BIADH45*

Les éprouvettes réalisées ont des joints d'épaisseurs comprises entre 100 et 150 μm, avec une variation intra-éprouvette d'environ 15 %. Les six premières éprouvettes ont été réalisées avec des substrats en titane neufs et des pièces en CMO d'épaisseur 3.7 mm. Les éprouvettes suivantes (sans CMO, et avec CMO d'épaisseur 4.7 mm) ont été réalisées avec des substrats déjà utilisés. Ils ne sont pas endommagés lors de l'impact. En revanche, les polissages des différentes surfaces pour la corrélation d'images ou pour enlever la couche précédente d'adhésif (préalablement brûlé) ont certainement diminué la précision géométrique des substrats et des collages. La préparation des surfaces à coller a été la même que pour l'essai *DODECA* : léger abrasage et lavage des surfaces. La Fig. VI.8 montre l'éprouvette *BIADH45* à différentes étapes de la fabrication et des essais. Les arêtes à 45° des pièces en CMO visibles en image 1 sont réalisées à la polisseuse à partir de pavés de CMO. L'image 2 montre le fluage du joint lors de la cuisson qu'il faut retirer (image 3) pour pouvoir imager la zone d'intérêt. Le mouchetis est visible en image 4. On peut voir aussi des points et des traits noirs permettant le positionnement de la caméra par rapport à la zone d'intérêt pendant l'essai. La partie suivante présente les dispositif expérimentaux de compression et traction dynamique.

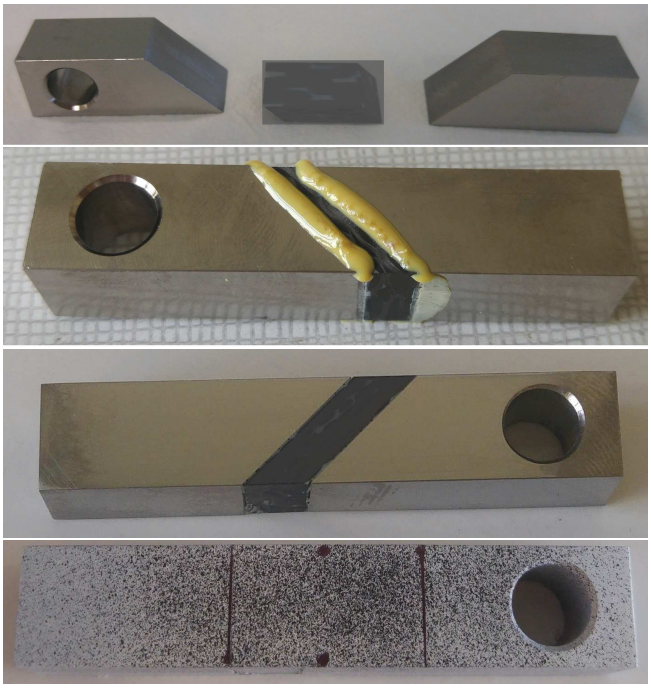


Figure VI.8: Substrats en titane et en CMO (1), éprouvette *BIADH45* après cuisson (2), polie pour la DIC (3), prête pour l'essai dynamique (4)

2.2 Dispositif expérimental

2.2.1 Les barres d'Hopkinson en compression

Le dispositif expérimental de compression dynamique est semblable à celui présenté en section 2.1 du Chap. II. On utilise des barres d'Hopkinson de compression en acier. La barre d'entrée et la barre de sortie sont de longueur 2500 mm avec un diamètre de 40 mm. La masse volumique de l'acier est de 7840 kg/m^3 et la célérité des ondes dans cet acier est de 5100 m/s. La jauge d'entrée est située à 1250 mm de l'interface d'entrée. La jauge de sortie est située à 450 mm de l'interface de sortie. Le post-traitement des signaux issus des jauges est réalisé grâce au logiciel *DAVID* développé au *LMS* [Gary, 2005]. Une photo de ce dispositif est visible en Fig. VI.9. Deux essais ont été réalisés à une pression de 0.85 bar, soit une vitesse d'impact $v = 4\ m/s$.

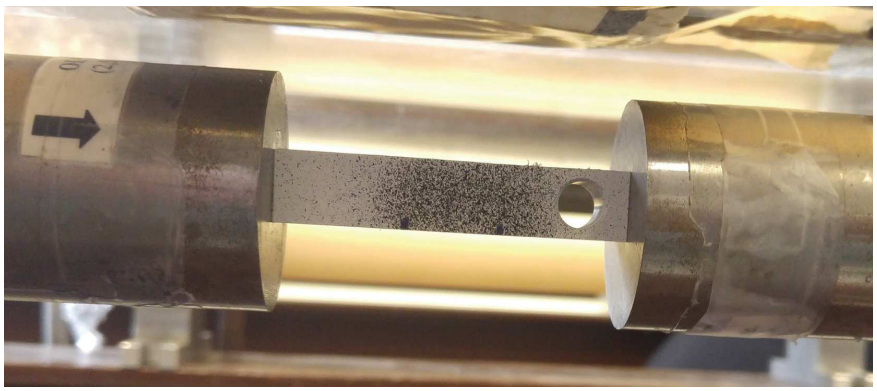


Figure VI.9: Photo du dispositif de compression dynamique

2.2.2 Les barres d'Hopkinson en traction

Le dispositif expérimental de traction dynamique a été développé en grande partie par Gérard Gary et Philippe Chevallier. Une photo de ce dispositif est visible en Fig. VI.10. Il n'y a pas de barre d'entrée. L'impacteur sortant du canon vient impacter directement une pièce en L permettant de transformer cet impact en sollicitation de traction. La géométrie et la masse de cette pièce ont été optimisées pour limiter le cisaillement et la torsion. La barre de sortie est en acier Marval, de longueur 4500 *mm* et de diamètre 20 *mm*. La jauge est située à 183 *mm* de l'interface barre/adaptateur. L'éprouvette est reliée à la barre de sortie et à la pièce en L grâce à des adaptateurs spécifiques. L'adaptateur de sortie est un cylindre d'acier vissé à la barre de sortie. L'éprouvette est vissée sur cet adaptateur via un vissage M8, celui étudié pour le design de celle-ci dans la partie précédente. L'adaptateur d'entrée est une chape ; il est lié à l'éprouvette et à la pièce en L par deux axes en acier. L'éprouvette doit être d'abord vissée à l'adaptateur de sortie. Ce vissage doit être serré de manière à obtenir une sollicitation nette. Ensuite, l'ensemble barre de sortie/adaptateur/éprouvette peut être mis en rotation pour que l'éprouvette soit horizontale (alignement caméra). On insère ensuite l'éprouvette dans la chape, puis l'axe correspondant.

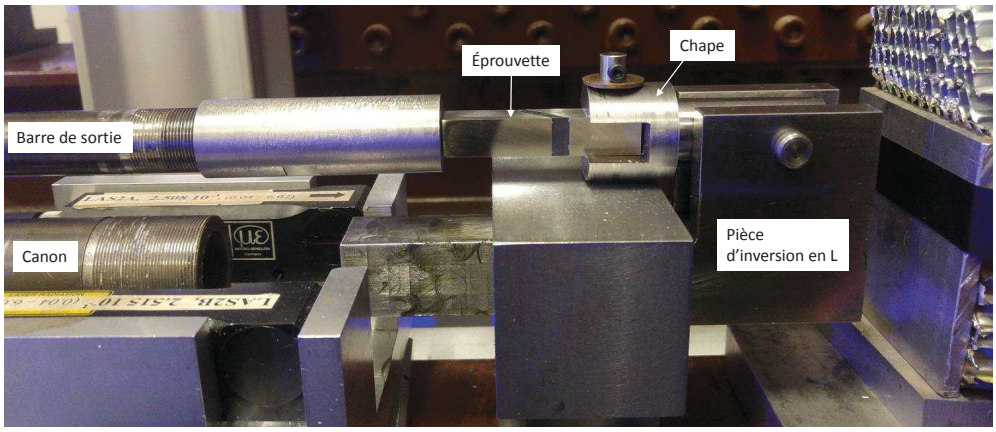


Figure VI.10: Photo du dispositif de traction dynamique

Le logiciel *DAVID* permet de transformer l'onde de déformation mesurée en force partout dans la barre. Le logiciel *Emilie* transporte la force à l'interface barre/adaptateur jusqu'à l'interface adaptateur/éprouvette. Comme l'adaptateur a un diamètre plus élevé que la barre, la force est légèrement sous-estimée à l'endroit de la jauge.

2.2.3 La mesure de champ local par DIC

Les paramètres du système d'imagerie et de la corrélation d'images sont les mêmes qu'en Tab. II.2 du Chap. II, hormis les changements de résolution spatiale et temporelle. La

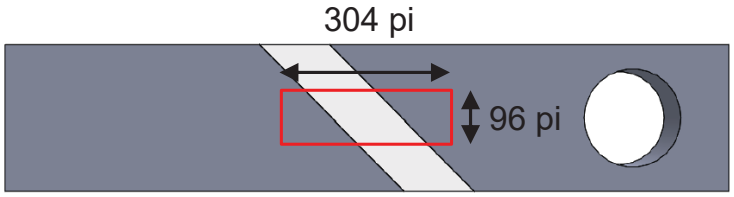


Figure VI.11: Zone imagée pour la traction et la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45*

résolution spatiale est réduite à 304×96 pixels pour une vitesse d'environ 95 000 im/s. La zone imagée est montrée en Fig. VI.11. Elle comprend la zone centrale de l'éprouvette, i.e. les deux joints bordés du CMO et du titane. On peut ainsi mesurer les déformations des joints dans cette zone, et visualiser leurs ruptures. La rupture peut néanmoins s'initier dans une partie non visualisée. On pourra aussi mesurer les déformations dans le CMO et dans le titane pour extraire des contraintes locales.

Les éprouvettes *BIADH45* sans CMO n'ont qu'un seul joint ; la zone imagée était donc alignée avec ce joint comme pour l'essai *DODECA*.

Pour la traction dynamique, le flash ne peut être déclenché par le signal de la jauge d'entrée car il n'y en a pas. La seule solution est de le déclencher par le signal du laser détectant l'impacteur juste avant l'impact. Le temps entre le signal du laser et la sollicitation sur l'éprouvette varie avec la vitesse d'impact et le placement du laser. Il faut donc estimer ce temps et décaler le déclenchement du flash de manière à ce que l'éprouvette soit éclairée pendant sa sollicitation.

3 Résultats expérimentaux

Cette partie décrit et analyse la mesure de la force globale de sortie en compression ou en traction, les mesures de déformations locales du joint, et les mesures de contraintes locales dans le CMO et le titane. Les faciès de rupture sont aussi interprétés.

3.1 Mesures « brutes »

Les mesures « brutes » comprennent, d'abord, la force globale de sortie de l'assemblage collé issue des barres d'Hopkinson. La Fig. VI.12 compare les évolutions temporelles de la force de sortie pour la traction et la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* ($épaisseur\ du\ CMO = l_{CMO} = 3.7\ mm$). La résistance dynamique en compression dépasse les 20 kN alors que la résistance dynamique en traction est de 11 kN. Ceci est en accord avec les conclusions tirées de l'essai *DODECA* : les propriétés mécaniques de ce joint sont

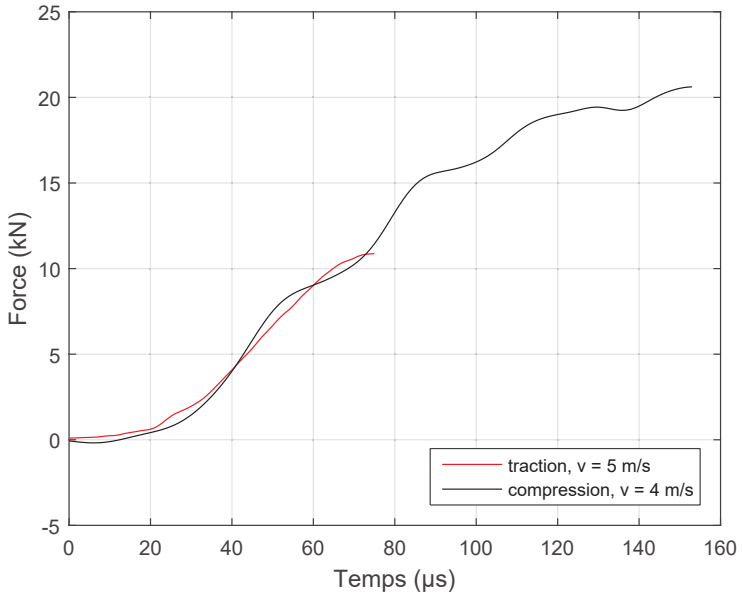


Figure VI.12: Force de sortie en fonction du temps pour la traction et la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45*

renforcées en sollicitation de compression. On remarque que le temps de chargement est nettement réduit en traction : 80 μs contre 150 μs. C'est la raison pour laquelle la vitesse d'acquisition des images a été augmentée.

La Fig. VI.13 compare les évolutions temporelles de la force de sortie pour la traction dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* où l'épaisseur du CMO varie. Plusieurs choses sont remarquables. Le changement d'épaisseur du CMO ou de vitesse d'impact n'ont pas d'influence sur la résistance dynamique de l'assemblage qui reste entre 10 et 11 kN. Par contre, la force correspondant à l'essai le plus rapide (courbe bleue) augmente plus rapidement réduisant davantage le temps de chargement. Même si on ne montre qu'une courbe pour chaque condition, ces essais ont été réalisés plusieurs fois et sont reproductibles par rapport à l'évolution de la force globale. En revanche, les essais réalisés avec une épaisseur de CMO de 3.7 mm ont présenté des ruptures différentes : dans les joints, à l'interface joint/CMO, ou dans le CMO. L'endommagement du CMO pour cet essai est important et c'est pourquoi on a augmenté son épaisseur dans les essais suivants. Avec une épaisseur de 4.7 mm, l'endommagement du CMO n'est pas visible. Ceci s'explique par le fait que le CMO de 3.7 mm est fragile dans le sens normal car le nombre de couches est plus faible que pour le CMO de 4.7 mm. Ceci sera développé par la suite avec l'analyse des mesures locales et des faciès de rupture.

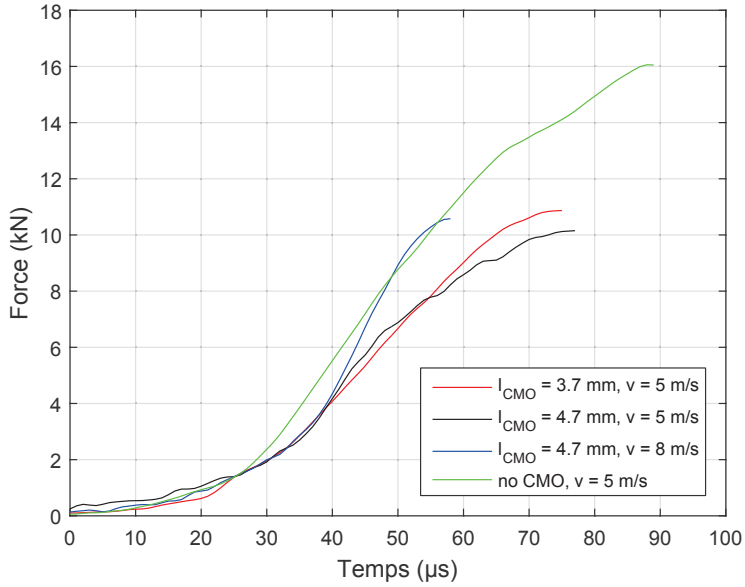


Figure VI.13: Force de sortie en fonction du temps pour la traction dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable

L'essai sans CMO (courbe verte) montre une résistance dynamique nettement plus importante autour de 16 kN. Ceci a deux origines. D'une part, cette éprouvette est plus rigide car il n'y a pas de CMO. Ceci est visible sur la phase ascendante de la force ; son augmentation est plus rapide que pour les essais avec CMO pour la même vitesse d'impact. D'autre part, la rupture a lieu entièrement dans le joint, le titane ne subissant aucun endommagement durant l'essai. Dans tous les essais avec CMO, l'interface CMO/joint semble jouer un rôle dans la rupture de l'assemblage. On peut donc conclure que la présence du CMO diminue la résistance dynamique de l'assemblage collé.

La déformation du CMO pendant l'essai doit être analysée avant d'établir les déformations du joint. La Fig. VI.14 montre les évolutions temporelles des déformations de cisaillement et normale dans le CMO pour deux essais en changeant l'épaisseur du CMO : 3.7 et

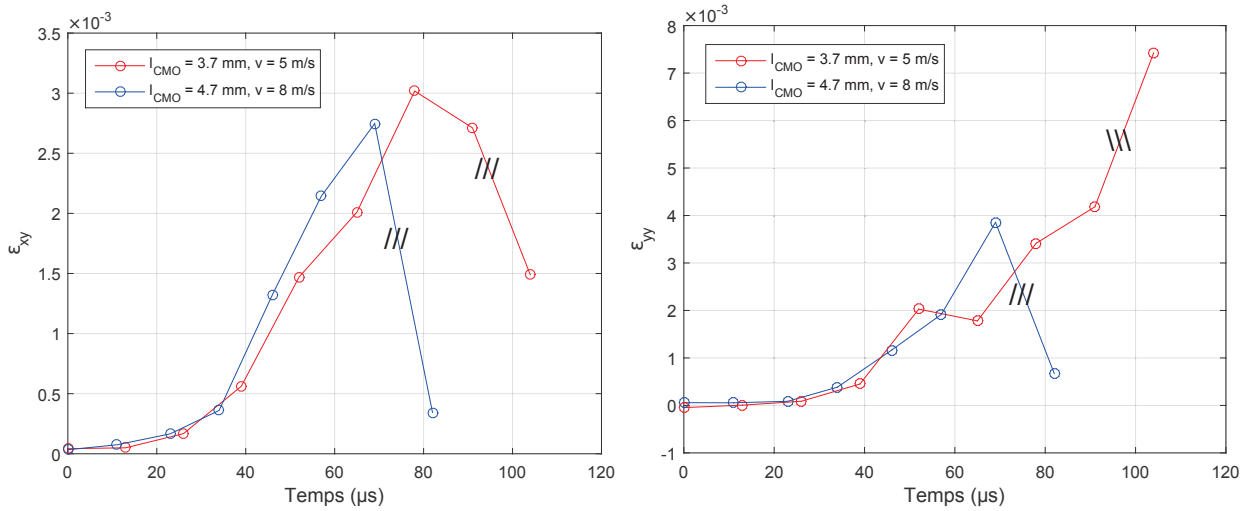


Figure VI.14: Déformations de cisaillement (gauche) et normale (droite) dans le CMO en fonction du temps pour la traction dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable

4.7 *mm*. Pour chaque déformation mesurée, on a laissé un point post-rupture ; la rupture étant représentée par le symbole ///. L'évolution des déformations est semblable pour les deux essais. A rupture, on atteint des niveaux de déformations non négligeables, autour de 3.10^{-3} pour la déformation de cisaillement et la déformation normale. Sur ces courbes, il est difficile de détecter un éventuel endommagement du CMO. Néanmoins, la déformation normale sur l'essai avec le CMO de 3.7 *mm* augmente sensiblement après rupture. En fait, avec visualisation des images, on détecte une rupture combinée du joint et du CMO pour cet essai. Au contraire, les déformations sur l'essai avec le CMO de 4.7 *mm* diminuent vers une valeur nulle après rupture. En effet, le joint casse ce qui stoppe le chargement du CMO. Pour cette éprouvette, on doit donc utiliser le CMO de 4.7 *mm* pour tester le joint adhésif jusqu'à rupture.

Connaissant cela, on peut analyser les déformations locales au centre du joint. La Fig. VI.15 montre les évolutions temporelles des sauts de déplacement de cisaillement et normal au

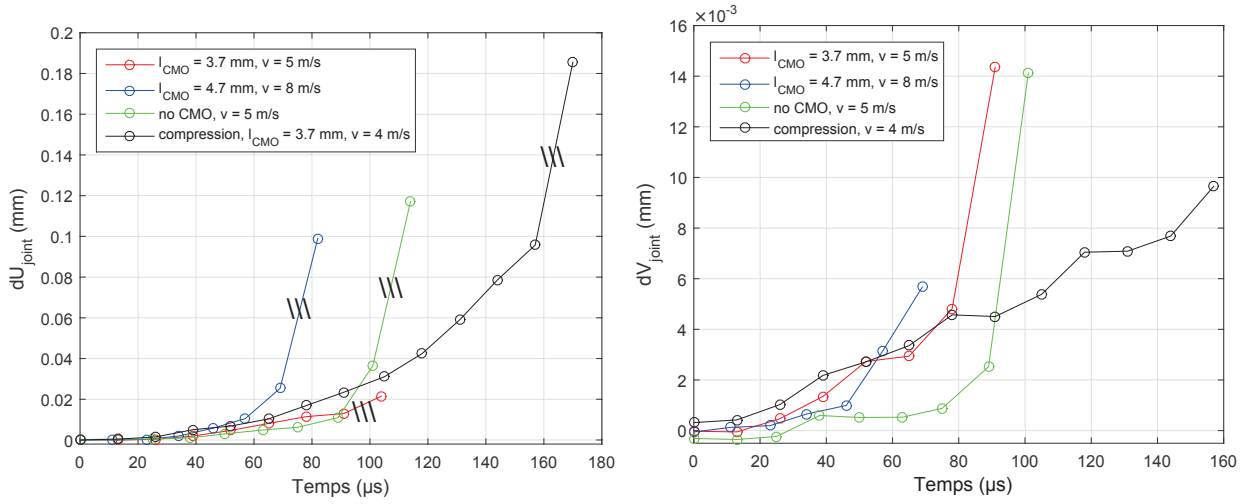


Figure VI.15: Saut de déplacement de cisaillement (gauche) et normal (droite) au centre du joint en fonction du temps pour la traction et la compression dynamique sur différentes éprouvettes *BIADH45* : épaisseur du CMO variable

centre du joint pour l'ensemble des essais. On peut obtenir les déformations correspondantes en divisant par l'épaisseur du joint. Néanmoins, on a privilégié cette représentation pour se rendre compte des faibles déplacements relevés, notamment les sauts de déplacements normaux en traction. Pour le cisaillement dU, on a laissé un point post-rupture ; la rupture étant représentée par le symbole ///. Pour le saut de déplacement normal dV, ce point n'est pas représenté car le signal diverge fortement et on ne voit plus l'évolution temporelle du signal dV. Les signaux correspondant à la compression (en noir) montrent une évolution en accord avec l'essai *DODECA* : un fort cisaillement et une compression modérée. Les trois autres signaux correspondent à la traction. La durée des signaux est divisée par deux par rapport à la compression. Pour l'éprouvette avec CMO de 3.7 mm (en rouge), les évolutions des deux signaux ne sont pas satisfaisantes pour une caractérisation du joint adhésif. Le cisaillement dU est très faible et augmente très peu après rupture et la traction est trop importante à la rupture. En fait, cette dernière montre un endommagement du CMO. Les deux essais restants (en bleu et en vert) montrent des évolutions similaires avec un état mixte de cisaillement/traction obtenue. La durée du signal bleu est plus faible car l'essai a été réalisé à une vitesse plus importante. L'essai sans CMO (en vert) semble montrer des déformations à rupture du joint plus importantes. Cependant, le dernier point en traction est suspect car il montre une déformation normale à rupture grande (environ 10 %). Ce point apparaît tout de même avant la chute de force et la divergence du signal dV. Par la suite, nous verrons que l'interface CMO/adhésif joue un rôle en fin d'essai et participe à la rupture de l'éprouvette. La présence du CMO accélère donc la rupture du joint adhésif ; c'est pour cela qu'on observe des déformations à rupture plus importantes sur les essais sans CMO. Ce point devra être confirmé par de nouvelles études.

3.2 Mesure de la contrainte locale par DIC

L'essai *DODECA* a permis de développer une méthode pour extraire les contraintes locales de cisaillement près du joint. Dans cette partie, nous allons voir comment cette méthode est transférable sur ce nouveau dispositif. Nous discuterons aussi de l'incertitude

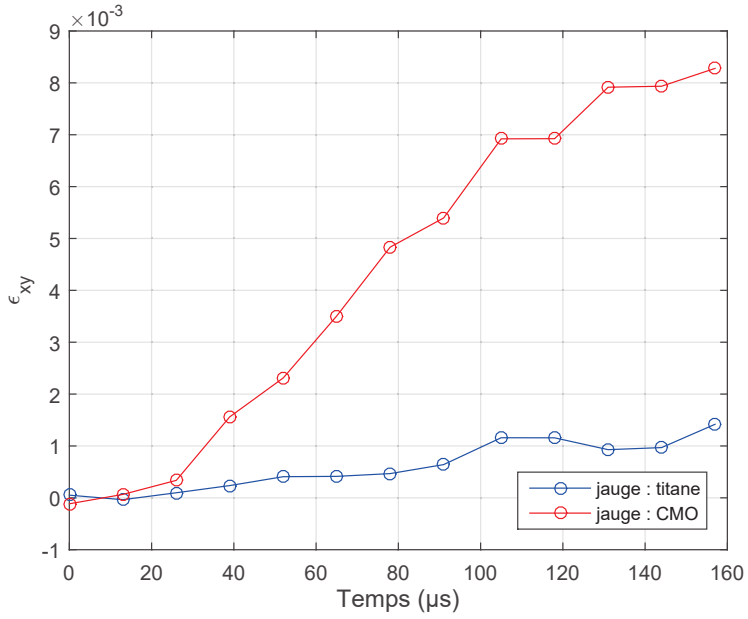


Figure VI.16: Déformations de cisaillement dans le CMO et dans le titane en fonction du temps pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45*

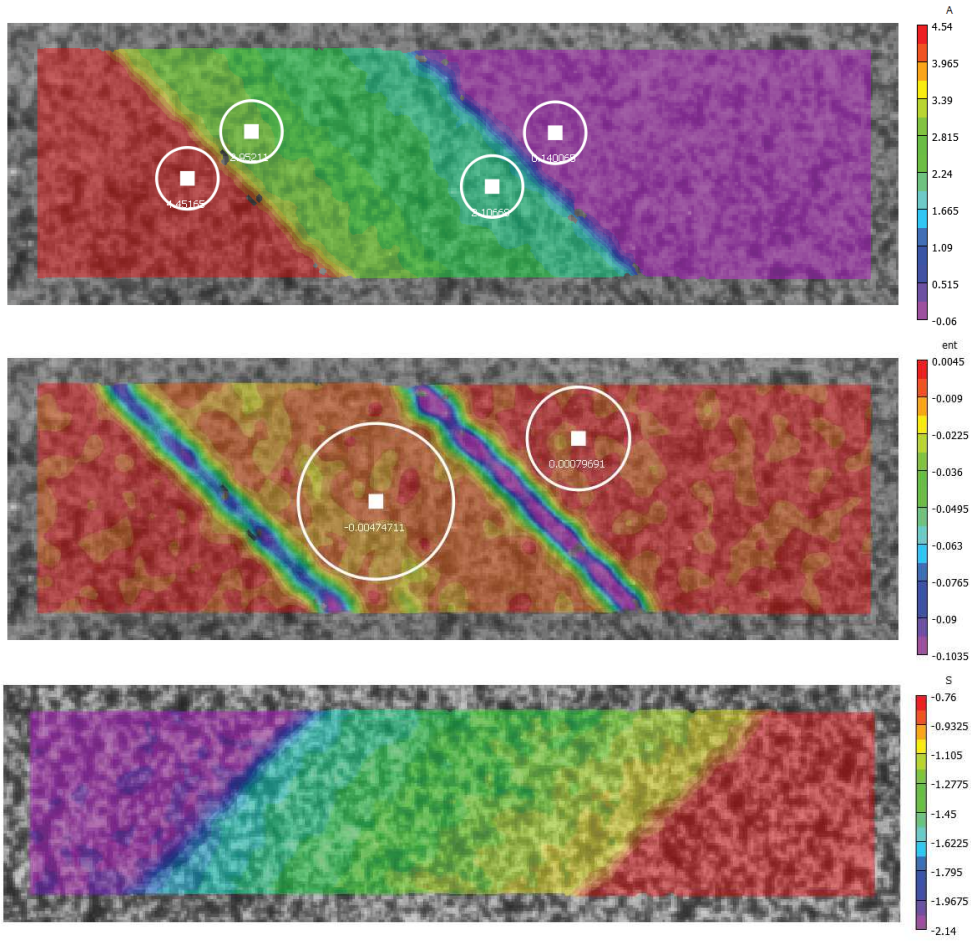


Figure VI.17: (1) : Champ de déplacement à 45° le long du joint en compression dynamique avec les jauges de déformation ; (2) : Champ de déformation de cisaillement à 45° en compression dynamique avec les jauges de contrainte dans le CMO et dans le titane ; (3) : Champ de déplacement à 45° le long du joint en traction dynamique

sur la mesure de déformation du joint sur cette nouvelle éprouvette *BIADH45*.

La discussion se fera principalement sur l'essai en compression car les contraintes et les déformations sont plus importantes. Il est donc plus facile de voir l'influence du titane et du CMO sur les mesures pour l'essai en compression. La Fig. VI.18 représente les courbes contrainte/déformation en cisaillement en compression dynamique. La déformation du joint a été obtenue exactement comme la méthode *DODECA*, en prenant les sauts de déplacements de part et d'autre du joint moyennés sur des zones de 12 *pixels* (Fig. VI.15 et VI.17(1)). La contrainte de cisaillement a été obtenue dans le CMO et dans le titane via les jauges visibles en Fig. VI.17(2) par multiplication de la déformation mesurée avec le module de cisaillement du matériau correspondant. D'ailleurs, la Fig. VI.16 montre l'évolution temporelle de la déformation de cisaillement dans le CMO et dans le titane mesurée à ces jauges. Les évolutions des deux déformations sont linéaires ; la déformation dans le CMO est nettement plus importante car le module de cisaillement du CMO est bien plus faible que celui du titane. Et ceci se répercute sur la mesure de contrainte représentée en Fig. VI.18. Les deux courbes qui correspondent à la contrainte dans le CMO et dans le titane sont équivalentes. Ceci est cohérent car on sonde deux zones très proches où la contrainte de cisaillement est continue. Néanmoins, la contrainte-titane est très bruitée. Notre dispositif n'est pas en capacité de mesurer précisément la déformation dans le titane car celle-ci est

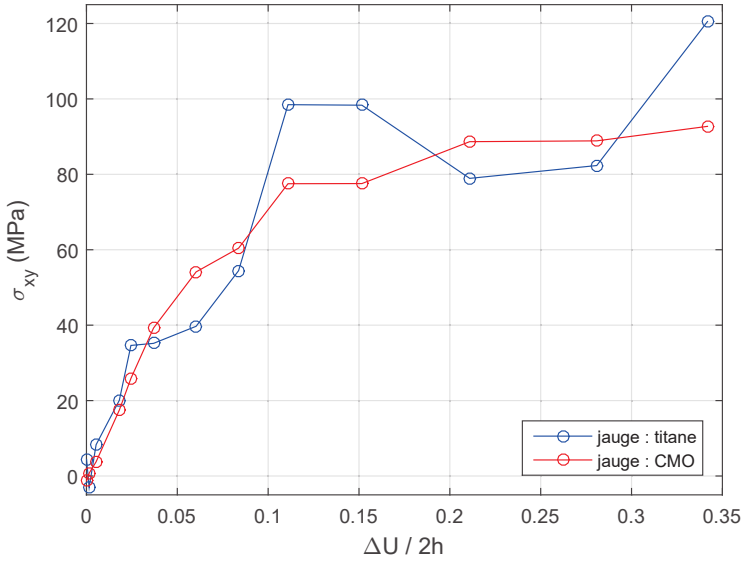


Figure VI.18: Contraintes de cisaillement dans le CMO et dans le titane en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45*

faible et on a accès à une zone trop restreinte. En revanche, la contrainte-CMO est très propre et on retrouve un comportement élastoplastique avec des niveaux similaires à l'essai *DODECA* à 45°. On obtient une mesure de contrainte mieux résolue que pour l'essai *DODECA* car le CMO se déforme davantage par rapport à l'aluminium. La contrainte dans le joint est difficile à estimer à partir de ces mesures sans analyse numérique. On peut néanmoins penser que la contrainte dans le CMO surestime la contrainte dans le joint pour les mêmes raisons que l'essai *DODECA* à 45°. L'utilisation du CMO est donc un avantage pour l'estimation de la contrainte en raison de son faible module.

Jusqu'ici, les mesures rapportées sont celles qui correspondent au joint qui casse. Or, l'éprouvette *BIADH45* comporte deux joints adhésifs. La Fig. VI.19 (gauche) représente la courbe contrainte/déformation de cisaillement en compression dynamique sur les deux joints. La mesure de contrainte est identique pour les deux courbes et correspond à la

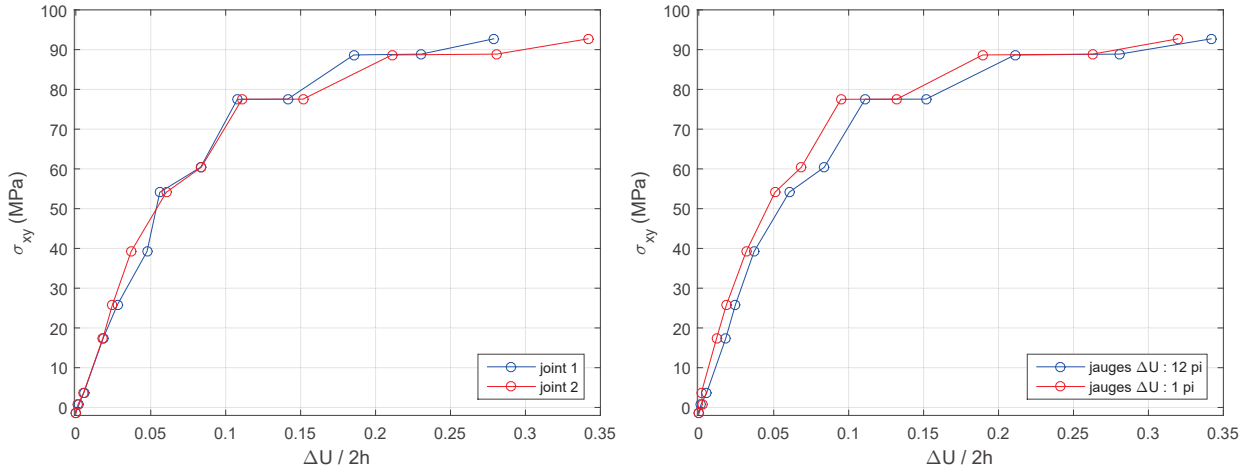


Figure VI.19: Contraintes de cisaillement dans le CMO en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la compression dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* : sur les deux joints (gauche), avec deux jauges de saut de déplacement différentes (droite)

contrainte moyenne mesurée dans le centre du CMO (Fig. VI.17(2)). En revanche, la mesure de déformation est différente car mesurée aux bornes de chaque joint. Les deux courbes sont identiques ; la plasticité se localisant davantage sur l'un des joints qui va donc se déformer davantage et rompre en premier. Les deux joints se trouvent donc dans le même état de contrainte pendant l'essai.

On a vu que la présence du CMO était un avantage sur l'estimation de la contrainte par corrélation d'images. Qu'en est-il de la mesure de déformation du joint ? Notre méthode fait l'hypothèse que les substrats se déforment peu par rapport au joint ; on effectue alors la différence des déplacements mesurés de part et d'autre du joint via les jauges montrées en Fig. VI.17(1). Or, on vient de voir que la déformation du CMO n'est pas négligeable. La Fig. VI.19 (droite) représente la courbe contrainte/déformation de cisaillement en compression dynamique avec des jauges différentes : en bleu, les jauges traditionnelles montrées en Fig. VI.17(1) et en rouge, on extrait les déplacements encore plus près du joint mais sur seulement 1 *pixel*. La seconde méthode donne une déformation plus faible. En effet, la première méthode surestime la déformation du joint car une partie de celle-ci correspond en réalité à la déformation du CMO. Toutefois, cet effet est faible ; à rupture, on obtient une déformation de 0.34 par la première méthode et de 0.32 par la seconde.

La méthode *DODECA* est donc applicable sur ce nouvel essai de compression dynamique. La présence du CMO dans l'éprouvette *BIADH45* fournit même une meilleure courbe contrainte/déformation car la mesure de contrainte est mieux résolue et la mesure de déformation est de même qualité en adaptant les jauges de mesure. Bien sûr, la contrainte est mesurée dans le CMO et peut légèrement différer de celle du joint. Néanmoins, cette mesure est directe et pourrait certainement discriminer des joints aux propriétés mécaniques différentes.

Qu'en est-il de cette méthode sur l'essai de traction dynamique ? Premièrement, elle n'est pas applicable sur l'éprouvette sans CMO. On traitera donc uniquement l'éprouvette *BIADH45* avec CMO de 4.7 *mm* (car le CMO s'endommage pendant l'essai pour l'éprouvette avec CMO de 3.7 *mm*). La Fig. VI.20 représente la courbe contrainte/déformation de cisaillement en traction dynamique. La contrainte est mesurée au centre du CMO et les

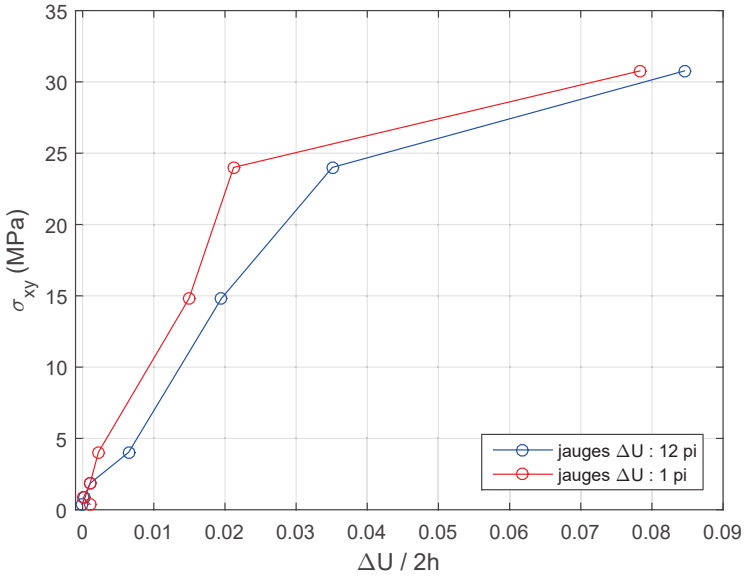


Figure VI.20: Contraintes de cisaillement dans le CMO en fonction de la déformation de cisaillement au centre du joint pour la traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec deux jauges de saut de déplacement différentes

déformations sont mesurées des deux façons décrites précédemment. Les deux techniques de mesure de déformation fournissent les mêmes conclusions qu'auparavant : la méthode *DODECA* surestime légèrement la déformation. Cette courbe en cisaillement montre un comportement élastoplastique en accord avec l'essai *DODECA* avec des niveaux cohérents. La durée d'impact en traction est très faible ; on obtient donc seulement 5-6 points pour cette courbe ce qui rend l'interprétation difficile. Même dans cet état mixte de traction/cisaillement, le joint se plastifie avec une déformation à rupture de l'ordre de 8 % en cisaillement à une contrainte de l'ordre de 30 MPa. Ces valeurs sont incertaines à cause de la résolution temporelle trop faible, mais elles sont cohérentes avec les propriétés à rupture dérivées de l'essai *DODECA*. Pour cet essai en traction, le champ de déplacement dans la direction des joints est montré en Fig. VI.17(3). Le cisaillement des deux joints y est bien visible.

La méthode *DODECA* est donc aussi applicable sur cet essai de traction dynamique. La limite principale est la résolution temporelle de notre caméra. Il faudrait passer de 95 000 im/s à au moins 150 000 im/s avec la même résolution spatiale pour atteindre un nombre de points suffisant sur cette courbe contrainte/déformation.

En revanche, l'identification des paramètres du joint par *FEMU* via cet essai n'est pas intéressante car la présence de deux substrats différents augmenterait les incertitudes sur les paramètres identifiés avec cette méthode.

3.3 Observation des faciès de rupture

Cet essai a été conçu aussi pour étudier le comportement et la rupture de l'interface réelle joint/CMO en dynamique. Les premiers essais de traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec CMO de 3.7 mm ont révélé un endommagement du CMO pendant l'essai comme cela a été évoqué précédemment. Sur quatre éprouvettes, deux ont cassé au milieu du CMO et deux dans l'un des deux joints. La Fig. VI.21 montre des images des faciès de rupture d'une éprouvette ayant cassé dans le joint. L'image de gauche nous révèle que la rupture est localisée dans trois zones : le joint, l'interface joint/CMO et le CMO. D'ailleurs, l'image de droite montre les nombreuses fissurations dans le CMO provoquées par l'essai. Ces résultats montrent que les deux modes de rupture ont lieu en même temps lors de cette traction dynamique. Cela confirme les précédentes conclusions et nous conduit à faire évoluer la géométrie de l'éprouvette.

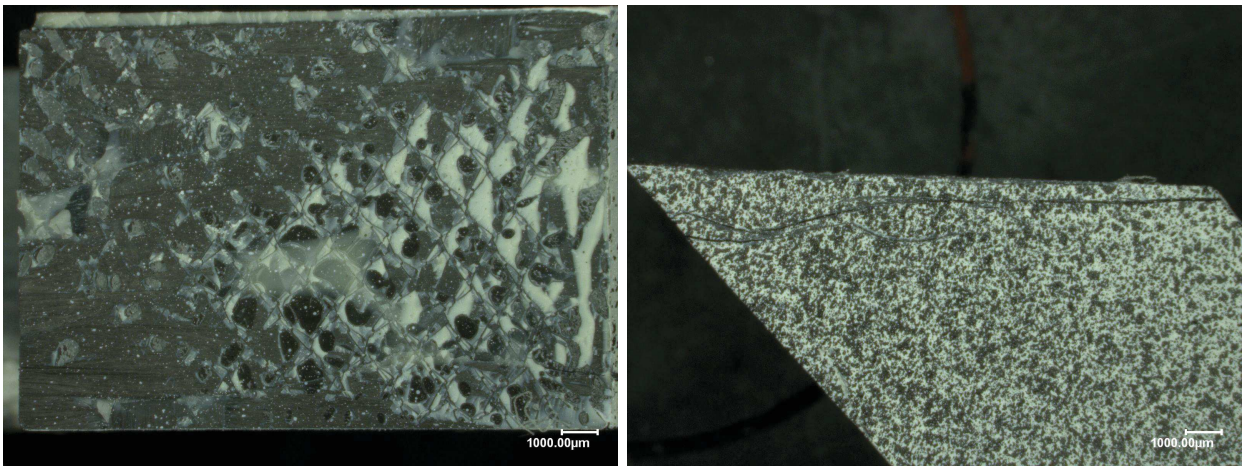


Figure VI.21: Images de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec l'épaisseur du CMO la plus faible (3.7 mm) : vue générale (gauche), vue de côté (droite)

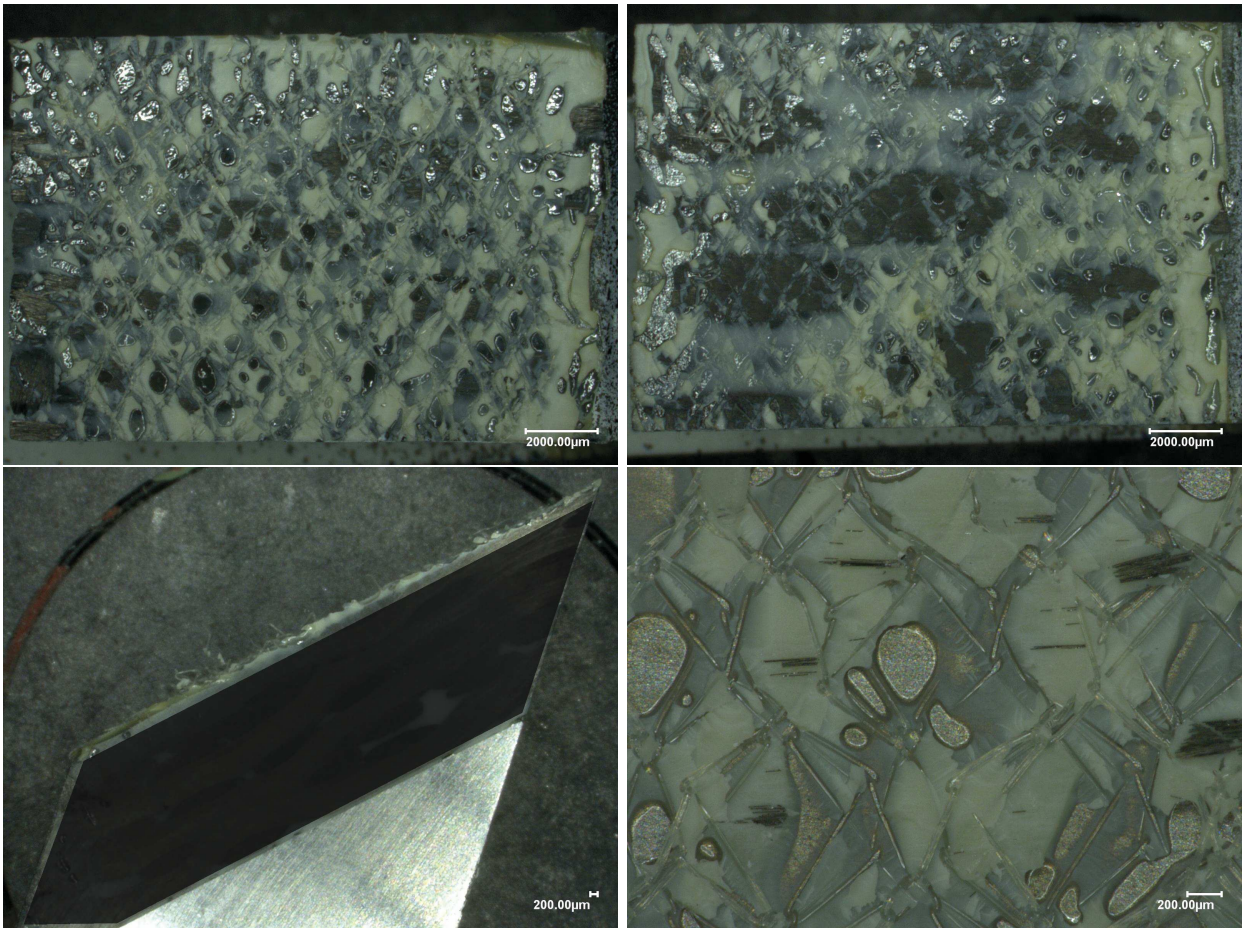


Figure VI.22: Images de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* avec l'épaisseur du CMO la plus grande (4.7 *mm*) : vue générale (haut), vue de côté et vue zoomée (bas)

Pour éviter l'endommagement du CMO, on augmente la partie en CMO de 1 *mm*. Cette modification fait passer le nombre de couches de 3 à 4. De plus, les liaisons entre les couches de coeur et les couches de surfaces sont plus nombreuses. La résistance du CMO de 4.7 *mm* dans la direction normale est donc meilleure que celle du CMO de 3.7 *mm*. Cette nouvelle géométrie est bien plus satisfaisante. Les deux éprouvettes testées ont donné les mêmes résultats avec une rupture dans l'un des deux joints adhésifs, et aucun endommagement visible sur le CMO. La Fig. VI.22 montre différentes images des faciès de rupture sur ces éprouvettes. En fait, la rupture n'a pas seulement lieu dans le joint. La rupture est mixte : dans le joint et à l'interface joint/CMO. Le joint est présent sur l'ensemble de la surface, mais avec le CMO clairement visible en arrière plan. La vue zoomée nous montre des fibres du CMO rompues lors de la rupture de l'éprouvette. Le CMO a donc une influence sur la rupture du joint adhésif. Celle-ci est accélérée malgré la proximité chimique du joint et de la matrice du CMO. C'est sans doute l'interface entre le joint et les fibres du CMO qui constitue un point faible de la structure. Il n'y a pas de rupture à l'interface joint/titane sur cette éprouvette.

On peut comparer les faciès de rupture en traction dynamique obtenus sur les éprouvettes *BIADH45* avec et sans CMO. La Fig. VI.23 montre un faciès de rupture sur l'éprouvette *BIADH45* sans CMO. La rupture est cohésive avec du joint adhésif sur l'ensemble de la surface. Le tissu en nylon (présent dans le joint adhésif) est clairement visible et a l'air de jouer un rôle dans la rupture du joint. On remarque une forme caractéristique de résine en

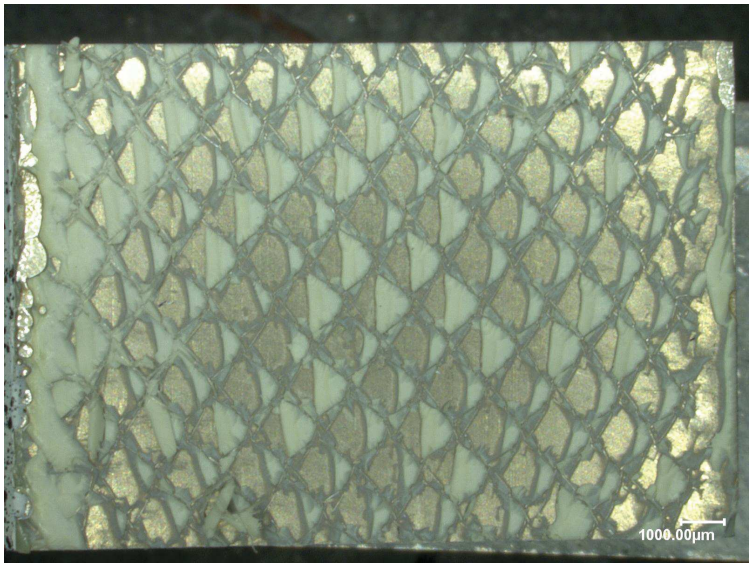


Figure VI.23: Image de microscopie numérique des faciès de rupture en traction dynamique sur l'éprouvette *BIADH45* sans CMO : vue générale

triangle à l'intérieur d'une maille en nylon. Le tissu est donc un élément déterminant le mode de rupture du joint en partie. L'étude *DODECA* a été réalisée sur ce joint adhésif sans tissu en nylon, car on ne connaît pas son rôle exact dans la mécanique du joint : comportement et rupture. L'examen des faciès de rupture sur cette éprouvette *BIADH45* nous permet donc de voir l'influence du CMO et du titane sur la rupture du joint adhésif.

Ce nouvel essai dynamique sur l'éprouvette technologique *BIADH45* permet de tester un joint adhésif en dynamique sous état mixte de compression/cisaillement ou traction/cisaillement, avec des substrats différents : titane et CMO. La méthode *DODECA* fonctionne sur ce nouvel essai avec quelques adaptations sur la mesure de déformation et de contrainte. Ce travail exploratoire a aussi permis de développer un essai de traction dynamique innovant. Enfin, il montre le rôle des interfaces lors de la rupture dynamique du joint adhésif. Dans notre cas, le CMO et en particulier son interface avec le joint ont une influence notable sur la rupture du joint.

Conclusion

Ce travail de thèse avait pour objectif d'apporter une méthode de caractérisation des joints adhésifs sous sollicitations dynamiques multiaxiales ; avec, en ligne de mire, l'industrialisation de cette méthode par Safran. Cela implique le développement d'un dispositif expérimental permettant d'accéder à ce type de sollicitations sur un joint adhésif, et des moyens de mesure adaptés aux résultats recherchés. Cela implique aussi l'établissement d'une méthode de post-traitement des mesures donnant accès à une modélisation du comportement et de la rupture d'un joint adhésif sous sollicitations de type « impact ». Cette méthode et ces modèles sont alors portés au catalogue de Safran Composites et pourront être utilisés pour caractériser de nouveaux joints adhésifs ou dimensionner des assemblages collés dans des structures aéronautiques.

Nous nous sommes intéressés à un seul type de joint adhésif (d'intérêt pour Safran) : les joints adhésifs structuraux, dits « rigides » composés d'une matrice époxy renforcée par des thermoplastiques et des élastomères. Dans un assemblage collé, ce type de joint aura une épaisseur de quelques centaines de micromètres. La caractérisation de ces joints doit être réalisée sur des assemblages collés pour conserver les mêmes propriétés mécaniques qu'un joint en situation réelle. En quasi-statique, de nombreux moyens de caractérisation sont connus : TAST, SCARF, ARCAN... En revanche, en dynamique, il n'y a pas d'essai standardisé sur les joints adhésifs.

Le dispositif expérimental développé au cours de cette thèse se compose de trois éléments principaux : le moyen d'essai dynamique, la géométrie de l'éprouvette et le système d'imagerie rapide. Les barres d'Hopkinson en compression ont été choisies pour appliquer le chargement dynamique ; c'est le moyen d'essai le plus adapté aux vitesses de sollicitations proches de 1000 s^{-1}. Une nouvelle géométrie d'éprouvette a été développée : l'éprouvette *DODECA*. Elle permet de tester un assemblage collé dans trois directions différentes : 15°, 45° et 75°, ce qui conduit à trois états de contrainte différents : traction(+)/cisaillement(++), compression(+)/cisaillement(++) et compression(++)/cisaillement(+). Un montage de collage spécifique a été conçu pour fabriquer des éprouvettes précisément avec une épaisseur de joint homogène dans l'éprouvette. La géométrie de l'éprouvette (du joint adhésif en particulier) est cruciale pour la reproductibilité des essais. Enfin, le dispositif est complété par un système d'imagerie rapide composé d'une caméra ultra-rapide, d'un objectif macro et d'un éclairage flash. Les images acquises ont une résolution spatiale faible : typiquement 416×80 pixels, et une grande résolution temporelle : environ 80 000 im/s. Ceci permet d'obtenir une quinzaine d'images par essai. La zone imagée est partielle, elle comprend le joint adhésif et les substrats sur quelques millimètres. La corrélation d'images est utilisée pour traiter ces images. Elle nous donne accès aux champs de déplacement et de déformation pendant tout l'essai. Une attention particulière a été portée sur la précision des mesures de corrélation d'images via la qualité des images, du mouchetis et de l'éclairage.

Pour chacune des trois directions de l'éprouvette *DODECA*, ce dispositif expérimental donne accès à trois grandeurs mesurées principales. D'une part, la force de sortie des barres d'Hopkinson rend compte du comportement dynamique de l'assemblage collé dans son ensemble. Au moment de la rupture du joint, cette force chute et nous indique cette rupture.

De plus, le maximum de force peut être interprétée comme la résistance dynamique de l'assemblage. D'autre part, la corrélation d'images permet de mesurer un champ de déplacement local. Étant donné que les substrats se déforment peu par rapport au joint, le saut de déplacement de part et d'autre du joint est significatif de la déformation locale du joint. Ainsi, la deuxième grandeur d'intérêt pour la caractérisation du joint est l'état de déformation au centre du joint : déformation de cisaillement et déformation normale. On a appelé ces deux types de mesures des mesures « brutes » car le post-traitement de celles-ci sont connues. Ces mesures permettent d'obtenir une caractérisation partielle du joint et de vérifier l'état de déformation du joint prédit par les calculs de simulation numérique. Or, la mesure de champ de déplacement peut être utilisée pour extraire des contraintes locales. Cette méthode a été développée pendant cette thèse. La contrainte de cisaillement est obtenue dans le substrat proche du joint par la mesure de déformation locale et la connaissance du comportement du substrat. Par continuité, on peut assimiler cette contrainte à celle dans le joint. Grâce uniquement au système d'imagerie, on a donc accès à une mesure directe du comportement du joint en cisaillement jusqu'à rupture. Dans notre cas, on a pu identifier un comportement élastoplastique avec un module élastique d'environ 2200 MPa, et une plasticité dépendante de la pression hydrostatique. Seul le comportement en cisaillement est obtenu et il convient de vérifier les hypothèses faites sur l'établissement de ce comportement. On s'est donc dirigés vers la modélisation numérique par éléments finis pour se rendre compte de l'exactitude des grandeurs mesurées et compléter le modèle du joint.

L'objectif de la modélisation numérique est de reproduire l'essai dynamique *DODECA* correctement pour, d'une part, vérifier la mesure de contrainte directe, et, d'autre part, caractériser complètement le joint via un calcul inverse des propriétés mécaniques du joint grâce aux mesures. Plusieurs modèles numériques ont été testés. Les deux difficultés majeures sont les réflexions d'ondes et le temps de calcul. Un compromis a été trouvé en modélisant partiellement les barres d'entrée et de sortie, et en évacuant les ondes élastiques par une longue poutre en sortie du modèle. Ce modèle a permis une meilleure compréhension de l'essai *DODECA*. En outre, la qualité du modèle numérique autorise l'identification des propriétés dynamiques du joint par un dialogue essai/calcul. Ce calcul inverse utilise la mesure de force et les mesures de déformations locales au centre du joint dans le calcul de la fonction coût. Un algorithme de type simplexe a été utilisé pour la minimisation de celle-ci. La loi de contact normal entre l'éprouvette et les barres a un rôle significatif sur les paramètres identifiés et doit être prise en compte dans la méthode de minimisation. De plus, la boucle d'identification ne doit pas être utilisée à l'aveugle mais en confrontation avec la visualisation directe des signaux simulés. Le bon sens de l'expérimentateur est nécessaire pour disqualifier ou considérer un jeu de paramètres identifié. Une modélisation élastoplastique du joint avec une plasticité différente pour chaque angle permet de représenter correctement les mesures et confirme les résultats obtenus par la méthode directe. On a donc identifié un modèle complet du joint et pu construire les surfaces d'élasticité et de rupture correspondantes. On a aussi développé des outils fournissant les incertitudes sur chaque paramètre identifié. On a notamment utilisé les calculs de sensibilités et de matrice de corrélation pour cela. Enfin, la mesure directe de contrainte locale a été validée par ce modèle numérique. Cette mesure reproduit correctement l'élasticité du joint mais nécessite une correction sur la partie plastique du comportement. Cette correction dépend de l'angle d'essai et des paramètres de corrélation d'images. La principale limite de notre caractérisation, tant sur les mesures directes que sur le calcul inverse, est technique : c'est le couple résolution spatiale/résolution temporelle des images. Une meilleure technologie de caméra améliorerait la qualité des résultats de caractérisation.

La méthode *DODECA*, développée précédemment, a été testée sur une nouvelle éprouvette : l'éprouvette *BIADH45*. Celle-ci est une éprouvette technologique et possède des substrats différents en titane et en CMO, avec un joint adhésif incliné à 45°. Elle a été conçue pour pouvoir être tester en compression et en traction dynamique. La méthode *DODECA* a été éprouvée et validée sur un essai dynamique de compression. A cause de la déformation importante du CMO pendant l'essai, la mesure de déformation du joint est légèrement moins précise. En revanche, l'extraction de la contrainte locale près du joint est de meilleure qualité pour la même raison. Ce travail exploratoire a aussi permis de développer un dispositif de traction dynamique adapté aux assemblages collés. Les résultats de caractérisation du joint ont confirmé les résultats issus de l'essai *DODECA*. L'analyse des résistances dynamiques et des faciès à rupture ont confirmé le rôle prépondérant de l'interface joint/CMO dans la rupture du joint adhésif. Des essais de traction dynamique réalisés sans CMO ont révélé une résistance plus importante.

Tous ces travaux offrent de nombreuses perspectives. D'une part, des perspectives industrielles car Safran possède désormais une méthode de caractérisation des joints adhésifs en dynamique lui permettant de tester d'autres joints adhésifs d'intérêt ; et d'autre part, des perspectives de recherche. Ce travail a prouvé que les progrès récents de l'imagerie rapide permettent désormais une caractérisation locale et fine d'un joint adhésif à haute vitesse. D'autres essais doivent être développés pour explorer encore plus l'espace multiaxial des contraintes, étudier l'endommagement et la rupture en dynamique. De plus, le rôle des interfaces joint/substrat dans la rupture doit être analysé plus en profondeur. Par exemple, ces études doivent être capables d'identifier des ténacités volumiques et interfaciales du joint à haute vitesse.

Bibliographie

Abaqus, U. M. (2006). Abaqus.

Adamvalli, M. and Parameswaran, V. (2008). Dynamic strength of adhesive single lap joints at high temperature. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 28(6) :321–327.

Affagard, J.-S., Mathieu, F., Guimard, J.-M., and Hild, F. (2016). Composites : Part A Identification method for the mixed mode interlaminar behavior of a thermoset composite using displacement field measurements and load data. *Composites Part A : Applied Science and Manufacturing*, 91 :238–249.

Andrieu, C., Doucet, A., and Robert, C. P. (2004). Computational Advances for and from Bayesian Analysis. *Statistical Science*, 19(1) :118–127.

Anyfantis, K. N. (2012). Finite element predictions of composite-to-metal bonded joints with ductile adhesive materials. *Composite Structures*, 94 :2632–2639.

Avril, S., Bonnet, M., Bretelle, A. S., Grédiac, M., Hild, F., Ienny, P., Latourte, F., Lemosse, D., Pagano, S., Pagnacco, E., and Pierron, F. (2008). Overview of identification methods of mechanical parameters based on full-field measurements. *Experimental Mechanics*, 48(4) :381–402.

Awaji, H. and Sato, S. (1978). Combined Mode Fracture Toughness Measurement by the Disk Test. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 100 :175–182.

Banks-sills, L. and Schwartz, J. (2002). Fracture testing of Brazilian disk sandwich specimens. *International Journal of Fracture*, 118(3) :191–209.

Bonnet, M. and Constantinescu, A. (2005). Inverse problems in elasticity. *Inverse Problems*, 21 :1–50.

Bornert, M., Brémand, F., Doumalin, P., Dupré, J.-C., Fazzini, M., Grediac, M., Hild, F., Mistou, S., Molimard, J., Orteu, J.-J., et al. (2009). Assessment of digital image correlation measurement errors : methodology and results. *Experimental mechanics*, 49(3) :353–370.

Budzik, M. K. and Jensen, H. M. (2014). Bonded bimaterial ring under compressive load. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L : Journal of Materials : Design and Applications*, 228(2) :100–108.

Bui, H. D. (1997). *Inverse problems in the mechanics of materials*. Editions of the University of Karadanga.

Carrere, N., Badulescu, C., Cognard, J.-Y., and Leguillon, D. (2015). 3D models of specimens with a scarf joint to test the adhesive and cohesive multi-axial behavior of adhesives. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 62 :154–164.

Challita, G. and Othman, R. (2010). Finite-element analysis of SHPB tests on double-lap adhesive joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 30(4) :236–244.

Challita, G., Othman, R., Casari, P., and Khalil, K. (2011). Experimental investigation of the shear dynamic behavior of double-lap adhesively bonded joints on a wide range of strain rates. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 31(3) :146–153.

Chen, W. W. and Song, B. (2010). *Split Hopkinson (Kolsky) bar : design, testing and applications*. Springer Science & Business Media.

Chen, Z., Adams, R. D., and Da Silva, L. F. M. (2011). Prediction of crack initiation and propagation of adhesive lap joints using an energy failure criterion. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(6) :990–1007.

Cognard, J. Y., Créac'hcadec, R., Sohier, L., and Davies, P. (2008). Analysis of the nonlinear behavior of adhesives in bonded assemblies - Comparison of TAST and Arcan tests. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 28(8) :393–404.

Cognard, J. Y., Créac'hcadec, R., Sohier, L., and Leguillon, D. (2010a). Influence of adhesive thickness on the behaviour of bonded assemblies under shear loadings using a modified TAST fixture. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 30 :257–266.

Cognard, J. Y., Davies, P., Gineste, B., and Sohier, L. (2005). Development of an improved adhesive test method for composite assembly design. *Composites Science and Technology*, 65(3-4) :359–368.

Cognard, J. Y., Devaux, H., and Sohier, L. (2010b). Numerical analysis and optimisation of cylindrical adhesive joints under tensile loads. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 30(8) :706–719.

Constantinescu, A. and Dand Van, K. (2004). A Global Computational Approach in Engineering Problems. *Lecture Notes-AMAS*.

Constantinescu, A. and Tardieu, N. (2001). On the identification of elastoviscoplastic constitutive laws from indentation tests. *Inverse Problems in Engineering*, 9(1) :19–44.

Créac'hcadec, R., Sohier, L., Cellard, C., and Gineste, B. (2015). A stress concentration-free bonded arcan tensile compression shear test specimen for the evaluation of adhesive mechanical response. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 61 :81–92.

Cukierman, S., Halary, J.-L., and Monnerie, L. (1991). Molecular analysis of the viscoelastic properties of epoxy networks as deduced from the study of model systems. *Journal of Non-Crystalline Solids*, 131-133 :898–905.

da Silva, L. F., das Neves, P. J., Adams, R., and Spelt, J. (2009). Analytical models of adhesively bonded joints-Part I : Literature survey. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 29(3) :319–330.

Dong, S., Wang, Y., and Xia, Y. (2004). Stress intensity factors for central cracked circular disk subjected to compression. *Engineering Fracture Mechanics*, 71(7) :1155–1168.

Dong, S., Wang, Y., and Xia, Y. (2006). A finite element analysis for using Brazilian disk in split Hopkinson pressure bar to investigate dynamic fracture behavior of brittle polymer materials. *Polymer Testing*, 25(7) :943–952.

Dorogoy, A., Rittel, D., and Godinger, A. (2015). Modification of the Shear-Compression Specimen for Large Strain Testing. *Experimental Mechanics*, 55 :1627–1639.

Dorogoy, A., Rittel, D., and Godinger, A. (2016). A Shear-Tension Specimen for Large Strain Testing. *Experimental Mechanics*, 56 :437–449.

Gary, G. (2001). *Comportement des métaux à grande vitesse de déformation. Modélisation.* Ed. Techniques Ingénieur.

Gary, G. (2005). DAVID instruction manual. LMS, Palaiseau, France.

Gilat, A., Schmidt, T. E., and Walker, A. L. (2009). Full field strain measurement in compression and tensile split Hopkinson bar experiments. *Experimental Mechanics*, 49 :291–302.

Goglio, L., Peroni, L., Peroni, M., and Rossetto, M. (2008). High strain-rate compression and tension behaviour of an epoxy bi-component adhesive. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 28(7) :329–339.

Gras, R., Leclerc, H., Hild, F., Roux, S., and Schneider, J. (2015). Identification of a set of macroscopic elastic parameters in a 3D woven composite : Uncertainty analysis and regularization. *International Journal of Solids and Structures*, 55 :2–16.

Grégoire, D., Maigre, H., Réthoré, J., and Combescure, A. (2007). Dynamic crack propagation under mixed-mode loading - Comparison between experiments and X-FEM simulations. *International Journal of Solids and Structures*, 44(20) :6517–6534.

Grolleau, V., Gary, G., and Mohr, D. (2008). Biaxial Testing of Sheet Materials at High Strain Rates Using Viscoelastic Bars. *Experimental Mechanics*, 48 :293–306.

Halary, J.-L. and Lauprêtre, F. (2015). *Mécanique des matériaux polymères.* Belin.

Hild, F. and Roux, S. (2006). Digital Image Correlation : from Displacement Measurement to Identification of Elastic Properties - a Review. *Strain*, 42 :69–80.

Janin, A., Constantinescu, A., Weisz-Patrault, D., Neviere, R., Stackler, M., and Albouy, W. (2017). An experimental technique for the characterization of adhesive joints under dynamic multiaxial loadings. *Procedia Engineering*, 197 :52–59.

Jiang, F. and Vecchio, K. S. (2009). Hopkinson Bar Loaded Fracture Experimental Technique : A Critical Review of Dynamic Fracture Toughness Tests. *Applied Mechanics Reviews*, 62(6) :060802.

Joudon, V., Portemont, G., Lauro, F., and Bennani, B. (2014). Experimental procedure to characterize the mode I dynamic fracture toughness of advanced epoxy resins. *Engineering Fracture Mechanics*, 126 :166–177.

Jumel, J., Ben Salem, N., Budzik, M. K., and Shanahan, M. E. (2015). Measurement of interface cohesive stresses and strains evolutions with combined mixed mode crack propagation test and Backface Strain Monitoring measurements. *International Journal of Solids and Structures*, 52 :33–44.

Kinloch, A. J. (2012). *Adhesion and adhesives : science and technology.* Springer Science & Business Media.

Kinloch, A. J., Yuen, M. L., and Jenkins, S. D. (1994). Thermoplastic-toughened epoxy polymers. *Journal of Materials Science*, 29(14) :3781–3790.

Koerber, H., Xavier, J., and Camanho, P. (2010). High strain rate characterisation of unidirectional carbon-epoxy IM7-8552 in transverse compression and in-plane shear using digital image correlation. *Mechanics of Materials*, 42(11) :1004–1019.

Kolsky, H. (1949). An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. *Proceedings of the Physical Society. Section B*, 62(11) :676.

Koutsourelakis, P. S. (2009). A multi-resolution , non-parametric , Bayesian framework for identification of spatially-varying model parameters. *Journal of Computational Physics*, 228(17) :6184–6211.

Kuhn, P., Catalanotti, G., Xavier, J., Camanho, P. P., and Koerber, H. (2017). Fracture toughness and crack resistance curves for fi ber compressive failure mode in polymer composites under high rate loading. *Composite Structures*, 182 :164–175.

Lecampion, B. and Constantinescu, A. (2005). Sensitivity analysis for parameter identification in quasi-static poroelasticity. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, 29(2) :163–185.

Lecampion, B. and Gunning, J. (2007). Model selection in fracture mapping from elastostatic data. *International Journal of Solids and Structures*, 44 :1391–1408.

Leguillon, D. and Sanchez-Palencia, E. (1987). *Computation of singular solutions in elliptic problems and elasticity*. John Wiley & Sons, Inc.

Lemaitre, J. and Chaboche, J.-L. (1994). *Mechanics of solid materials*. Cambridge university press.

Liao, L., Sawa, T., and Huang, C. (2013). Experimental and FEM studies on mechanical properties of single-lap adhesive joint with dissimilar adherends subjected to impact tensile loadings. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 44 :91–98.

Martin, E., Pavia, F., Ventrella, A., Avalle, M., Lara-Curzio, E., and Ferraris, M. (2012). A Brazilian Disk Test for the Evaluation of the Shear Strength of Epoxy-Joined Ceramics. *International Journal of Applied Ceramic Technology*, 9(4) :808–815.

Mathieu, F., Aimedieu, P., Guimard, J. M., and Hild, F. (2013). Identification of interlaminar fracture properties of a composite laminate using local full-field kinematic measurements and finite element simulations. *Composites Part A : Applied Science and Manufacturing*, 49 :203–213.

Morin, D., Haugou, G., Lauro, F., Bennani, B., and Bourel, B. (2015). Elasto-viscoplasticity Behaviour of a Structural Adhesive Under Compression Loadings at Low, Moderate and High Strain Rates. *Journal of Dynamic Behavior of Materials*, 1(2) :124–135.

Nakano, M., Kishida, K., Yamauchi, Y., and Sogabe, Y. (1994). Dynamic fracture initiation in brittle materials under combined mode 1/11 loading. *Journal de Physique IV*, 4 :4–9.

Neumayer, J., Kuhn, P., Koerber, H., and Hinterhölzl, R. (2015). Experimental Determination of the Tensile and Shear Behaviour of Adhesives Under Impact Loading. *Journal of Adhesion*.

Nguyen, T. D. and Govindjee, S. (2006). Numerical study of geometric constraint and cohesive parameters in steady-state viscoelastic crack growth. *International Journal of Fracture*, 141(1) :255–268.

Owen, D., Zhuang, S., Rosakis, A., and Ravichandran, G. (1998). Experimental determination of dynamic crack initiation and propagation fracture toughness in thin aluminum sheets. *International Journal of Fracture*, 90 :153–174.

Pang, H. (1995). Mixed mode fracture analysis and toughness of adhesive joints. *Engineering Fracture Mechanics*, 51(4) :575–583.

Pang, H. and Seetoh, C. (1997). A Compact Mixed Mode (CMM) fracture specimen for adhesive bonded joints. *Engineering Fracture Mechanics*, 57(1) :57–65.

Protassov, K. (2012). *Analyse statistique de données expérimentales*. EDP Sciences.

Raykhere, S. L., Kumar, P., Singh, R. K., and Parameswaran, V. (2010). Dynamic shear strength of adhesive joints made of metallic and composite adherents. *Materials and Design*, 31(4) :2102–2109.

Réthoré, J., Hild, F., and Roux, S. (2008). Extended digital image correlation with crack shape optimization. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 73 :248–272.

Reu, P. (2014). All about Speckles : Aliasing. *Experimental Techniques*, 38 :1–3.

Rittel, D. (2005). A hybrid experimental-numerical investigation of dynamic shear fracture. *Engineering Fracture Mechanics*, 72 :73–89.

Rittel, D. and Maigre, H. (1996). An investigation of dynamic crack initiation in PMMA. *Mechanics of Materials*, 23 :229–239.

Roth, C. C., Gary, G., and Mohr, D. (2015). Compact SHPB System for Intermediate and High Strain Rate Plasticity and Fracture Testing of Sheet Metal. *Experimental mechanics*, 55 :1803–1811.

Roth, C. C. and Mohr, D. (2014). Effect of strain rate on ductile fracture initiation in advanced high strength steel sheets : Experiments and modeling. *International Journal of Plasticity*, 56 :19–44.

Roux, S. and Hild, F. (2006). Stress intensity factor measurements from digital image correlation : post-processing and integrated approaches. *International Journal of Fracture*, 140 :141–157.

Safa, K. and Gary, G. (2010). Displacement correction for punching at a dynamically loaded bar end. *International Journal of Impact Engineering*, 37(4) :371–384.

Saldanha, D., Canto, C., da Silva, L., Carbas, R., Chaves, F., Nomura, K., and Ueda, T. (2013). Mechanical characterization of a high elongation and high toughness epoxy adhesive. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 47 :91–98.

Sankar, H. R., Adamvalli, M., Kulkarni, P. P., and Parameswaran, V. (2015). Dynamic strength of single lap joints with similar and dissimilar adherends. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 56 :46–52.

Sato, C. and Ikegami, K. (1999). Strength of Adhesively-Bonded Butt Joints of Tubes Subjected to Combined High-Rate Loads. *The Journal of Adhesion*, 70(1-2) :57–73.

Scales, J. and Tenorio, L. (2001). Prior information and uncertainty in inverse problems. *Geophysics*, 66(2) :389–397.

Seidt, J. D., Kuokkala, V.-t., Smith, J. L., and Gilat, A. (2016). Synchronous Full-Field Strain and Temperature Measurement in Tensile Tests at Low , Intermediate and High Strain Rates. *Experimental Mechanics*, 57(2) :219–229.

Stamoulis, G., Carrere, N., Cognard, J., Davies, P., and Badulescu, C. (2014). On the experimental mixed-mode failure of adhesively bonded metallic joints. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 51 :148–158.

Tarantola, A. (2005). *Inverse Problem Theory*. SIAM.

Thevamaran, R. and Daraio, C. (2014). An Experimental Technique for the Dynamic Characterization of Soft Complex Materials. *Experimental Mechanics*, 54(8) :1319–1328.

Tortorelli, D. and Michaleris, P. (1994). Design sensitivity analysis : overview and review. *Inverse Problems in Engineering*, 1(1) :71–105.

Valès, B., Marguet, S., Créac'hcadec, R., Sohier, L., Ferrero, J., and Navarro, P. (2017). Experimental & numerical study of the Tensile / Compression-Shear Arcan test under dynamic loading. *International Journal of Adhesion and Adhesives*, 78 :135–147.

Wang, J. S. and Suo, Z. (1990). Experimental determination of interfacial toughness curves using Brazil-nut-sandwiches. *Acta Metallurgica et Materialia*, 38(7) :1279–1290.

Wang, Q., Feng, F., Ni, M., and Gou, X. (2011). Measurement of mode I and mode II rock dynamic fracture toughness with cracked straight through flattened Brazilian disc impacted by split Hopkinson pressure bar. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(12) :2455–2469.

Xu, S., Huang, J., Wang, P., Zhang, C., Zhou, L., and Hu, S. (2015). Investigation of rock material under combined compression and shear dynamic loading : An experimental technique. *International Journal of Impact Engineering*, 86 :206–222.

Yokoyama, T. (2003). Experimental determination of impact tensile properties of adhesive butt joints with the split Hopkinson bar. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 38(3) :233–245.

Zhang, Q. B. and Zhao, J. (2014). Quasi-static and dynamic fracture behaviour of rock materials : phenomena and mechanisms. *International Journal of Fracture*, 189(1) :1–32.

Zhao, H. (2003). Material behaviour characterisation using SHPB techniques , tests and simulations. *Computers and Structures*, 81 :1301–1310.

Zhao, H. and Gary, G. (1996). On the use of SHPB techniques to determine the dynamic behavior of materials in the range of small strains. *International Journal of Solids and Structures*, 33(23) :3363–3375.

Zhao, J., Knauss, W. G., and Ravichandran, G. (2009). A New Shear-Compression-Specimen for Determining Quasistatic and Dynamic Polymer Properties. *Experimental Mechanics*, 49(3) :427–436.

Zhou, J., Wang, Y., and Xia, Y. (2006). Mode-I fracture toughness of PMMA at high loading rates. *Journal of Materials Science*, 41(24) :8363–8366.

ANNEXE A

Qualité et régularité du collage

La qualité du collage est évaluée par observation avec un microscope numérique en mesurant les variations d'épaisseur du joint sur une même éprouvette, et en estimant la quantité de porosités à la surface du joint.

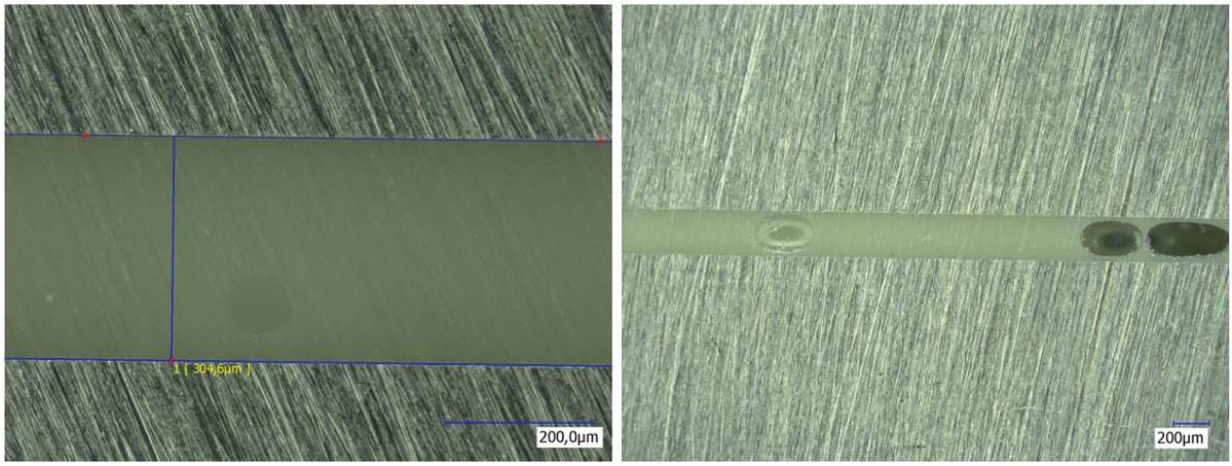


Figure A.1: Images réalisées au microscope numérique montrant la mesure de l'épaisseur du joint et des porosités à la surface du joint

Des exemples d'images prises sont montrées en Fig. A.1. Le dernier montage de collage développé présente de très bons résultats en termes de régularités de l'épaisseur du joint, et de porosité (environ 5 % de la surface). Ceci est visible dans les trois tableaux ci-dessous regroupant les mesures des épaisseurs des joints pour les différents essais à 45°, 75° et 15°. Les épaisseurs sont homogènes et autour de 300 μm. La variation de l'épaisseur sur l'ensemble des éprouvettes est d'environ 6 % ce qui est très satisfaisant. Au cours des trois séries de fabrication, l'épaisseur reste homogène mais a tendance à augmenter de quelques %. Cela peut venir d'une évolution géométrique des montages de collage au cours des fabrications. Le plus important est de garder une épaisseur homogène sur une même éprouvette. L'influence

Tableau A.1: Épaisseurs mesurées pour la série de joint 45°

Éprouvette	1	2	3	4	5	Total
Épaisseur moyenne (μm)	305	295	265	253	317	287
Épaisseur max (μm)	332	305	333	262	333	313
Épaisseur min (μm)	284	285	196	244	302	262
Variation (%)	8	3	26	4	5	9

de l'épaisseur du joint sur ses propriétés mécaniques n'est visible que pour des variations très importantes (au moins 50 %).

Tableau A.2: Épaisseurs mesurées pour la série de joint 75°

Éprouvette	1	2	3	4	5	Total
Épaisseur moyenne (μm)	317	320	300	340	320	319
Épaisseur max (μm)	324	329	317	370	343	337
Épaisseur min (μm)	309	310	283	312	297	302
Variation (%)	2	3	6	9	7	5

Tableau A.3: Épaisseurs mesurées pour la série de joint 15°

Éprouvette	1	2	3	4	Total
Épaisseur moyenne (μm)	335	320	330	380	341
Épaisseur max (μm)	347	331	355	398	358
Épaisseur min (μm)	325	310	307	363	336
Variation (%)	3	3	7	5	5

Il est important de suivre précisément le protocole décrit en section 2.2.3 du Chap. II. La première série fabriquée, appelée 45° 0, n'a pas été un succès. Les épaisseurs de joint, montrées en Tab. A.4 sont très variables. La cause avancée est un « glissement » des substrats dans les montages de collage au cours de la cuisson dû à un mauvais serrage des vis de côté. Les variations importantes d'épaisseur rendent la force à rupture à 45° très variable. En particulier, les éprouvettes 2,3 et 5 montrent des différences de force à rupture de 20 à 30 % pour la même épaisseur de joint. Cette variabilité vient de l'hétérogénéité de l'épaisseur du joint sur une même éprouvette, d'où l'importance de réaliser des joints réguliers. A titre de comparaison, le Chap. III montre des variations de force à rupture de seulement quelques % pour la série à 45° du Tab. A.1.

Tableau A.4: Épaisseurs mesurées pour la série de joint 45° 0

Éprouvette	1	2	3	4	5
Épaisseur moyenne (μm)	35	180	160	105	165
Épaisseur max (μm)	40	224	204	183	176
Épaisseur min (μm)	30	145	101	10	148
Force à rupture à 45° (kN)	46	40	34	44	30

ANNEXE B

Mise en place du système d'imagerie et de la corrélation d'images

La mise en place du système d'imagerie comprend les réglages caméra : taille de pixel et résolution spatiale, le choix du mouchetis et le choix de l'éclairage. Tous ces paramètres sont interdépendants et ont une influence sur les résultats de corrélation d'images. Ce travail a été réalisé sur le dispositif expérimental développé en Chap. II : barres d'Hopkinson en compression avec imagerie ultra-rapide d'une zone locale de l'éprouvette. Il a été fait, en grande partie, sur des éprouvettes entièrement en aluminium : barreau ($L = 40\ mm$ et $h = 10\ mm$) et dodécagone (éprouvette *DODECA* sans joint) permettant la caractérisation dynamique de l'aluminium des substrats en parallèle.

On ne montrera pas ici les travaux préliminaires qui ont prouvé la faisabilité de la corrélation d'images sur ce dispositif dynamique. On se concentrera uniquement sur les mesures de bruit de corrélation d'images qui ont permis l'évolution de la zone imagée, du mouchetis et de l'éclairage.

1 Mise en place de la corrélation d'images avec un éclairage continu

La première étude vise à améliorer le couple mouchetis/éclairage. L'éprouvette est un dodécagone d'aluminium, impactée à une vitesse d'environ 5 m/s. La vitesse d'acquisition est fixée à 80 000 im/s avec une résolution spatiale de 512×64 *pixels*. Cette résolution spatiale a une forme allongée en prévision de l'imagerie de joints adhésifs. Le choix de la résolution temporelle nous impose la taille de la résolution spatiale. La zone imagée est un rectangle d'environ $26 \times 3\ mm$ ($1\ pi \approx 50\ \mu m$), centré sur l'éprouvette.

L'étude utilise trois mouchetis et trois éclairages différents. Les mouchetis m0, m1 et m2 ont un fond blanc et des tâches noires fines (10 à 50 μm). Ils sont réalisés avec des bombes de peinture. La densité de tâches noires augmente de m0 à m2. Les trois éclairages sont : e0 composé de 4 flexibles halogènes procurant un éclairage intense et hétérogène, e2 composé de 2 panneaux LED procurant un éclairage faible et homogène et e1 composé de 2 flexibles halogènes et 2 panneaux LED procurant un éclairage intermédiaire (Fig. B.1).

La qualité de la corrélation d'images est évaluée à travers l'estimation du bruit statique et du bruit dynamique entre images corrélées. Le bruit statique est déterminé sur une dizaine d'images prises avant l'arrivée de l'onde de compression. Ces images sont donc censées être identiques. Sur ces images, on évalue le déplacement maximal mesuré en pixel U_{max}, la déformation maximale mesurée ε_{max} et le résidu de corrélation maximal r_{max}. Ces trois grandeurs quantifient le bruit statique de notre système. Ce bruit statique est évalué pour

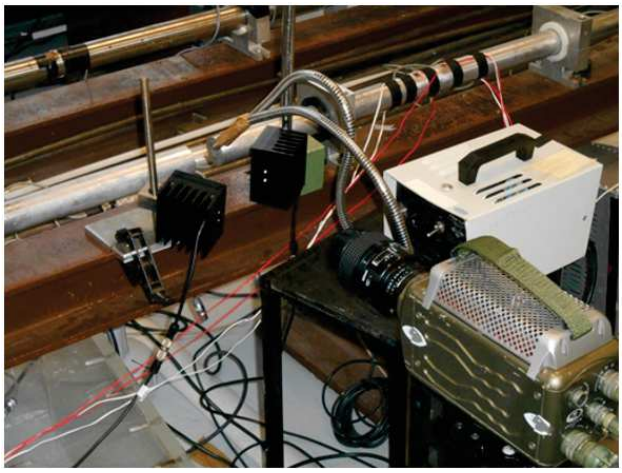


Figure B.1: Photo du dispositif expérimental avec l'éclairage e1 : 2 panneaux LED + 2 flexibles

cinq configurations résumées dans le Tab. B.1. Dans ce cas, il a été calculé avec des subsets de 49 pixels. De plus petits subsets montrent les mêmes tendances. Les différences entre les configurations sont assez fines, mais il semblerait que l'éclairage LED (e2) et le mouchetis avec le plus de noir (m2) donnent les meilleurs résultats.

Tableau B.1: Bruit statique de corrélation, subset : 49 pixels

Mouchetis	Éclairage	$U_{max}(pi)$	ε_{max}	r_{max}
m0	e0	0.01	$6\ 10^{-4}$	0.005
m1	e1	0.01	$6\ 10^{-4}$	0.004
m2	e1	0.008	$5\ 10^{-4}$	0.004
m1	e2	0.01	$6\ 10^{-4}$	0.0045
m2	e2	0.008	$5\ 10^{-4}$	0.0035

Le bruit dynamique est plus difficile à évaluer car on ne connaît pas le champ réel a priori. On pourrait réaliser des calculs numériques pour l'estimer, mais on choisit de l'évaluer grâce

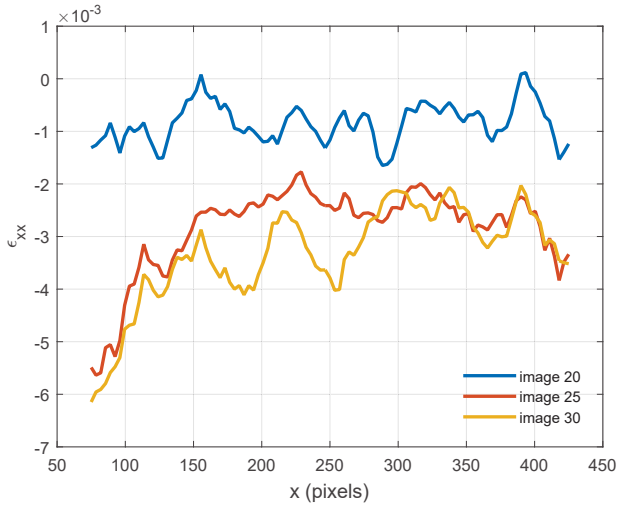


Figure B.2: Déformation ε_{xx} le long du barreau à trois instants de l'essai. Mouchetis m2, éclairage e1

Tableau B.2: Bruit dynamique de corrélation, subset : 49 pixels

Mouchetis	Éclairage	$\Delta\varepsilon_{max}$
m0	e0	$5\ 10^{-3}$
m1	e1	$2.3\ 10^{-3}$
m1	e1	$2.5\ 10^{-3}$
m2	e1	$1.5\ 10^{-3}$
m1	e2	$2.7\ 10^{-3}$
m2	e2	$2.7\ 10^{-3}$

aux fluctuations de déformations sur la ligne centrale de trois images pendant l'essai. La Fig. B.2 montre l'évolution de cette déformation le long du barreau pour les trois images 20, 25 et 30 correspondant aux instants 15, 80 et 140 μs. La localisation de la déformation à gauche pour les images 25 et 30 s'explique par le fait que la zone imagée n'était pas centrée mais décalée vers la gauche. Les zones proches des barres sont davantage déformées que la zone centrale. Les fluctuations de déformation observées ne sont pas réelles, elles constituent un biais de la mesure de déformation par corrélation d'images. Le maximum de ces fluctuations constituera le bruit dynamique de corrélation. Pour l'expérience montrée en Fig. B.2, le bruit dynamique est de $1.5\ 10^{-3}$ visible sur l'image 30.

Le Tab. B.2 montre ce bruit dynamique de corrélation pour différentes configurations. Les différences sont plus importantes que pour le bruit statique. Le couple m2/e1, montré en Fig. B.2, constitue le meilleur couple en terme de bruit dynamique. Les différences peuvent venir de la netteté de l'image, l'alignement caméra/éprouvette...Ici, l'importance des différences nous permet de dégager des tendances : il apparaît qu'une densité importante de noir et un éclairage homogène diminuent le bruit de mesure. Un éclairage hétérogène et de « forte » intensité est moins performant qu'un éclairage homogène et de plus faible intensité.

A cause de la faible puissance de notre éclairage, on ne peut pas augmenter sensiblement la densité de noir du mouchetis. Car sinon, le niveau de gris correspondant au blanc est très élevé et le contraste des images devient trop faible. La deuxième étude vise toujours à améliorer le couple mouchetis/éclairage en changeant la taille des tâches du mouchetis. On sélectionne l'éclairage e1 (2 panneaux LED + 2 flexibles) grâce à la première étude et on travaille sur trois mouchetis : m2 avec des tâches fines (10 à 50 μm) et une densité importante, m3 avec des grosses tâches (100 à 150 μm) et une faible densité, et m4 avec des grosses tâches (100 à 150 μm) et une densité importante.

Pour se rapprocher de l'expérience avec joint, on va déterminer les bruits de corrélation avec des subsets plus petits de 15 pixels. Le bruit sera donc plus élevé qu'auparavant, mais on aura une résolution spatiale des mesures plus dense et plus grande. Les bruits statique et dynamique sont déterminés comme précédemment et sont montrés en Tab. B.3 et B.4. Le couple m4/e1 donne les meilleurs résultats. Le mouchetis m3 est peu performant car il présente des zones très peu contrastées à cause de la grande taille et de la faible densité des tâches. Ceci rend le résidu de corrélation très élevé dans ces zones. Avec l'éclairage continu

Tableau B.3: Bruit statique de corrélation, subset : 15 pixels

Mouchetis	Éclairage	$U_{max}(pi)$	ε_{max}	r_{max}
m2	e1	0.045	$5\ 10^{-3}$	0.019
m3	e1	0.040	$6\ 10^{-3}$	0.029
m4	e1	0.025	$3\ 10^{-3}$	0.015

Tableau B.4: Bruit dynamique de corrélation, subset : 15 pixels

Mouchetis	Éclairage	$\Delta\varepsilon_{max}$	r_{max}
m2	e1	$1.6\ 10^{-2}$	0.038
m3	e1	$1.8\ 10^{-2}$	0.053
m4	e1	$6\ 10^{-3}$	0.021

e1, le mouchetis m4 sera pris comme référence pour tous les essais. La section suivante va faire évoluer le mouchetis et améliorer les résultats de corrélation d'images grâce à la modification de l'éclairage (éclairage flash).

Des essais ont été réalisés sur éprouvette *DODECA* (avec joint) en utilisant le mouchetis m4 et l'éclairage e1 continu. Ils ne sont pas montrés dans ce manuscrit. Néanmoins, deux paramètres de la méthode d'imagerie ont été modifiés grâce à ces essais. La résolution spatiale de 512×64 *pixels* a évolué vers une résolution de 400×80 *pixels* pour accéder aux déplacements dans les substrats plus précisément. Et, le mouchetis est désormais réalisé à l'aérographe avec de l'encre de Chine. L'aérographe permet de mieux contrôler la taille et l'uniformité des tâches. En outre, les essais avec joint et mouchetis à la bombe ont révélé de nombreuses zones vers le joint où la peinture a éclaté pendant l'essai. Ceci n'avait pas été observé sur les éprouvettes en aluminium car les niveaux de déformation n'étaient pas suffisants. La peinture à l'aérographe limite l'éclatement de la peinture pendant l'essai. De plus, l'essai doit être réalisé le plus tôt possible après application de la peinture.

2 Perfectionnement de la corrélation d'images avec un éclairage flash

La section précédente a montré que la qualité des résultats de corrélation d'images est largement dépendante du mouchetis et de l'éclairage. Elle a aussi révélée les limites de l'éclairage continu dans notre dispositif dynamique. Pour aller vers une mesure locale plus fine, le contraste des images semble être la meilleure voie. Pour cela, un tube flash (Fig. B.3) a été testé en remplacement de l'éclairage continu précédent. Cette partie montre l'amélioration

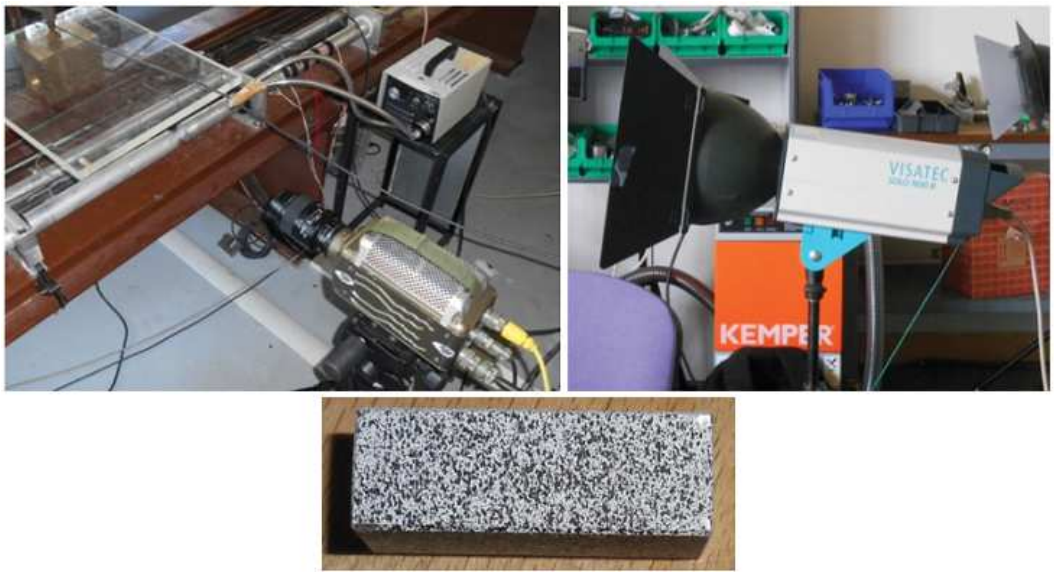


Figure B.3: Dispositif expérimental, flash halogène et mouchetis m5

des résultats de corrélation d'images grâce à ce nouveau dispositif.

Le flash est un tube halogène Visatec Solo 1600 B avec une puissance de 150 W. Son réglage est détaillé en section 2.3 du Chap. II. L'intérêt de ce nouvel éclairage est évalué sur des essais sur barreaux d'aluminium en prenant le meilleur couple mouchetis/éclairage continu comme référence. En particulier, on choisit les expériences avec les plus faibles résidus de corrélation d'images comme références.

2.1 Amélioration du contraste des images

Le flash permet d'améliorer sensiblement le contraste des images. On peut désormais réaliser des mouchetis « plus classiques » avec davantage de noir, et garder un blanc avec un niveau de gris élevé. La comparaison des deux méthodes est montrée en Fig. B.4. L'image du haut correspond à un essai avec flash et l'image du bas correspond à un essai avec éclairage continu. Les histogrammes correspondants sont aussi montrés. Le réglage du flash permet d'atteindre un blanc à 226 alors que l'éclairage continu fournit un blanc à 147, équivalent à un gris. De plus, le flash fournit 178 modes alors que l'éclairage continu fournit seulement 117 modes. L'écart-type de l'image avec flash est de 27, bien supérieur à l'écart-type de l'image avec éclairage continu égal à 16. Le contraste est donc meilleur avec le flash. Le réglage du flash est aussi plus aisé et plus reproductible que le réglage de l'éclairage continu.

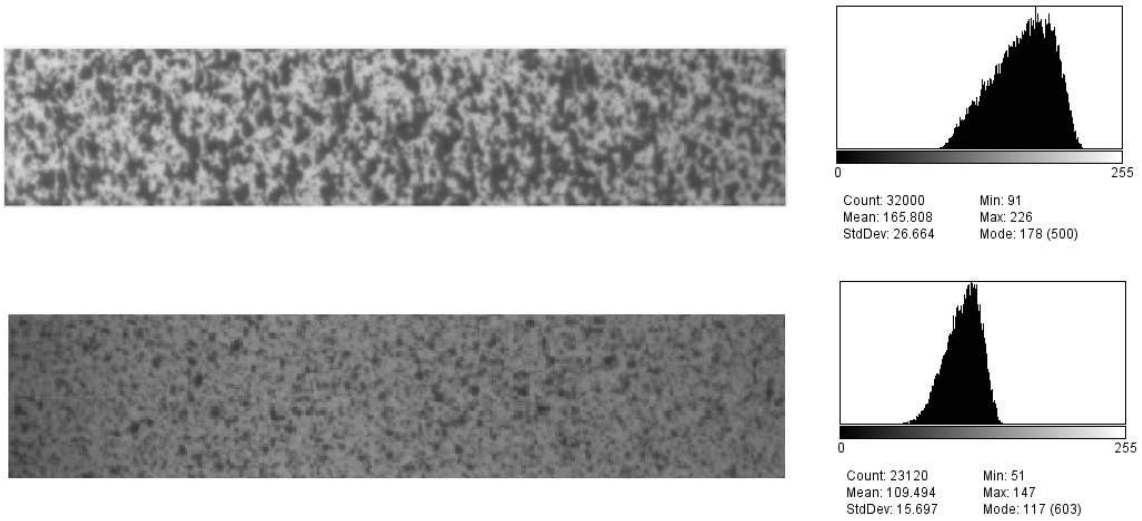


Figure B.4: Zones imagées et histogrammes correspondants avec flash (haut), avec éclairage continu (bas)

La mise en place du flash et l'amélioration du contraste des images permettent de parfaire la corrélation d'images et d'avoir une analyse plus poussée des résultats de corrélation d'images. La section suivante conclut sur la nature du mouchetis à appliquer avec le flash en analysant les bruits de corrélation précisément.

2.2 Bruit en corrélation d'images

2.2.1 Bruit global

On appelle bruit global celui qui a été décrit précédemment en section 1. Ce sont les fluctuations de déplacements et de déformations et les résidus de corrélation pixel par pixel sur l'image globale. On analyse, à la fois, le bruit statique (Tab. B.5) et le bruit dynamique (Tab. B.6).

Tableau B.5: Bruit statique de corrélation, comparaison flash/éclairage continu, subset : 15 pixels

Mouchetis	Éclairage	$U_{max}(pi)$	ε_{max}	r_{max}
m2	e1	0.03	$4\ 10^{-3}$	0.015
m4	e1	0.03	$4\ 10^{-3}$	0.014
m5	Flash	0.015	$2\ 10^{-3}$	0.008

Tableau B.6: Bruit dynamique de corrélation, comparaison flash/éclairage continu, subset : 15 pixels

Mouchetis	Éclairage	$U_{max}(pi)$	$\Delta\varepsilon_{max}$	r_{max}
m2	e1	0.08	$9\ 10^{-3}$	0.031
m4	e1	0.08	$6\ 10^{-3}$	0.024
m5	Flash	0.04	$3\ 10^{-3}$	0.017

L'éclairage flash permet une nette diminution du bruit statique entre images : un facteur deux est gagné sur la sensibilité en déplacements et sur les résidus. De même, le bruit dynamique est largement réduit grâce au flash. De plus, cette comparaison est faite par rapport à deux calculs de références optimaux avec l'éclairage continu. Le mouchetis m5 est semblable au mouchetis m4 avec des grosses tâches (100 à 150 μm) mais une densité de noir plus importante. L'analyse du bruit local qui suit va nous guider dans ce choix de taille de tâches optimale.

2.2.2 Bruit local

On s'intéresse maintenant au bruit de corrélation d'un point de vue local. On cherche donc pourquoi une zone locale apparaît avec des fluctuations de déformations et/ou des résidus de corrélation importants. Dans cette étude, aucune moyenne n'est faite sur plusieurs pixels, on s'attache à observer les champs de corrélation et en dégager des tendances. Le flash offre désormais un éclairage optimal et la qualité des images résultante permet de se rendre compte d'erreurs systématiques de corrélation d'images liées au mouchetis.

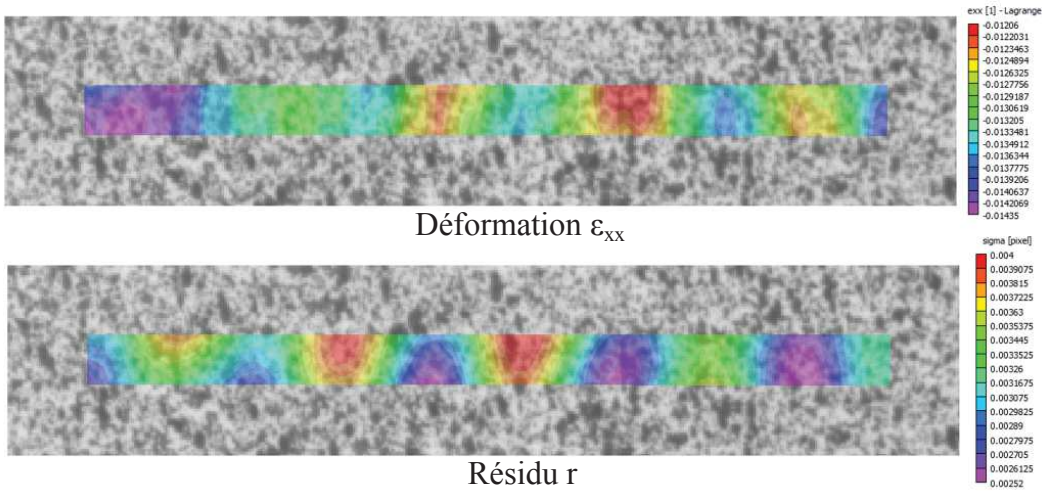


Figure B.5: Champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sous-échantillonnée, subset : 49 *pixels*

Cette étude fait référence à la section 1.2.2 du Chap. II et à l'article [Reu, 2014] qui expliquent quelques biais de corrélation d'images. Le premier problème est le sous-échantillonnage de l'image, problème particulièrement présent dans notre cas à cause de la grande taille des pixels : 50 μm. Il se manifeste lorsque la taille des tâches du mouchetis est inférieure à deux fois la taille du pixel. La Fig. B.5 illustre ce problème, elle montre les champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sous-échantillonnée (1 $pi \approx 50$ μm et des tâches entre 10 et 100 μm). Sur la carte des résidus, on observe des franges suspectes ne correspondant ni à la compression uniaxiale, ni au mouchetis. En fait, elles viennent du problème d'aliasing expliqué en section 1.2.2 du Chap. II car les tâches sont trop petites par rapport à la taille des pixels. La corrélation d'images fait apparaître alors une certaine longueur d'onde se traduisant par des franges de résidus. De plus, ces franges sont aussi visibles sur le champ de déformation ce qui diminue la qualité de notre mesure. Ce phénomène était invisible avec l'éclairage continu car la résolution était insuffisante.

Pour s'en affranchir, la taille des tâches doit être strictement supérieur à deux fois la taille du pixel. En pratique, on vise une taille de tâches égale à trois pixels.

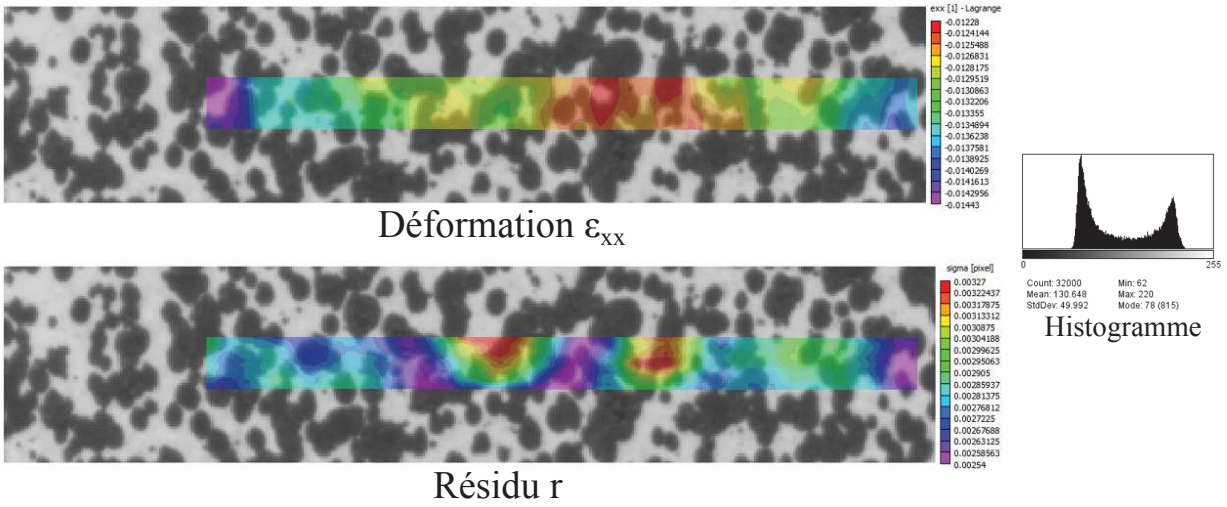


Figure B.6: Champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sur-échantillonnée, subset : 49 *pixels*

Inversement, le second problème est le sur-échantillonnage de l'image. Il se manifeste lorsque la taille des tâches du mouchetis est trop grande devant la taille du pixel. La Fig. B.6 illustre ce problème, elle montre les champs de déformation ε_{xx} et des résidus sur une image sur-échantillonnée (1 $pi \approx 50$ μm et des tâches entre 300 et 600 μm). Avec ce type de mouchetis, l'histogramme de l'image est sensiblement différent : deux pics correspondent aux tâches blanches et noires, plus les gradients entre les deux. L'écart-type entre les niveaux de gris est très élevé ce qui devrait constituer un atout pour la corrélation d'images.

Même si les franges ont disparu sur le champ des résidus, celui-ni n'est pas homogène. Les zones où les résidus sont les plus importants correspondent à des zones où le niveau de gris ne varie pas. Ceci est l'inconvénient d'agrandir les tâches, on perd localement de l'information. On a tout de même diminué le niveau des résidus moyen entre les deux calculs passant de 0.0034 avec l'image sous-échantillonnée à 0.0029 avec l'image sur-échantillonnée.

Ces deux cas sont « extrêmes » et ont montré les biais qu'il faut éviter en corrélation d'images. Pour avoir des résultats optimaux, il faut réaliser un mouchetis avec des tailles de tâches d'environ 150 μm. Compte tenu de la faible résolution spatiale, il faut attacher une attention particulière à la réalisation du mouchetis pour obtenir des mesures suffisam-

ment résolues. L'éclairage de l'éprouvette avec le flash permet d'améliorer sensiblement les résultats de corrélation d'images.

ANNEXE C

Caractérisation dynamique de l'aluminium

Pour déterminer les propriétés du joint adhésif, on doit connaître le comportement dynamique des substrats en aluminium.

Les substrats de l'éprouvette *DODECA* (premier design) ont été réalisés à partir d'Aluminium 2017 A du LMS. Le fournisseur ne donne pas de propriétés mécaniques de l'aluminium. Pour ce type d'aluminium, la littérature donne un module d'Young d'environ 70 GPa et un coefficient de Poisson de 0.33. Les propriétés de plasticité sont très variables : la limite d'élasticité peut varier de 250 à 350 MPa. Elles dépendent aussi de la vitesse de déformation. Au sein d'un même lot, les propriétés plastiques peuvent varier selon la plaque d'aluminium, la direction de laminage... Il faut donc faire attention à fabriquer les barreaux d'aluminium dans la même plaque et dans le même sens que les substrats fabriqués pour les éprouvettes *DODECA*.

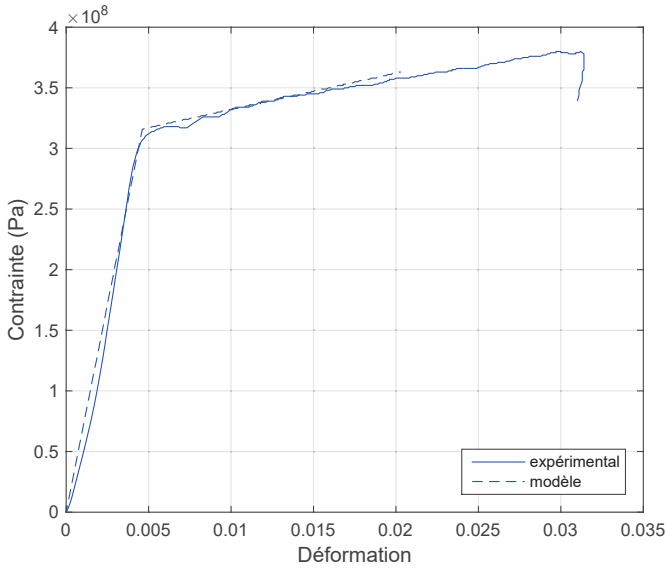


Figure C.1: Courbe contrainte-déformation de l'aluminium LMS à v = 8.0 m/s

Dans ce cadre, les deux barreaux d'aluminium utilisés pour la mise en place de la DIC (Annexe B) ont permis la caractérisation de l'aluminium. Les premiers essais permettaient de dépasser légèrement la limite d'élasticité. Celle-ci est donc difficile à déterminer car le test s'arrête pendant la transition élastique-plastique. Elle se situe à 270 MPa (± 20 MPa). Le module d'Young est de 69 GPa (± 3 GPa). Le coefficient de Poisson ne peut pas être

déterminé avec ce système. On le fixera égal à 0.33. La Fig. C.1 montre le résultat d'un deuxième essai sur un barreau d'aluminium (légèrement écroui par le premier essai) où on peut voir la phase élastique jusqu'à $\varepsilon = 0.0045$, puis la phase plastique. La courbe en pointillés montre un modèle simple satisfaisant avec trois paramètres : module d'Young, limite d'élasticité et taux d'écrouissage.

Les substrats de l'éprouvette *DODECA* (design final) ont été réalisés à partir d'Aluminium 2017 A de Nicot Usinage. La Fig. C.2 montre la loi de comportement identifié pour deux barreaux d'aluminium différents mais issus de la même plaque. Le module d'Young est comparable, autour de 72 GPa ($\pm$ 5 %). On peut aussi modéliser le comportement avec une loi élastoplastique. La limite d'élasticité est légèrement plus basse que pour l'aluminium LMS (comprise entre 250 et 270 MPa), elle est difficile à visualiser à cause de l'oscillation des signaux. Le taux d'écrouissage est le même pour les deux essais : 26 MPa/%def. La différence entre les deux essais peut venir de l'incertitude des mesures. Les propriétés plastiques peuvent aussi être différentes même si les barreaux viennent de la même plaque.

Les incertitudes sont faibles pour une expérience aux barres d'Hopkinson, mais elles seront à prendre en compte pour la modélisation numérique de l'essai. On pourra aussi enrichir le modèle matériau en prenant deux pentes de plasticité.

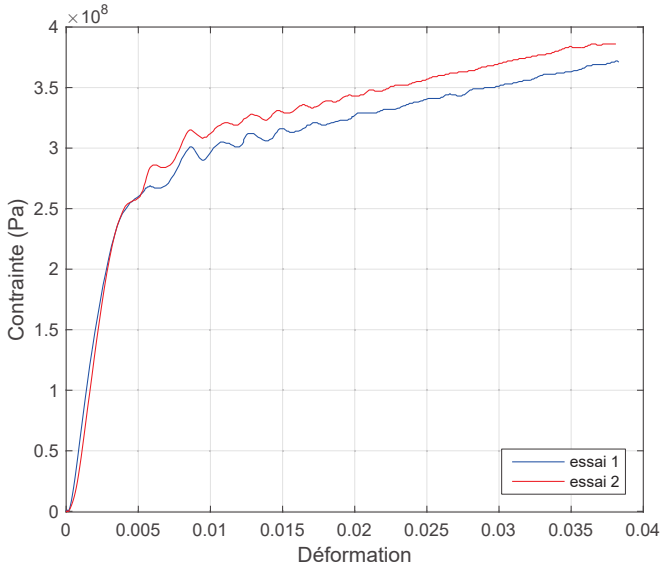


Figure C.2: Courbe contrainte-déformation de l'aluminium NICOT à v = 7.3 m/s

ANNEXE D

Déplacement 1D dans les barres d'Hopkinson ?

Cette annexe a pour objectif de vérifier dans quelle mesure le déplacement dans les barres d'Hopkinson peut-il être considéré 1D ? A partir de quand les déplacements sur une section de barre sont-ils homogènes ?

Toute la théorie du post-traitement des barres d'Hopkinson depuis les années 50 s'appuie sur un raisonnement de propagation des ondes élastiques 1D (section 1.1.2 du Chap. II) [Kolsky, 1949; Gary, 2001; Chen and Song, 2010]. Il est admis que le déplacement est 3D aux interfaces, et qu'il devient 1D au bout de deux diamètres de barres.

On décide de vérifier cette hypothèse par un calcul numérique. On utilise le modèle optimal développé au cours de cette thèse (section 3 du Chap. IV) et on va étudier l'évolution des déplacements dans différentes sections de barres et le long des rayons de section des barres. Le modèle est montré en Fig. D.1. Le type d'essai a peu d'importance pour cette étude. Dans notre cas, ce sera un calcul numérique avec une éprouvette bi-adhérent Titane/Adhésif/Composite, des barres en acier, un contact dur et une vitesse imposée à $X = -100\ mm$ typique (essai *DODECA* à 45°).

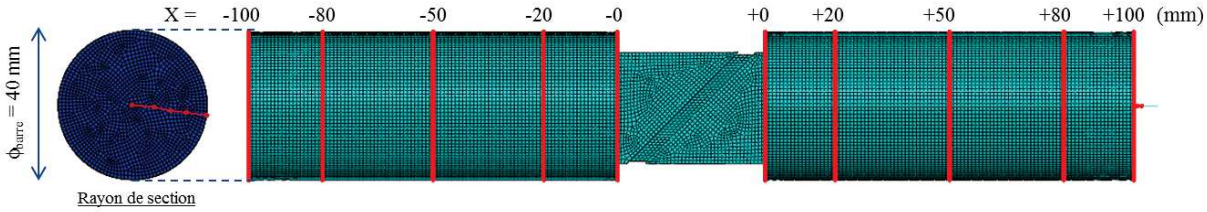


Figure D.1: Modèle numérique : déplacement 1D dans les barres d'Hopkinson

La Fig. D.2 montre l'évolution des déplacements en fin d'impact dans cinq sections de la barre d'entrée et de la barre de sortie sur un rayon de section de la barre. Pour les deux barres, le déplacement à $X = 0\ mm$ (interfaces d'entrée et de sortie) n'est pas homogène. En revanche, on peut considérer le déplacement homogène dans une section de barre à partir de $X = 50\ mm$. Dans la barre d'entrée, l'homogénéité est amplifiée par le fait qu'on impose les déplacements à $X = -100\ mm$. Dans la barre de sortie, la section finale à $X = +100\ mm$ est prolongé par une poutre. Il n'y a donc aucun biais du calcul dans la barre de sortie.

La Fig. D.3 montre la différence de déplacements entre le bord et le centre d'une section de barre dans cinq sections de la barre d'entrée et de la barre de sortie. Elle est plus explicite que la figure précédente. Elle montre cette différence de déplacements à deux instants différents de l'impact. On remarque que la différence de déplacements entre le centre et le

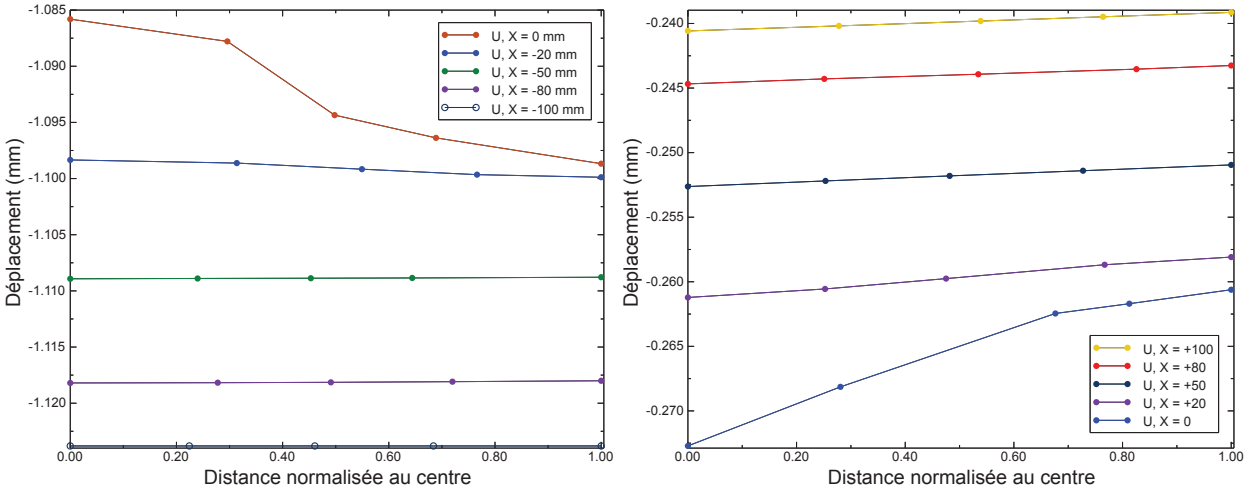


Figure D.2: Déplacements en fin d'impact dans cinq sections de la barre d'entrée (gauche) et de la barre de sortie (droite) sur un rayon de section de la barre

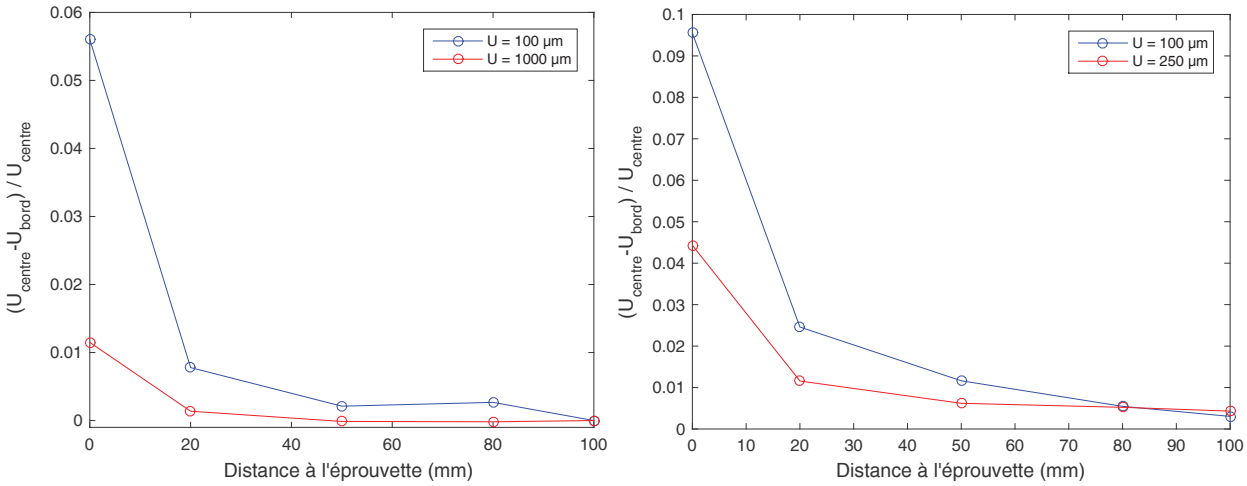


Figure D.3: Différence de déplacements entre le bord et le centre d'une section de barre dans cinq sections de la barre d'entrée (gauche) et de la barre de sortie (droite)

bord d'une section de barre est inférieure à 1 % à partir de $X = 50\ mm$. A $X = 100\ mm$, la différence de déplacements est toujours inférieure à 0.4 %.

Cette étude prouve qu'on peut supposer le déplacement 1D à 100 mm de l'éprouvette et travailler numériquement avec des barres de longueur 100 mm.

ANNEXE E

Influence de la taille des éléments sur la modélisation numérique

Cette annexe a pour objectif de montrer l'influence de la taille des éléments sur les résultats de la modélisation numérique. En section 2.2 du Chap. IV, on s'est placé sur une taille d'élément comprise entre 2 et 5 mm comme cela est fait dans la littérature [Challita and Othman, 2010; Roth and Mohr, 2014]. Or, la taille des éléments peut jouer un rôle sur la propagation des ondes élastiques, sur le contact...

Le paramètre que l'on fait varier est la densité du maillage. On regarde son influence sur la force en sortie.

Dans un premier temps, on fait varier la taille d'éléments (Tab. E.1) pour une modélisation numérique de l'éprouvette seule.

Tableau E.1: Nombre d'éléments du modèle en fonction de la taille d'élément

Taille d'élément (mm)	Nombre d'éléments
10	20
5	128
1	13 948
0.5	110 397

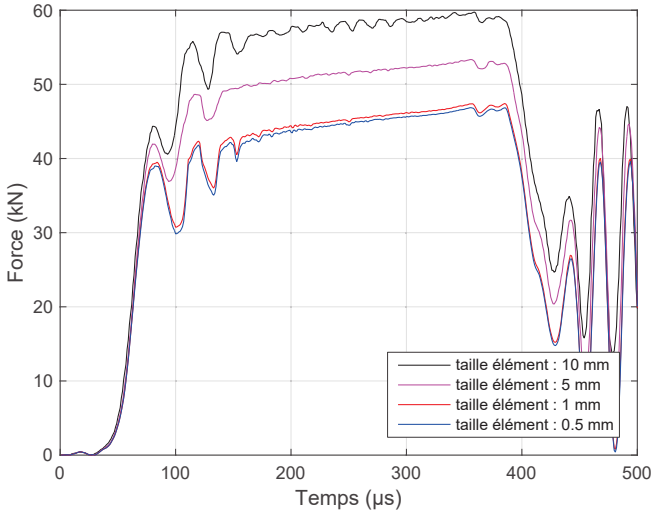


Figure E.1: Force sur la surface de sortie pour différentes tailles d'élément

La Fig. E.1 montre l'évolution de la force sur la surface de sortie S_{out} pour des tailles d'élément allant de 10 mm à 0.5 mm. La taille d'élément a peu d'influence sur la montée en force. En revanche, plus le maillage est fin, plus le plateau est bas. La convergence est atteinte pour une taille d'élément d'1 mm. La taille d'élément n'a pas d'influence sur les fluctuations qui sont liées au calcul et à l'absence des barres.

Désormais, on étudie la modélisation finale (Fig. IV.14) avec les barres de 100 mm et une longue poutre en sortie. On fixe la taille des éléments dans les barres à 5 mm et on fait varier la taille des éléments dans l'éprouvette. La Fig. E.2 montre l'évolution de la force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'élément. On observe les mêmes effets que précédemment. Plus le maillage est fin, plus le plateau est bas et la convergence est atteinte pour une taille d'élément d'1 mm.

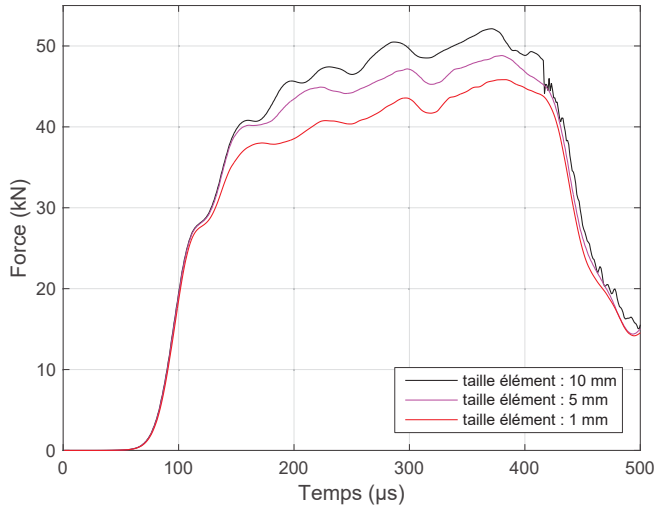


Figure E.2: Force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'élément dans l'éprouvette

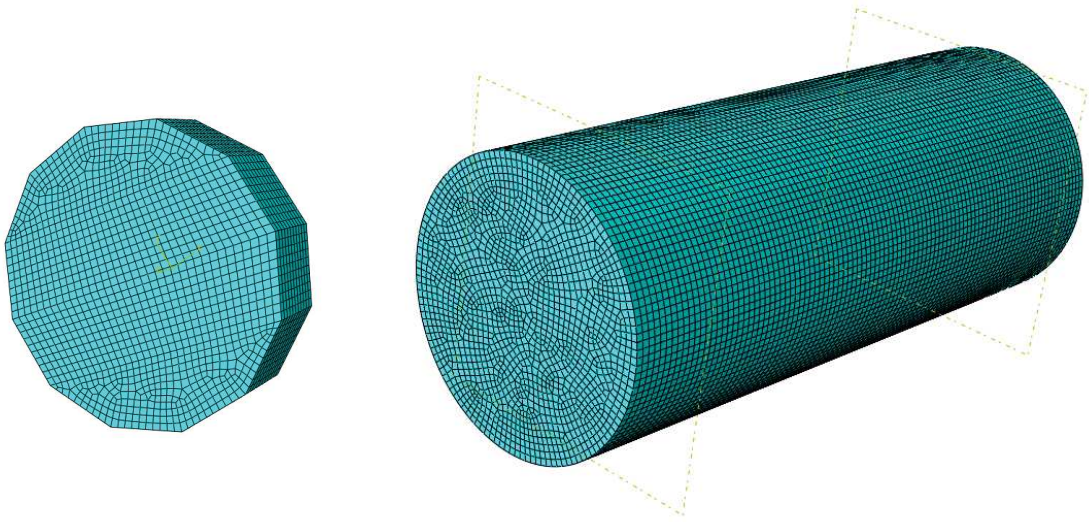


Figure E.3: Exemples de maillage : éprouvette (1 mm) et barre (2 mm)

La taille des éléments dans l'éprouvette est fixée à 1 mm. On fait désormais varier la taille des éléments dans les barres et la poutre. Des exemples de maillage sont montrés en Fig. E.3. Le Tab. E.2 montre l'évolution du nombre d'éléments dans une barre en fonction de

la taille d'élément. Le fait de diviser par deux la taille d'élément multiplie d'un facteur dix le nombre d'éléments dans une barre. Il est donc très coûteux de diminuer la taille d'éléments.

Tableau E.2: Nombre d'éléments dans une barre en fonction de la taille d'élément

Taille d'élément (mm)	Nombre d'éléments dans une barre
10	270
5	1 500
2	22 700
1	160 000
0.5	1 260 600

La Fig. E.4 montre l'évolution de la force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'éléments dans les barres. Dans ce cas, le maillage a une influence sur l'ensemble de la courbe. Quand le maillage est fin, la montée en force est plus rapide, le plateau est plus haut et les oscillations sont atténuées. Ceci est très intéressant pour notre calcul inverse. La convergence est aussi atteinte pour une taille d'élément d'1 mm. L'atténuation des oscillations est directement liée au problème du contact normal évoqué en section 2.2 du Chap. IV. Le fait de densifier le maillage contraint davantage la loi de pénalité de contact, ce qui augmente la rigidité du contact. Ces calculs ont été réalisés avec la loi de contact normal « hard » par défaut d'Abaqus.

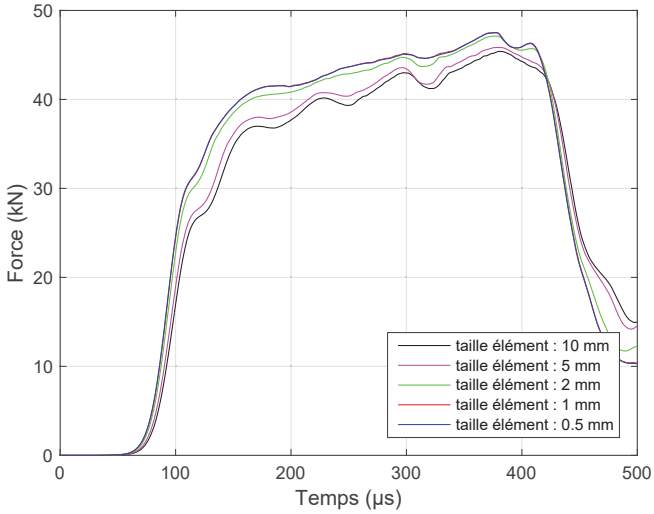


Figure E.4: Force à l'interface de sortie pour différentes tailles d'élément dans les barres

L'étude de l'influence du maillage sur le calcul numérique est très intéressante. On utilisera une taille d'élément d'1 mm pour toutes les structures dans le calcul. C'est la taille maximale pour représenter correctement le contact et la propagation des ondes dans le système.

ANNEXE F

Comparaison entre les éléments cohésifs et les éléments classiques

Une étude a été réalisée pour montrer l'intérêt des éléments cohésifs pour les éléments du joint. Ce type d'élément (COH3D8 dans Abaqus) a été créé pour ce type de structure. Ils utilisent une loi de comportement matériau classique (et non une loi cohésive). Les déformations directes et de cisaillement dans le plan de l'élément cohésif sont supposées nulles. Ces éléments permettent de diminuer considérablement le nombre d'éléments car il y a un élément unique dans l'épaisseur du joint. Avec les éléments classiques, on doit mettre au moins 10 éléments dans l'épaisseur et donc davantage d'éléments dans les substrats.

La comparaison entre les deux modélisations est réalisée en 3D statique sur la compression à 45° d'un disque brésilien avec joint.

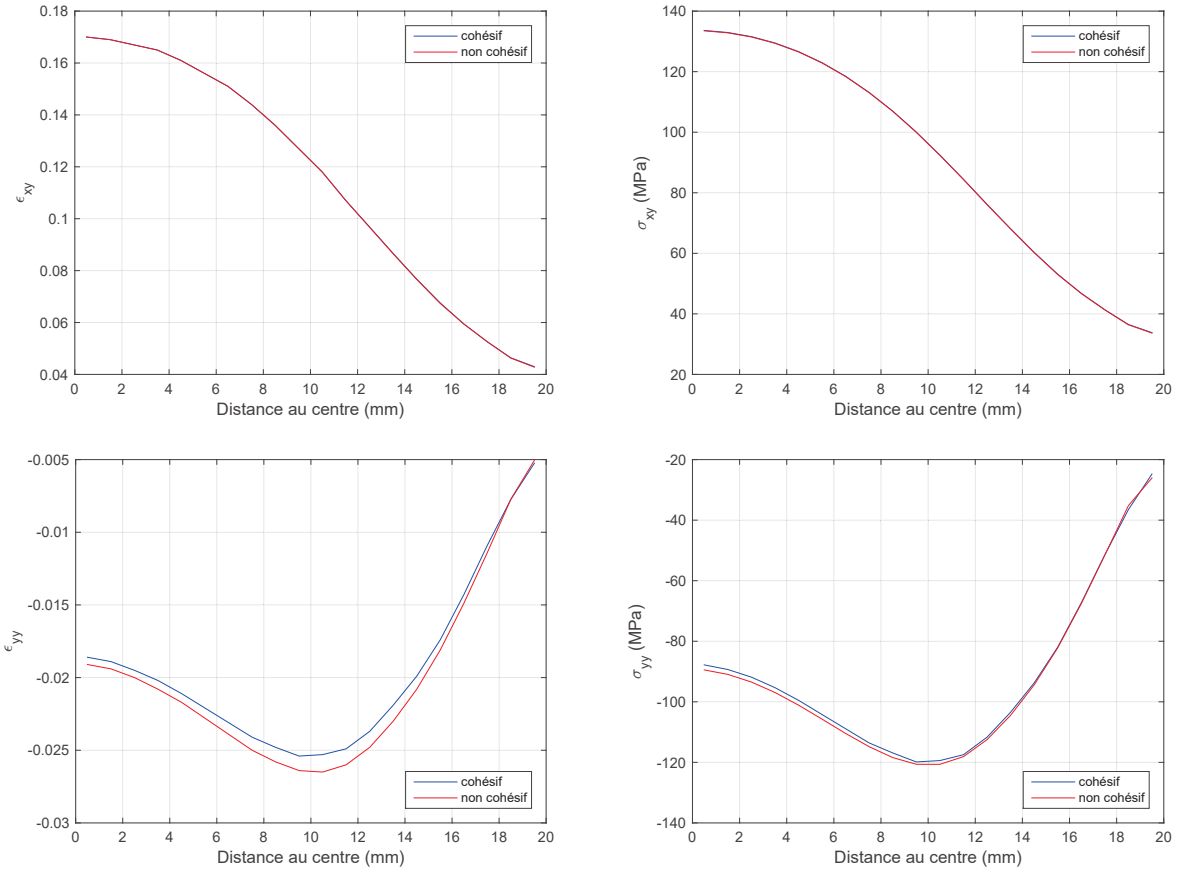


Figure F.1: États de déformation et de contrainte principaux dans le joint

Les résultats sont analysés selon la convention définie en section 3 du Chap. I. La direction y représente la normale au plan du joint et la direction x est selon la grande longueur du joint. La Fig. F.1 compare les états de déformation et de contrainte principaux (cisaillement xy et compression yy) obtenus avec des éléments cohésifs ou des éléments classiques. Les résultats sont pratiquement identiques.

La Fig. F.2 compare les états de déformation et de contrainte secondaires obtenus avec des éléments cohésifs ou des éléments classiques. Encore une fois, les résultats sont pratiquement identiques. On observe des petites différences sur les déformations mais celles-ci sont négligeables et cela n'influe pas sur les contraintes.

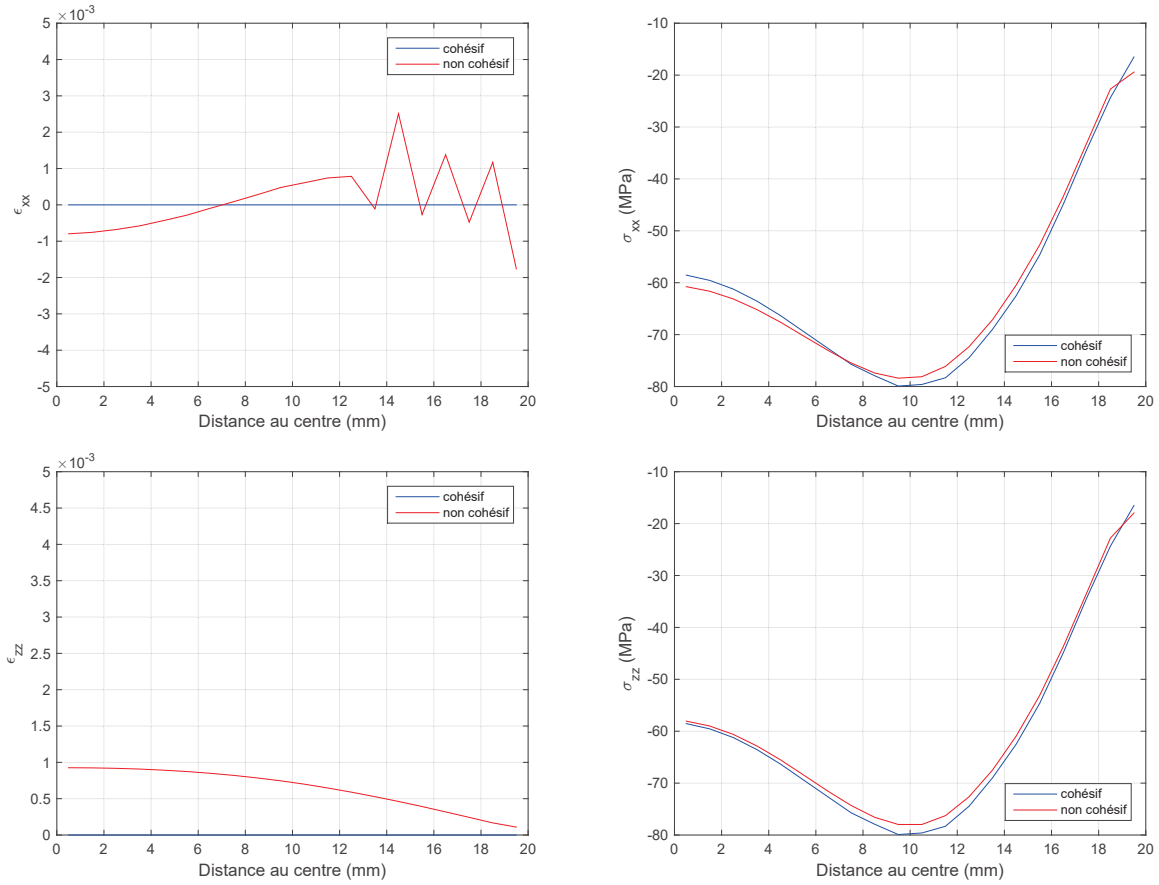


Figure F.2: États de déformation et de contrainte secondaires dans le joint

On peut donc utiliser les éléments cohésifs dans notre modélisation du joint. L'ensemble des calculs sera effectué avec des éléments cohésifs dans le joint.

université PARIS-SACLAY
ÉCOLE DOCTORALE
Sciences mécaniques et énergétiques, matériaux et géosciences (SMEMAG)

Titre :Méthodologie de caractérisation et de modélisation de joints adhésifs sous sollicitations dynamiques multiaxiales

Mots clés : joint adhésif, dynamique, corrélation d'images, problèmes inverses

Résumé : Les joints adhésifs sont de plus en plus utilisés dans des structures industrielles critiques. Ils sont donc susceptibles de subir des chargements dynamiques complexes. Les méthodes de caractérisation dynamiques existantes ne caractérisent pas seulement le joint adhésif, mais l'assemblage collé tout entier. Cette thèse propose une méthode innovante pour caractériser un joint adhésif sous sollicitations dynamiques multiaxiales. La méthode expérimentale repose sur trois éléments principaux: i) un système de barres d'Hopkinson conventionnel (SHPB), ii) une nouvelle géométrie d'éprouvette, nommée *DODECA*, qui permet d'appliquer trois chargements multiaxiaux différents et iii) des mesures locales de déformation et de contrainte par corrélation d'images. La contrainte et la déformation dans le joint adhésif sont estimées directement à partir des données expérimentales pendant le chargement jusqu'au point de rupture. Une autre approche basée sur la méthode FEMU (Finite Element Model Updating) a été utilisée pour compléter le modèle du joint adhésif. Une méthode inverse numérique a été développée pour obtenir les paramètres élastiques, plastiques et de rupture du joint adhésif. De plus, des outils qualitatifs ont été proposés pour estimer les incertitudes sur les paramètres identifiés. Ce travail a prouvé l'intérêt de l'imagerie rapide locale pour caractériser les joints adhésifs.
Cette méthode innovante a été validée sur une autre éprouvette nommée *BIADH45*. Cette dernière étude a aussi mis l'accent sur de nouveaux domaines de recherche : en particulier, le rôle des interfaces dans la rupture du joint adhésif et l'intérêt des substrats en CMO dans la caractérisation dynamique des joints adhésifs.

Title : Methodology of characterization and modelling of adhesive joints under dynamic multiaxial loadings

Keywords : adhesive joint, high strain rate, digital image correlation, inverse problems

Abstract : Adhesive joints are increasingly employed for bonding critical parts of industrial structures. Therefore, they are subject to complex dynamic loadings. Existing dynamic characterization techniques do not characterize only the adhesive joint, but the complete assembly. This thesis proposes an innovative experimental technique for the characterization of adhesive joints under dynamic multiaxial loadings. The experimental method relies on three main components: i) a conventional split Hopkinson pressure bar (SHPB) apparatus, ii) a novel specimen, denoted as *DODECA*, which enables testing of three distinct multiaxial loadings using the same method and iii) local strain and stress measurements performed by digital image correlation (DIC). The stress and strain in the adhesive joint are estimated directly from the experimental data both during loading and at the failure point. Another approach based on the Finite Element Model Updating method (FEMU) has been used to complete the adhesive joint model. A numerical inverse method has been developed to obtain elastic, plastic and fracture parameters. Besides, qualitative tools have been proposed to estimate uncertainties on identified parameters. This work has proven the value of local high-speed imaging to characterize adhesive joints.
This innovative method has been validated on another specimen denoted as *BIADH45*. This last study has also emphasized new research interests : in particular, the role of the interfaces in the adhesive joint failure and the benefit of substrates in CMO in dynamic characterization of adhesive joints.

Université Paris-Saclay
Espace Technologique / Immeuble Discovery
Route de l'Orme aux Merisiers RD 128 / 91190 Saint-Aubin, France