



HAL
open science

Usure des tubes GV générée par des impacts répétés contre les supports à jeu

Thibaut Souilliar

► **To cite this version:**

Thibaut Souilliar. Usure des tubes GV générée par des impacts répétés contre les supports à jeu. Autre. Université de Lyon, 2017. Français. NNT : 2017LYSEC035 . tel-02626816

HAL Id: tel-02626816

<https://theses.hal.science/tel-02626816>

Submitted on 26 May 2020

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.

Numéro d'ordre NNT : 2017LYSEC35

THÈSE DE DOCTORAT DE
L'UNIVERSITÉ DE LYON

Délivrée par l'Ecole Centrale de Lyon

Spécialité

Mécanique

Ecole doctorale Mécanique Energétique Génie Civil Acoustique (MEGA)

Présentée par

Thibaut SOUILLIART

Ingénieur diplômé de l'Ecole Centrale de Lyon

**USURE DES TUBES GV GENEREE PAR DES IMPACTS REPETES
CONTRE LES SUPPORTS A JEU**

Préparée au

Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes

soutenue le 27/09/2017

devant le jury composé de :

Maxence BIGERELLE	Rapporteur	LAMIH, Valenciennes
Sylvie DESCARTES	Examinatrice	LAMCOS, Lyon
Alain LE BOT	Co-directeur de thèse	LTDS, Lyon
Christian PHALIPPOU	Examineur	CEA, Saclay
Emmanuel RIGAUD	Directeur de thèse	LTDS, Lyon
François ROBBE-VALLOIRE	Rapporteur	QUARTZ, Saint-Ouen

Résumé

Ce mémoire présente une étude sur l'usure générée par des impacts glissants obliques faiblement chargés, et plus particulièrement par les impacts répétés entre les tubes de générateur de vapeur et les barres antivibratoires dans les réacteurs à eau pressurisée.

L'étude expérimentale de la dynamique des impacts obliques montre une très forte dépendance de leurs caractéristiques à l'angle d'incidence, avec l'existence de deux régimes de frottement distincts, caractérisés par du glissement pendant tout l'impact pour les angles rasants et par une phase de glissement suivi d'une phase d'adhérence pour les angles proches de la normale. Les caractéristiques dynamiques des impacts, telles que le rapport de percussion, la perte d'énergie ou la distance glissée au cours d'un impact, sont exprimées en fonction des paramètres incidents, du coefficient de frottement cinétique et du coefficient de restitution, en étendant les formulations érosives de Brach [1] au cas d'impacts percussifs multi-aspérités faiblement chargés.

L'étude de l'usure générée par des impacts obliques en air et en eau à température ambiante montre que celle-ci est reliée linéairement à la perte d'énergie sans période d'incubation, par un coefficient constant en air, et par un coefficient qui dépend fortement de l'angle d'incidence en eau. Les surfaces usées présentent des stries semblables à de fines rayures d'abrasion, sans trace d'adhésion ou de déformation plastique importante, incitant à proposer un scénario d'endommagement fondé sur un enlèvement de matière uniquement généré par des micro-rayures d'abrasion.

Deux modèles d'usure par impacts en eau sont formulés, exprimant d'une part le volume usé et d'autre part la profondeur usée en fonction des paramètres incidents des impacts, du coefficient de restitution, du coefficient de frottement cinétique, des caractéristiques géométriques du tube GV et de la BAV et d'un coefficient d'usure constant.

Mots-clés : Usure, impact, frottement, érosion, générateur de vapeur

Abstract

This thesis presents a study on wear induced by low-loaded sliding impacts in general and on wear induced by repetitive impacts between steam generator tubes and antivibration bars in pressurized water reactors in particular.

The experimental study of the impacts dynamics shows that their characteristics strongly depend on the incidence angle. Two friction regimes are observed, characterized by sliding throughout the impact for grazing angles and by the existence of a sliding phase followed by an adhesion phase for the angles close to normal. The dynamic characteristics of the impacts, such as the impulse ratio, the energy loss or the sliding distance during an impact, are expressed as functions of the incident parameters, the kinetic friction coefficient and the restitution coefficient. These expressions extend the erosive formulations of Brach [1] to the case of low-loaded percussive multi-asperities impacts.

The study of wear induced by oblique impacts at ambient temperature in air and water environment shows a linear relationship between the wear volume and the energy loss without any incubation period, with a constant proportionality coefficient in air, and with a proportionality coefficient which strongly depends on the incidence angle in water environment. Ridges similar to thin abrasion scratches are observed on the worn surfaces, without any mark of adhesion or significant plastic deformation. Thus, a damage scenario based on micro-scratching abrasion only is proposed.

Two impacts wear models in water environment are proposed, which express firstly the worn volume and secondly the maximal worn depth as functions of the impacts incident parameters, the restitution coefficient, the kinetic friction coefficient, the SG tube and AVB geometrical characteristics and a constant wear coefficient.

Keywords : wear, impact, friction, erosion, steam generator

Remerciements

C'est toujours par les remerciements que je commençais de lire une thèse. C'est beau les remerciements, c'est toujours un peu émouvant. C'est un merveilleux message de reconnaissance, d'humilité. Tout ce qu'on fait, modestement, nous le devons à ceux qui nous entourent, à ceux qui nous soutiennent, à ceux qui nous apprennent tout. Et puis, ça en dit beaucoup sur comment la thèse a été vécue par l'auteur, dans quel contexte s'inscrit le travail rapporté. On lit les prénoms, les anecdotes, on imagine les histoires et les visages, et déjà, du contenu scientifique se dégage une profondeur, une aura. Comme si, nous lecteur, nous étions aussi dans la confiance, dans l'intimité de ces trois années passées. D'un coup se révèle à nous l'effort acharné derrière telle ou telle courbe, le doute blanchissant quelques nuits derrière cette hypothèse, l'exaspération face à ces points expérimentaux aberrants, les fous rires éclatant entre ces deux paragraphes... Voilà la véritable porte d'entrée d'un travail de thèse ! Quelques mercis et tout est dit ; la courbe est terminée : merci collègue, le doute est dissipé : merci professeur, l'exaspération est évanouie : merci ingénieur, les fous rires, toujours : merci ami. L'envie, le challenge et l'accompagnement : les trois composantes d'une thèse réussie. Quelle chance j'ai ! L'envie, vous me l'avez donnée puissance mille ! L'envie d'apprendre, l'envie de comprendre, l'envie de partager ces moments ensemble, au travail et en dehors. Le challenge était bien là, suscitant un intérêt renouvelé pendant trois ans. Et l'accompagnement, tout simplement génial, incroyable, merveilleux. Et non je n'en fais pas trop. Vous êtes formidables. Et je pèse mes mots.

Je tiens à remercier en premier lieu mon directeur de thèse, Emmanuel. Merci de ta présence, de ton accompagnement sans faille, de ta disponibilité, de ta gentillesse sans prise de tête. Ces trois années furent géniales grâce à toi, tant scientifiquement que ludiquement et sportivement. On se retrouve sur la ligne de départ de l'UTMB dans 5 ans ;) . Je tiens également à remercier Christian et Alain, merci de votre accompagnement et de votre investissement. Merci à François Robbe-Valloire et Maxence Bigerelle d'avoir rapporté ce travail, merci à Sylvie Descartes d'avoir pris part au jury.

Je tiens à remercier en second lieu mon copain de bureau, oui Paul c'est bien toi. Eh ouais mec, t'arrives en deuz dans mes remerciements ! Hashtag love. Merci pour tout. Ou « merci poutou » pour les bisous. T'es super, dans mon coeur, forever. Merci pour le café le matin, pour la tartine de confiture à 9h, 11h, 15h, 16h, 17h et 18h, pour les câlins quand ça va mal, pour les discours absurdes, pour les discussions sérieuses, pour les chansons sur Spotify, pour la couleur orange, pour être toujours partant, pour être toujours content, pour n'être boudiou que pour de faux. Pour cette belle amitié, pour qu'elle dure et perdure !

Merci aux rebelles historiques du 4^{ème} : Nicolas, Jonas, Thibaut et Camille. Vive la Suze, la philosophie, le ski et les gens gentils. Merci aux nouveaux rebelles, Karl et Fabien, d'avoir commencé à prendre la relève. Maintenant que je suis docteur et responsable, plus de mots croisés au rétroprojecteur, plus d'amour sur les murs, plus d'anamorphose sur les rembardes, plus de vin chaud à la bouilloire, avec ou sans sel... Il ne me reste donc que les souvenirs de ces

très (trop) bons moments passés ensemble, de ces pauses du midi où Slate croise Répliques, où Philippe Dupuis croise l'Heptagramme, où la journée mondiale croise la rubrique nécrologique du Figaro, où le rituel café avec un demi-sucre croise le rire et la culture. Et la créativité quand il s'agit de trouver de nouvelles formes d'expression libre. Merci pour tout ça !

Merci à toutes les personnes du labo DYN du CEA, en particulier Thomas Laporte et Jean-Luc Fayard, pour leur soutien et leur accompagnement. Merci à Carole Falcand et Guillaume Perillat pour les échanges fructueux que nous avons eu.

Merci à Estelle, partenaire de thèse CEA/LTDS. Merci aux anciens, notamment Eloi, Thomas, Julien, Gilles, Fabien, Riad, Jocelyn, Coralie. Merci à Joël, Matthieu, Nazario, Juliette, Denis, Malik, Didier, Gaëtan pour leur aide précieuse. Merci à Bertrand et Yann pour les tours dans le bois de Serres. Merci à Didier et Damien pour les projets de conception. Merci à Siegfried et l'équipe du D4 pour (entre autres) la conférence WOM. Merci à Catherine, Dominique, Mickaël et Sébastien pour leur aide et leur soutien pendant MT180. Merci Pierre d'avoir toujours cru en mon côté tribologue, merci Charles de m'avoir rappelé tous les mois pendant trois ans que j'avais de la biblio à faire.

Pour finir, merci à mes parents. Merci pour l'amour, pour l'éducation, pour m'avoir donné tous les moyens d'avancer sans souci.

Et bien sûr, merci Jeanne. Pour tout.

Table des matières

Résumé	iii
Abstract.....	v
Remerciements	vii
Table des matières	ix
Nomenclature.....	13
Introduction	17
1. De l'état de l'art de l'usure dans l'industrie nucléaire.....	23
1.1. Introduction.....	24
1.2. Usure par glissement.....	25
1.2.1. Mécanismes.....	25
1.2.2. Modèles d'Archard.....	25
1.2.3. Modèles de fatigue.....	26
1.2.4. Modèle de délamination.....	26
1.3. Usure par impact	28
1.3.1. Modèle d'Engel.....	28
1.3.2. Modèle de Gessesse-Attia.....	29
1.3.3. Modèles d'usure par impacts dérivés d'Archard.....	30
1.4. Usure érosive	31
1.5. Etudes de l'usure dans l'industrie nucléaire	33
1.5.1. Synthèse des bancs d'essais existant	33
1.5.2. Synthèse des paramètres influents sur l'usure.....	33
1.5.3. Modèles d'usure par impacts appliqués aux tubes GV.....	35
2. Du dispositif expérimental.....	37
2.1. Introduction.....	38
2.2. Système tribologique.....	39

2.2.1.	Principe général	39
2.2.2.	Echantillons utilisés	41
2.2.3.	Environnement	43
2.3.	Chaîne d'excitation.....	44
2.4.	Chaîne de mesure	46
2.4.1.	Déplacements du projectile.....	46
2.4.2.	Efforts de contact.....	49
2.5.	Modèle mécanique du dispositif expérimental.....	54
2.5.1.	Description générale.....	54
2.5.2.	Paramètres du modèle liés à l'ensemble projectile : mt, k, keq, aeq	55
2.5.3.	Paramètres du modèle liés à l'ensemble cible : mc, kc, α	59
2.5.4.	Analyse	61
2.6.	Traitement des données.....	64
2.6.1.	Enregistrement des données	64
2.6.2.	Données extraites des signaux de mesure bruts.....	64
2.6.3.	Nouvelle estimation de la vitesse de rebond tangentielle.....	70
2.7.	Cinématiques incidentes réalisées au cours des campagnes d'essais.....	72
2.7.1.	Distribution unimodale en angle et en énergie.....	72
2.7.2.	Distribution bimodale en angle, unimodale en énergie.....	73
2.7.3.	Rampes en angle à énergie constante, ou en énergie à angle constant.....	74
2.8.	Conclusions.....	75
3.	De la dynamique des impacts.....	77
3.1.	Introduction.....	78
3.2.	Evolution des efforts et des déplacements avec l'angle d'incidence	79
3.3.	Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en air	80
3.3.1.	Coefficient de restitution.....	80
3.3.2.	Rapport de percussion	81
3.3.3.	Perte d'énergie	86
3.3.4.	Distance glissée.....	89
3.4.	Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en eau.....	92
3.4.1.	Coefficient de restitution.....	92
3.4.2.	Rapport de percussion	93
3.4.3.	Perte d'énergie	94

3.4.4.	Distance glissée.....	97
3.5.	Influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts.....	99
3.5.1.	Coefficient de restitution.....	99
3.5.2.	Rapport de percussion.....	100
3.5.3.	Perte d'énergie.....	100
3.5.4.	Distance glissée.....	101
3.6.	Conclusions.....	103
4.	De l'usure.....	105
4.1.	Introduction.....	106
4.2.	Mesure et traitement des données sur l'usure.....	107
4.3.	Usure en air.....	109
4.3.1.	Description qualitative des traces usées.....	109
4.3.2.	Influence de l'angle d'incidence sur l'usure en air.....	110
4.4.	Usure en eau.....	113
4.4.1.	Description qualitative des traces usées.....	113
4.4.2.	Evolution temporelle des caractéristiques dynamiques des impacts au cours des essais d'usure.....	114
4.4.3.	Influence des caractéristiques des impacts sur le volume d'usure macroscopique	119
4.4.4.	Modèle d'usure pour des essais à angle d'incidence constant.....	122
4.4.5.	Modèle d'usure généralisé.....	124
4.4.6.	Relation volume - profondeur.....	127
4.5.	Conclusions.....	129
5.	Du scénario d'endommagement.....	131
5.1.	Introduction.....	132
5.2.	Caractérisations topographiques et matériaux des surfaces usées.....	133
5.2.1.	Dureté et microstructure.....	133
5.2.2.	Analyses chimiques des stries micrométriques.....	134
5.2.3.	Analyse topographique des stries micrométriques.....	136
5.2.4.	Analyse des cuvettes.....	141
5.3.	Modèle d'usure générée par des impacts obliques en eau.....	143
5.3.1.	Scénario d'endommagement.....	143
5.3.2.	Modèle énergétique du volume usé.....	144
5.3.3.	Profondeur usée maximale en fonction du volume d'usure.....	148

5.4. Synthèse des équations : modèle énergétique de la profondeur usée dans le cas d'impacts obliques en eau	152
Conclusion générale.....	153
Annexes.....	155
A. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume usé dans le cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV sans arrondi.....	155
B. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume usé dans le cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV arrondie	157
C. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume usé dans le cas d'une usure répartie sur la largeur totale de la BAV.....	161
Bibliographie.....	165
Liste des figures.....	173
Liste des tableaux.....	179

Nomenclature

b	Demi-largeur de contact
d_n, d_t	Durée d'impact normale, tangentielle
e_n, e_t	Coefficient de restitution normal, tangentiel
\vec{e}_n, \vec{e}_t	Vecteur directeur du déplacement du projectile ; composante normale, tangentielle
e_{strie}	Excentricité d'une strie d'abrasion
\vec{e}_1, \vec{e}_2	Vecteur directeur du déplacement du pot vibrant 1, du pot vibrant 2
f	Nombre d'impacts par seconde
f_g	Facteur de glissement
f_n, f_t	Fréquence de la perturbation principale des efforts normaux mesurés, des efforts tangentiels mesurés
f_0	Fréquence propre de l'ensemble projectile
h	Profondeur
h_0	Profondeur maximale de la trace d'usure
h_{strie}	Profondeur maximale d'une strie d'abrasion
k	Raideur des ressorts de liaison entre pots vibrants et projectile
k_a	Raideur d'une aspérité de contact
$k_{a_{tot}}$	Raideur totale d'écrasement des aspérités
k_{cn}, k_{ct}	Raideur de l'ensemble cible ; raideur normale, raideur tangentielle
k_{eq}	Raideur équivalente de contact
k_h	Raideur de contact Hertzien
l	Largeur de la trace d'usure
l_b	Largeur de la BAV
l_g	Distance glissée
l_{strie}	Largeur d'une strie d'abrasion
\vec{l}_G	Vecteur déplacement du centre de gravité du projectile
\vec{l}_1, \vec{l}_2	Vecteur déplacement de l'excitateur 1, de l'excitateur 2
m_t	Masse du projectile
m_a	Masse vue par une aspérité de contact
m_c	Masse embarquée sur le capteur piézoélectrique
m_t	Masse du projectile

n_a	Nombre d'aspérités en contact
n_{imp}	Nombre d'impacts
r	Rayon de l'arrondi de l'arête de la BAV
t	Temps
t_{in}, t_{it}	Instant de début d'impact normal, d'impact tangentiel
t_{rn}, t_{rt}	Instant de fin d'impact normal, d'impact tangentiel
v_r, v_{rn}, v_{rt}	Vitesse de rebond, composante normale, composante tangentielle
v_i, v_{in}, v_{it}	Vitesse incidente, composante normale, composante tangentielle
w_{eau}	Fraction de la masse du projectile portée par le film d'eau
w_{ind}	Fraction de la perte d'énergie T_L dissipée pendant la phase d'indentation
x_c	Position normale de l'ensemble cible
x_t	Position normale de l'ensemble projectile
A	Aire apparente de la trace d'usure
A_{strie}	Aire apparente d'une strie d'abrasion
D, D_n, D_t	Déplacement du projectile, composante normale, composante tangentielle
E^*	Module de Young réduit
F, F_n, F_t	Effort, composante normale, composante tangentielle
F_{nm}, F_{tm}	Effort maximal à l'impact ; composante normale, composante tangentielle
G	Centre de gravité du projectile
H	Dureté
K_{air}	Coefficient d'usure par impact en air
$K_{T_L}, K_{T_L}^c$	Coefficients d'usure par impact en eau, relatif à la perte d'énergie totale
$K_{T_{Lt}}, K_{T_{Lt}}^c$	Coefficients d'usure par impact en eau, relatif à la perte d'énergie tangentielle
L	Longueur de la trace d'usure
L_c	Longueur du contact
L_{strie}	Longueur d'une strie d'abrasion
P_n, P_t	Impulsion normale, impulsion tangentielle
R	Rayon extérieur du tube GV
R_q	Rugosité quadratique moyenne
R^*	Rayon de contact équivalent
T	Période associée à l'oscillation de la masse du projectile sur la raideur de contact
T_i, T_r	Energie incidente, énergie de rebond
T_{Lind}	Energie dissipée par l'indentation de débris d'usure
T_{Ln}, T_{Lt}, T_L	Perte d'énergie, composante normale, composante tangentielle

$T_{Ln}^*, T_{Lt}^*, T_L^*$	Perte d'énergie adimensionnée, composante normale, composante tangentielle
T_{Lstrie}	Energie dissipée par la rayure de débris usants
V^-, V^+	Volume d'usure négatif, positif
V_{imp}^-	Volume d'usure négatif par impact
V_{strie}	Volume d'une strie d'abrasion
α_c	Viscance de l'ensemble cible
α_{eq}	Viscance équivalente de contact
α_i, α_r	Angle d'incidence, angle de rebond
α_{strie}	Orientation d'une strie d'abrasion par rapport à la direction du mouvement
$\alpha_{//}$	Défaut de parallélisme entre tube GV et BAV
β	Rayon de courbure des aspérités en contact
δ	Rapprochement maximal entre les deux surfaces en contact
φ_1, φ_2	Phases des signaux sinusoïdaux de consigne aux excitateurs
μ	Rapport de percussion
μ_c	Rapport de percussion critique ou limite
μ_f	Rapport de percussion final
μ_k	Coefficient de frottement cinétique
ω	Pulsation des signaux sinusoïdaux de consigne aux excitateurs

Introduction

Dans une centrale électronucléaire de type réacteur à eau pressurisée (REP), la chaleur produite par le cœur du réacteur est transmise via l'eau du circuit primaire à l'eau du circuit secondaire afin de transformer celle-ci en vapeur, qui alimente des turbines pour produire l'électricité (figure 0.1).

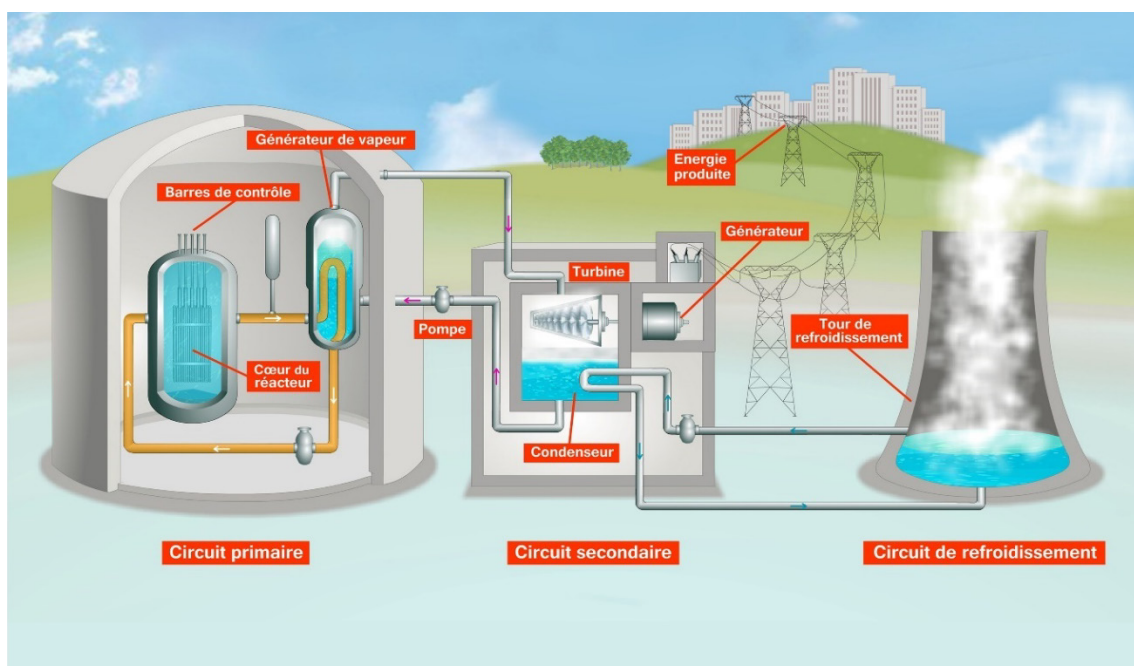


FIGURE 0.1 Schéma du principe de fonctionnement général d'une centrale nucléaire REP (source : CEA)

L'échange thermique entre les deux circuits s'effectue dans un générateur de vapeur (GV), dont on peut voir une vue éclatée figure 0.2. Les générateurs de vapeur 68/19 utilisés dans les réacteurs de 1300 MWe du parc français sont composés de 5342 tubes en Inconel 690, de diamètre extérieur 19,05 mm et d'épaisseur 1,09 mm, représentant une surface d'échange thermique totale de 6935 m² [2]. L'intérieur des tubes est parcouru par l'eau du circuit primaire, tandis que l'eau-vapeur du circuit secondaire s'écoule à l'extérieur. Des plaques entretoises situées à la base du GV maintiennent les tubes en position verticale, et plusieurs jeux de barres antivibratoires (BAV) permettent de séparer chaque plan de tube dans la partie supérieure du générateur de vapeur et d'éviter ainsi le contact direct entre deux tubes (figure 0.3).

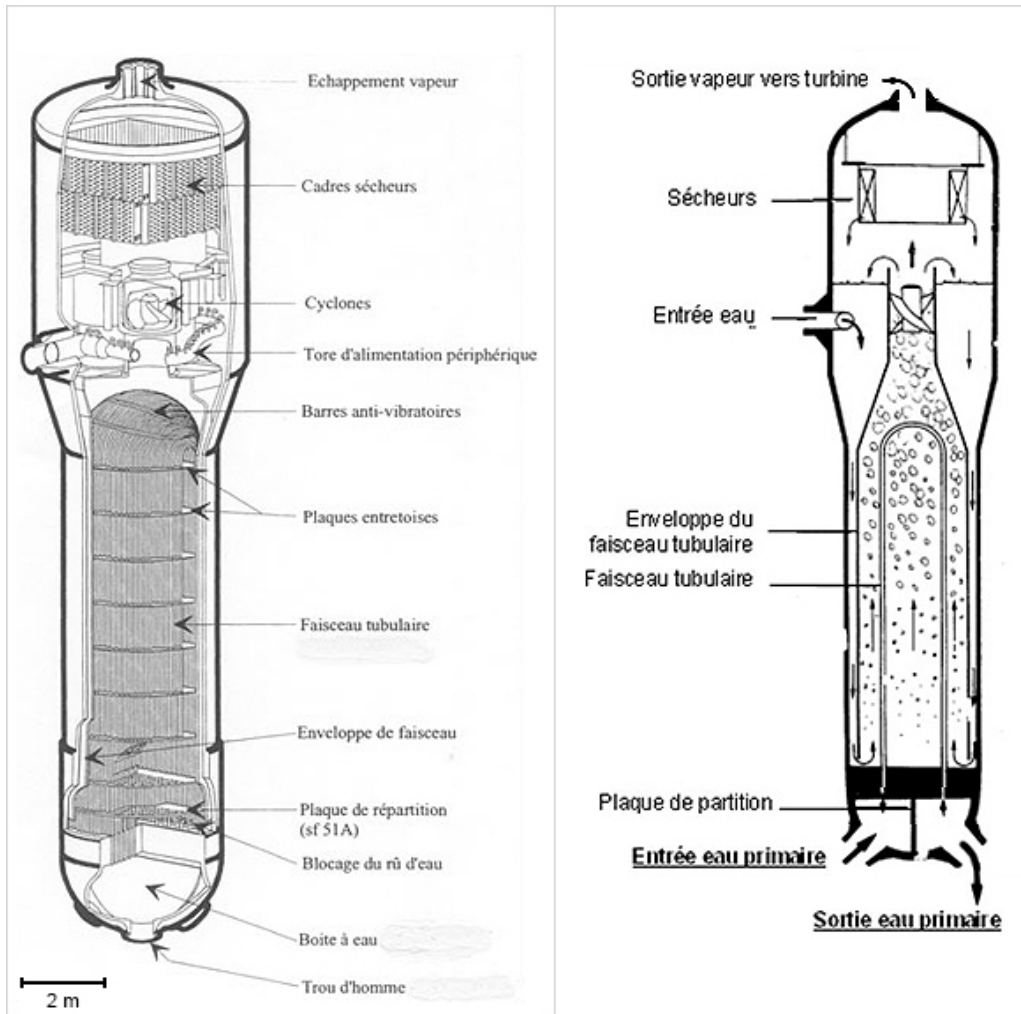


FIGURE 0.2 Vue éclatée d'un GV (source : ASN)

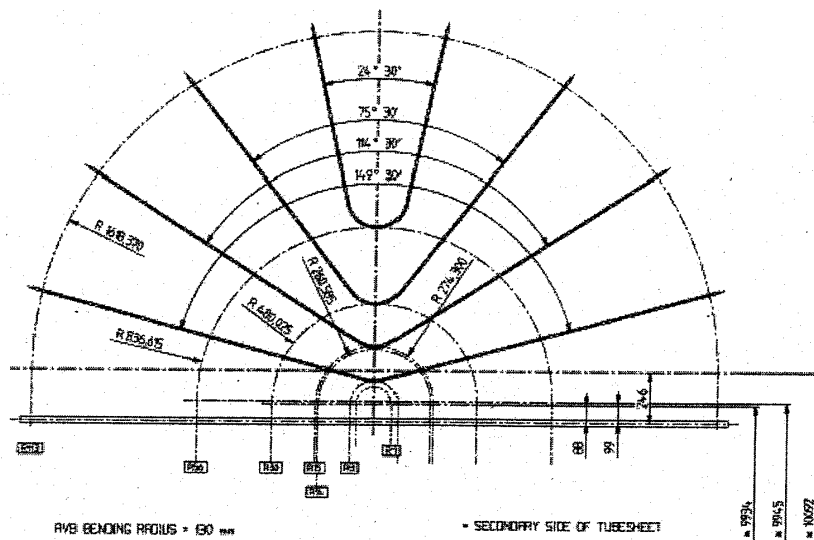


FIGURE 0.3 Répartition des barres antivibratoires entre deux plans de tube d'un générateur de vapeur

Plusieurs modes de dégradation sont observés sur le générateur de vapeur au cours de la vie de la centrale nucléaire (figure 0.4), notamment l'usure des tubes GV soumis à des impacts contre les BAV ; les écoulements instationnaires de fluide autour des tubes GV, et plus particulièrement les écoulements transverses par rapport à l'axe des tubes GV, conduisent à une excitation aléatoire à l'origine de vibrations des tubes GV et de contacts intermittents avec les BAV sous forme de vibro-impacts glissants. La réponse vibratoire d'un assemblage de tubes GV excité par des écoulements a été étudiée en détails par Axisa [3], Rao [4, 5] et Pettigrew [6, 7].

Les vibro-impacts répétés entre tube et BAV peuvent à terme provoquer l'usure du tube. Quand celle-ci devient trop importante, des opérations de maintenance sont réalisées visant à boucher les tubes usés afin d'empêcher la circulation de l'eau du circuit primaire dans les tubes concernés et éviter les fuites éventuelles vers le circuit secondaire.

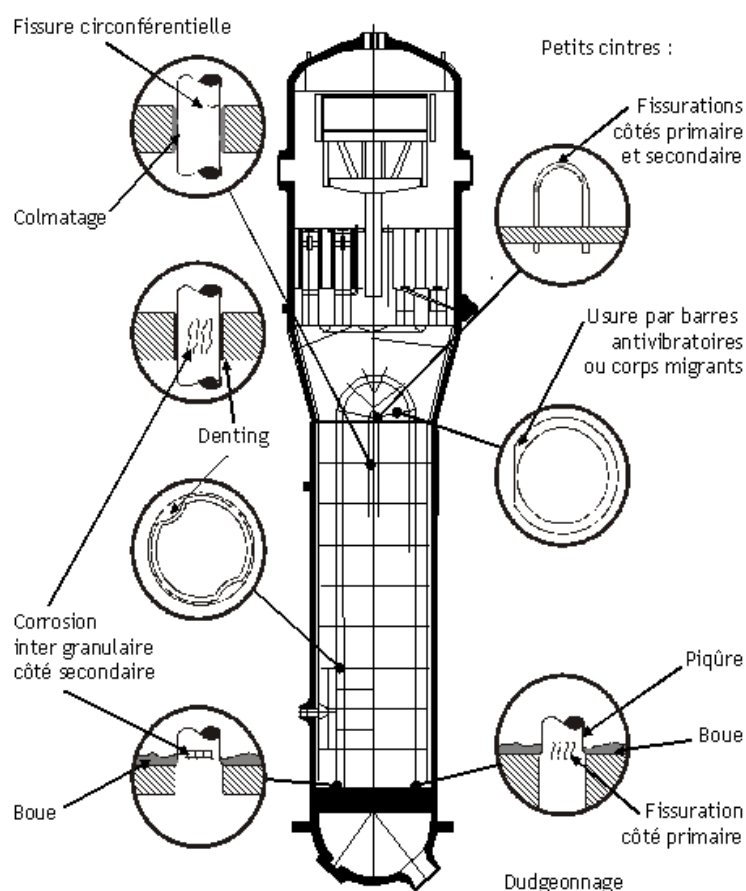


FIGURE 0.4 Différents modes de dégradation observés sur le faisceau tubulaire des générateurs de vapeur (source : IRSN)

Mathon [2] donne quelques chiffres sur l'ampleur des problèmes d'usure rencontrés sur le parc nucléaire français. Ainsi, sur les 80 générateurs de vapeur équipant les réacteurs de 1300 MWe, 5463 tubes ont déjà été bouchés en date de janvier 2011, soit 1,28 % de l'ensemble des tubes en fonctionnement. Les bouchages dont les causes sont liées à l'usure tube-BAV représentent 1176 tubes soit 21,6 % du total des interventions effectuées sur ces 5463 tubes GV, et concernent en grande majorité le réacteur Penly2.

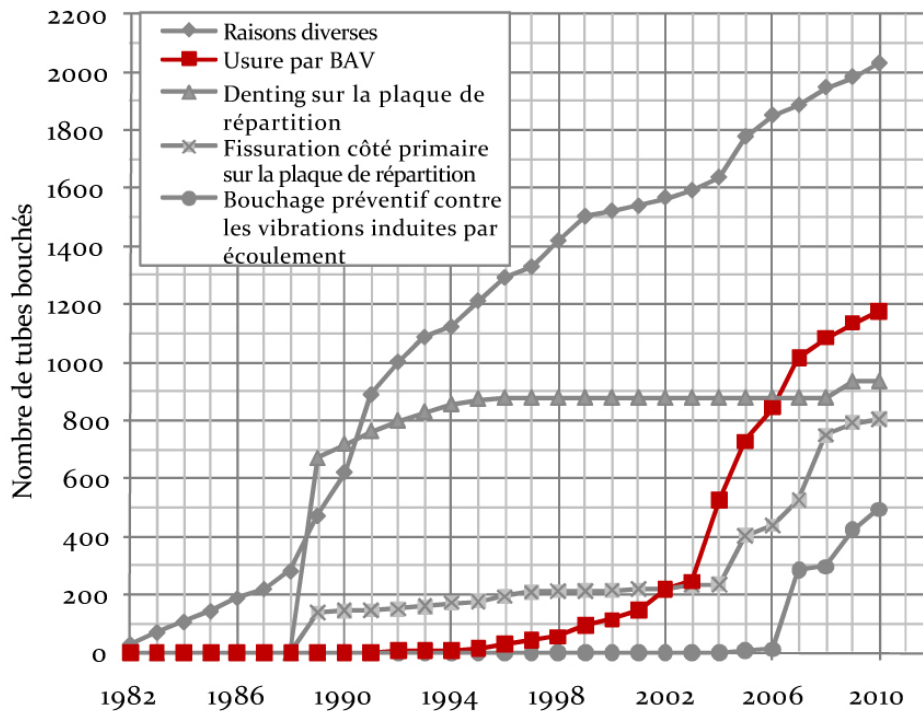


FIGURE 0.5 Evolution des causes de bouchage des tubes GV sur les réacteurs 1300 MWe en France (source : Mathon [2])

Les opérations de maintenance visant à boucher les tubes GV dont l'usure dépasse le seuil autorisé sont coûteuses et compliquées à mettre en œuvre car elles supposent un arrêt de tranche. D'autre part, l'efficacité de l'échange thermique du GV en est réduite. Pour l'exploitant, améliorer les modèles de prédiction de l'usure dans le temps présente un intérêt fort pour optimiser les contrôles lors des arrêts de tranche.

La prédiction de l'usure par impacts entre tube GV et BAV nécessite de s'appuyer sur des campagnes expérimentales ciblées pour analyser les mécanismes d'usure qui interviennent, identifier les caractéristiques des impacts influents, comprendre la relation entre ces caractéristiques et l'usure générée avant de formuler un scénario d'endommagement et un modèle d'enlèvement de matière. Dans cette étude, nous nous proposons d'apporter des éléments de compréhension pour chacun des points susmentionnés à travers cinq chapitres.

Le premier chapitre établit un état des lieux des mécanismes d'usure des métaux et des modèles théoriques d'usure existants, avec un accent particulier donné aux études et modèles développés dans l'industrie nucléaire.

Le deuxième chapitre présente le banc d'essais qui a été conçu et utilisé spécifiquement pour les besoins de cette étude ; les caractéristiques des échantillons utilisés, des cinématiques incidentes réalisées, de la dynamique du banc d'essais, des signaux de mesure et de leur traitement sont présentées et analysées.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude des caractéristiques dynamiques des impacts obliques en air et en eau, et notamment à la relation entre leurs caractéristiques incidentes et celles associées à la dissipation. Les résultats expérimentaux sont systématiquement confrontés

à des modèles analytiques, permettant de prédire le comportement dynamique des impacts en fonction de leurs caractéristiques incidentes.

Le quatrième chapitre s'intéresse à la relation entre les caractéristiques des impacts, notamment celles associées à la dissipation, et l'usure générée, pour des impacts réalisés en eau et en air. L'influence de l'angle d'incidence est particulièrement étudiée, ainsi que l'effet de la distribution des paramètres incidents.

Le cinquième chapitre propose un scénario d'endommagement pour l'usure par impacts obliques en eau, en s'appuyant sur l'analyse mécanique, chimique et topographique des faciès d'usure. Un modèle d'enlèvement de matière associé à l'usure par impacts obliques en eau est proposé, permettant d'exprimer le volume et la profondeur maximale usés en fonction des caractéristiques des corps en contact et les propriétés dynamiques des impacts.

1. De l'état de l'art de l'usure dans l'industrie nucléaire

Sommaire

1.1.	Introduction.....	24
1.2.	Usure par glissement.....	25
1.2.1.	Mécanismes.....	25
1.2.2.	Modèles d'Archard.....	25
1.2.3.	Modèles de fatigue.....	26
1.2.4.	Modèle de délamination.....	26
1.3.	Usure par impact	28
1.3.1.	Modèle d'Engel.....	28
1.3.2.	Modèle de Gessesse-Attia	29
1.3.3.	Modèles d'usure par impacts dérivés d'Archard.....	30
1.4.	Usure érosive	31
1.5.	Etudes de l'usure dans l'industrie nucléaire.....	33
1.5.1.	Synthèse des bancs d'essais existant	33
1.5.2.	Synthèse des paramètres influents sur l'usure.....	33
1.5.3.	Modèles d'usure par impacts appliqués aux tubes GV.....	35

1.1. Introduction

Le terme usure exprime généralement la détérioration des composants due à leur utilisation. Elle est souvent ramenée à la perte de matière qui se produit dans les zones de contact au cours du fonctionnement. Plusieurs types d'usure existent suivant les mécanismes physiques, chimiques ou mécaniques mis en jeu, et leur classification diffère selon les domaines d'études. On peut notamment citer les classifications de Kato [8], Stachowiak [9], Burwell et Strang [10], Barwell [11], Archard et Hirst [12]. Ko [13] tente d'en faire une synthèse en regroupant les différents types d'usure à la fois selon le mouvement relatif des corps en contact, le mode caractéristique d'usure et le mécanisme fondamental d'enlèvement de matière.

Cette diversité des mécanismes gouvernant l'enlèvement de matière et l'apparition de l'usure rend difficile l'établissement d'un modèle d'usure unique et général ; les modèles proposés dans la littérature sont principalement liés à un mécanisme d'usure particulier ou un domaine d'application restreint. Plusieurs auteurs [14–18] ont dressé un état de l'art des modèles d'usure existants, classés selon l'origine de l'usure, le domaine d'application et la nature des modèles : modèles empiriques, modèles fondés sur la mécanique du contact ou modèles fondés sur la rupture des matériaux.

Dans le cadre particulier de cette étude sur le contact entre les tubes GV et les BAV, l'usure constatée est générée par des vibro-impacts glissants. Cette cinématique particulière est étudiée en s'intéressant dans une première partie aux mécanismes et modèles d'usure par glissement, puis dans une seconde partie aux mécanismes et modèles d'usure par impacts. Le cas particulier de l'usure érosive est étudié dans une troisième partie. Enfin, la dernière partie s'intéresse plus précisément aux études menées jusqu'à maintenant sur l'usure dans l'industrie nucléaire.

1.2. Usure par glissement

1.2.1. Mécanismes

Plusieurs mécanismes d'usure peuvent intervenir quand deux corps glissent l'un par rapport à l'autre, notamment de l'adhésion, de l'abrasion, de la fatigue ou du fretting.

L'usure adhésive se caractérise par l'apparition de jonctions entre les aspérités des surfaces en contact. Lorsque deux corps sont en mouvement relatif, l'énergie thermique dégagée par le frottement et les déformations plastiques peuvent conduire à la soudure du sommet des aspérités et créer une liaison adhésive. Si les deux corps sont toujours en mouvement, cette liaison est cisailée, menant à des dégradations de la surface. Plusieurs paramètres influencent l'adhésion, comme l'environnement, la charge, la vitesse de glissement, la température ou la nature des matériaux. Les faciès d'usure adhésive typiques présentent des films de transfert formés sur les surfaces frottantes.

L'usure abrasive est obtenue lorsqu'un corps dur (particules ou protubérances de la surface d'un solide) déforme plastiquement un corps plus tendre. Cette usure est dite à deux corps lorsque l'abrasif appartient à la surface d'un des solides en contact, et à trois corps lorsque les particules abrasives sont libres de glisser ou de rouler entre les deux surfaces. L'usure abrasive se manifeste par des sillons, des rayures ou des stries sur la surface, liés à la pénétration des particules abrasives dans le corps mou. Elle dépend de nombreux paramètres comme les dimensions, la forme et la quantité d'abrasif mis en jeu dans le contact, les caractéristiques des matériaux en présence et la géométrie du contact.

Les sollicitations telles que les efforts appliqués et le glissement entre les surfaces en contact ont pour effet de déformer les aspérités et les couches de surface, et sont à l'origine de la fatigue de surface. Ce type d'endommagement apparaît habituellement après un nombre important de cycles de sollicitation et se manifeste par l'apparition de fissures en sous-couche, se propageant jusqu'à aboutir parfois à des écaillages. Suivant l'intensité des contraintes mises en jeu dans le contact, les matériaux peuvent se déformer plastiquement après seulement quelques cycles de sollicitation.

L'usure par fretting apparaît suite à une sollicitation cyclique en déplacement tangentiel de faible amplitude. Une phase initiale d'accommodation des surfaces en contact est observée, et caractérisée par un écrouissage superficiel important. Des débris d'usure sont ensuite générés, formant un troisième corps à l'intérieur du contact. L'usure est alors gouvernée par la facilité d'éjection de ces débris en dehors du contact [19, 20].

1.2.2. Modèles d'Archard

A partir d'expériences tribologiques réalisées avec un frotteur cylindrique en contact permanent sur un disque, Archard mesure l'usure obtenue sur les deux corps et établit une loi d'usure [21]. Il suppose que les deux surfaces en contact sont rugueuses, et que l'aire réelle de contact A_r et la rugosité ne varient pas pendant le processus. L'usure est obtenue lors des contacts entre aspérités, et le volume usé V est ainsi proportionnel à l'aire réelle de contact et la distance glissée x . Le coefficient de proportionnalité K , appelé coefficient d'usure, décrit la proportion des contacts entre aspérités qui contribuent effectivement à l'usure, dès lors que les

aspérités en contact doivent frotter plusieurs fois avant d'émettre une particule d'usure. La première loi d'Archard s'écrit alors :

$$V = KA_r x \quad (1.1)$$

La seconde loi d'Archard est obtenue en considérant que l'aire réelle du contact est proportionnelle à la force normale F_n (valable si le nombre de spots en contact est grand), avec pour coefficient de proportionnalité la dureté du corps le plus tendre H :

$$\frac{V}{x} = K \frac{F_n}{H} \quad (1.2)$$

Le coefficient d'usure K dépend des conditions expérimentales (vitesse de glissement entre les surfaces, température, environnement, géométrie du contact, effort appliqué), ce qui réduit le caractère prédictif de cette loi. Par ailleurs, le processus physique d'usure sous-jacent à cette loi est très particulier et le modèle d'Archard n'est pas directement généralisable à d'autres processus d'usure.

1.2.3. Modèles de fatigue

Les expériences menées par Bayer et al. [22–24] ont montré une forte dépendance de l'usure à la contrainte maximale de cisaillement dans le cas de glissement entre deux corps soumis à un effort normal relativement faible. Bayer et al. soutiennent que l'usure par fatigue est le mécanisme prédominant dans ce cas de glissement faiblement chargé, et propose un modèle d'usure par fatigue fondé sur la formulation de Palmgren [25], dans lequel le volume d'usure w dépend d'un coefficient K , du nombre de cycles de glissement N , et du produit à la puissance 9/2 entre la distance glissée L_p et la contrainte maximale de cisaillement au contact τ_{max} :

$$w = KN(\tau_{max}L_p)^{9/2} \quad (1.3)$$

La puissance 9/2 est obtenue de manière empirique par Palmgren [26].

1.2.4. Modèle de délamination

La théorie de délamination a été initialement développée par Suh [27, 28]. Le mécanisme prépondérant de l'usure est supposé être de la fatigue en sous-couche, caractérisée par la propagation de fissures générant un enlèvement de matière couche par couche. L'épaisseur de la couche enlevée est supposée être proportionnelle au nombre d'aspérités en contact entre les deux corps. La distance de glissement critique S_0 est introduite, correspondant à la distance requise pour qu'une couche complète soit complètement enlevée. Sur la base du modèle d'Archard et de raisonnements empruntés aux théories de la dislocation des matériaux, le modèle proposé par Suh exprime le volume d'usure w généré dans le cas de glissement pur en fonction de la distance glissée totale S , l'effort de contact maximal P_{max} , le vecteur de Burgers b , et de propriétés du matériau i : module de cisaillement G_i , coefficient de poisson ν_i , distance glissée critique S_{0i} , contrainte de cisaillement σ_{fi} , constante expérimentale K_i :

$$w = \frac{bP_{max}S}{4\pi} \left(\frac{K_1G_1}{\sigma_{f1} S_{01}(1 - \nu_1)} + \frac{K_2G_2}{\sigma_{f2} S_{02}(1 - \nu_2)} \right) \quad (1.4)$$

1.3. Usure par impact

Engel [29] définit l'usure par impact comme un endommagement mécanique de la surface résultant d'une répétition de contacts entre solides massifs, qu'il distingue de l'érosion définie comme le fruit de l'action d'un jet de particules. Le processus de fatigue dû à la répétition des impacts est décrit par Engel en deux étapes : une première phase d'incubation durant laquelle il n'y a pas de perte de matière mais des transformations mécaniques en surface, et une seconde phase pendant laquelle l'usure est mesurable. Le mécanisme principal de l'usure par impact est la fatigue, avec formation et propagation de fissures dans la surface proche des contacts.

1.3.1. Modèle d'Engel

Engel [29] distingue très clairement dans son modèle d'usure deux concepts. D'une part, la *formation de l'usure* correspond au changement des paramètres géométriques du cratère au cours du processus d'usure dû à la conformation progressive des deux surfaces en contact. D'autre part, *l'histoire de l'usure* correspond à l'évolution d'un paramètre représentatif du cratère en fonction du nombre de chargements appliqués, dont la prédiction mathématique est donnée par une loi d'usure. L'originalité d'Engel est de considérer que cette loi d'usure ne dépend pas seulement du mécanisme d'usure, mais aussi de l'évolution des paramètres géométriques du contact.

Concernant *la formation de l'usure*, Engel [30] décrit les différentes étapes de dégradation de la surface suite à l'apparition d'usure, à savoir en premier lieu la perturbation superficielle de la surface, suivie d'une modification locale puis globale de la rugosité, pour terminer par la conformation globale des surfaces en contact. Pendant ce processus, la rugosité des surfaces en contact diminue progressivement.

Concernant *l'histoire de l'usure*, Engel [29] transpose le modèle de fatigue de Bayer [31] portant sur l'usure en glissement pur, et décrit son évolution en deux périodes : une première période d'incubation correspondant à une usure nulle ou négligeable (pendant laquelle des fissures en sous-couche se propagent), suivie d'une période correspondant à une usure mesurable. Il propose ainsi un modèle pour prédire le nombre de cycles N_0 à partir duquel l'usure générée par des impacts normaux est décelable. Le modèle développé est totalement prédictif et permet d'estimer la durée de vie sans usure d'un système soumis à des impacts normaux. Il fait intervenir plusieurs facteurs d'usure dépendant des matériaux utilisés (D_1 , D_2 , γ , N_c) ainsi que la pression de contact maximum σ_0 et la limite d'élasticité du matériau σ_y :

$$N_0 = \frac{N_c}{\left(1 + \frac{D_2}{D_1}\right) \left(\frac{\sigma_0}{\gamma \sigma_y}\right)^9} \quad (1.5)$$

Engel [29] étend ce modèle pour l'appliquer à l'usure décelable pour des impacts normaux, en gardant une évolution du volume d'usure W proportionnelle à $N\sigma^9$, où N est le nombre de cycles et σ la pression maximale de contact. La formulation d'Engel est en tout point similaire à celle de Bayer et Ku présentée équation (1.3) et appliquée aux impacts normaux.

1.3.2. Modèle de Gessesse-Attia

Gessesse [32, 33] et Attia [34, 35] proposent un modèle d'usure fondé sur un principe similaire à la théorie de délamination de Suh [27], appliqué aux impacts d'un cylindre dans un autre cylindre. Ce modèle suppose que, lors d'un choc, les efforts sont transmis par un nombre constant d'aspérités en contact, sous lesquelles des zones de nucléation de fissures apparaissent. Ces fissures se propagent sous la surface au fur et à mesure des chocs, créant à terme un débris d'usure de rayon égal à celui de l'aspérité de contact sollicitée.

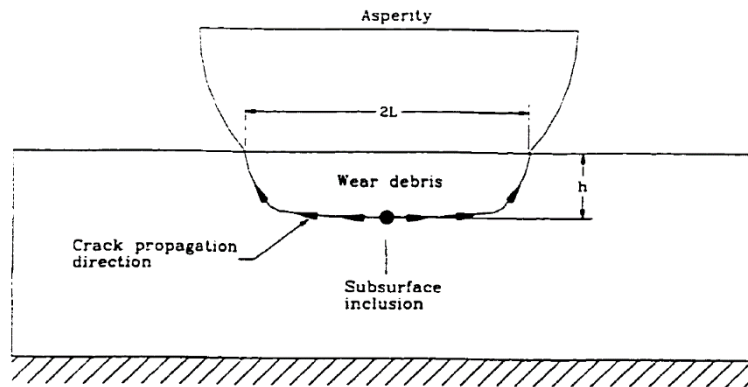


FIGURE 1.1 Formation d'un débris d'usure suite à un choc [32]

La somme de ces usures unitaires permet d'exprimer l'usure totale en fonction :

- de certaines propriétés des chocs : \bar{P}_0 l'effort normal maximal à l'impact, a_{wt} la longueur totale de contact, a la demi-largeur du contact de Hertz, R le rayon équivalent de contact, n le nombre d'impacts, v la vitesse incidente, θ l'angle d'incidence, \bar{m}_c la masse incidente, a_{asp} le rayon d'une aspérité en contact, h la profondeur d'initiation des fissures, $N_{tc(m)}$ le nombre de chargements nécessaires à la propagation complète de la fissure (obtenu numériquement) ;
- de certaines caractéristiques des matériaux en contact : $|p_{0asp}|_p$ la pression maximale à la limite de la plasticité d'une aspérité et E^* le module d'élasticité réduit.

$$w = \frac{3h}{2|p_{0asp}|_p} \bar{P}_0 \sqrt{\frac{6\bar{P}_0}{a_{wt}\pi|p_{0asp}|_p a_{asp}^2} \left(\frac{\bar{P}_0 R}{\pi E^* a_{wt}}\right)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{n}{N_{tc(m)}} \right] \left(1 + \frac{v \cos \theta \sqrt{\pi^2 \bar{m}_c \ln\left(\frac{8a^3 E^*}{R \bar{P}_0}\right) / 2a E^*}}{\sqrt{4\pi a a_{wt} |p_{0asp}|_p a_{asp}^2 / 3\bar{P}_0}} \right) \quad (1.6)$$

1.3.3. Modèles d'usure par impacts dérivés d'Archard

Levy [36] propose un modèle de type Archard pour évaluer le volume d'usure V généré par des impacts obliques :

$$V = KNI_w \quad (1.7)$$

$$I_w = \int F_N \cdot dx = \frac{1}{2}mv^2 \cdot f(\alpha, \mu, e, k_N, k_T) \quad (1.8)$$

Ce modèle fait intervenir un coefficient d'usure K , le nombre d'impacts N et un paramètre I_w incluant une dépendance à la force normale F_N et la distance glissée au cours de l'impact dx . Ce dernier paramètre est développé afin de révéler les paramètres mécaniques influant l'usure comme l'angle d'incidence α , le coefficient de frottement μ , le coefficient de restitution e , l'énergie cinétique incidente ($1/2 mv^2$) et les raideurs de contact normale (k_N) et tangentielle (k_T).

Lewis [37] reprend le modèle d'Engel [29] et l'étend aux impacts obliques. Le volume d'usure W est défini comme la somme d'un terme de glissement issu du modèle d'Archard [21] (exprimé en fonction de la longueur glissée x , l'effort normal moyen \bar{P} et la dureté du corps le plus tendre H) et d'un terme emprunté au modèle d'Engel lié à l'usure induite par des impacts (avec e l'énergie d'impact incidente et N le nombre d'impacts total). La relation d'usure est complétée par 4 variables d'ajustement K, k, n, j et une dépendance aux aires de contact initiale A_i et finale A :

$$W = \left(\frac{k\bar{P}Nx}{H} + KN e^n \right) \left(\frac{A_i}{A} \right)^j \quad (1.9)$$

Akhondizadeh [38] propose un modèle d'usure fondé sur la simulation numérique de l'impact d'une bille sur un plan pour calculer à chaque instant un volume d'usure instantané au cours de l'impact w_* . Ce volume d'usure est exprimé en se fondant sur la formulation de Goryacheva [39], en fonction de la pression de contact P , la vitesse de glissement relative v_c , de la vitesse de glissement relative v_c , d'un coefficient d'usure K_w et deux paramètres α et β dépendant des matériaux et des mécanismes d'usure en jeu :

$$\frac{dw_*}{dt} = K_w P^\alpha v_c^\beta \quad (1.10)$$

I.4. Usure érosive

L'érosion est due à l'action de particules solides entraînées par un fluide qui viennent heurter une surface solide. Les paramètres d'influence de ce mode d'usure sont la taille, le nombre, la forme, la vitesse, l'angle d'impact des particules ainsi que les caractéristiques intrinsèques des matériaux (ductilité, limite élastique, dureté).

La littérature est très fournie sur l'usure abrasive et érosive. Plusieurs auteurs sont à l'origine d'états de l'art très complets sur les différents modèles existants, notamment Stachowiak [9], Kato [40], Kleis [41] ou Ellermaa [42]. Nous détaillons ici quelques modèles spécifiques à l'usure érosive, pertinents vis à vis de notre étude.

Finnie [43] développe un modèle d'usure érosive en suggérant que le mécanisme principal d'enlèvement de matière lors de l'érosion est un processus mécanique de découpe de la surface. A partir des équations de mouvement d'une particule rigide impactant une surface cible en acier, il trouve que les variables importantes pour le processus d'usure sont la masse et la vitesse des particules érosives, de même que leur forme, leur dureté et leur résistance mécanique, la limite élastique du matériau cible, et l'angle d'incidence des particules. Le modèle prédictif indique qu'aucune érosion n'apparaît à incidence normale, ce qui est contraire à ses propres observations. Des facteurs empiriques sont proposés pour corriger et améliorer ce modèle prédictif.

Bitter [44] émet l'hypothèse selon laquelle un mécanisme supplémentaire intervient pendant l'érosion, qu'il définit comme un mécanisme d'usure par déformation. L'érosion est alors la somme de l'usure obtenue par découpe selon le modèle de Finnie, et du terme d'usure par déformation, qui prédit l'existence d'une usure à incidence normale. L'usure par déformation apparaît lorsque la surface cible est déformée de manière répétée par les particules impactantes, ce qui conduit à l'écrouissage de la surface. Les couches de surfaces deviennent alors fragiles et lorsque la limite élastique du matériau est dépassée, elles sont détruites et des fragments sont enlevés. Bitter prédit ainsi un maximum d'usure érosive pour un angle d'incidence compris entre 10° et 30° par rapport à l'horizontale selon les conditions de l'essai.

Neilson et Gilchrist [45] simplifient les modèles de Bitter et soulignent de nouveau l'importance de l'usure par déformation.

Tilly [46] décrit le processus d'érosion en deux étapes. La première étape consiste en l'usure par découpe telle que décrite par Finnie. La seconde étape apparaît lorsque les particules érosives, fragmentées au moment de l'impact, sont projetées radialement et provoquent de l'usure supplémentaire. Tilly trouve que cette érosion supplémentaire est maximale à incidence normale.

Brach [1] et Sundararajan [47] proposent un modèle d'usure combinant l'effet du coefficient de frottement μ , le coefficient de restitution e et l'angle d'incidence des impacts α . Ce modèle introduit une énergie de cisaillement normalisée T_L^* , supposée correspondre à l'énergie adimensionnée transférée à la cible durant un impact. Le modèle de Brach sera développé et étudié plus en détails dans la partie 3.

Beckmann et Gotzmann [48, 49] développent un modèle d'usure analytique fondé sur une proportionnalité entre le volume usé par abrasion et le travail des forces de cisaillement proche de la surface. Kleis, Kulu [41] et Ellermaa [42] décrivent le modèle de Peter [50], fondé en grande partie sur le modèle de Beckmann et Gotzmann.

1.5. Etudes de l'usure dans l'industrie nucléaire

1.5.1. Synthèse des bancs d'essais existant

Les études expérimentales sur l'impact-glisement, et plus particulièrement dans le domaine nucléaire, peuvent se classer en deux groupes selon qu'elles utilisent des équipements industriels ou analytiques. Dans le premier cas, les bancs d'essais sont conçus de manière à reproduire l'environnement réel en eau pressurisée du contact, conférant une bonne représentativité des essais pour des environnements donnés, mais souvent aux dépens d'un contrôle précis des paramètres de l'excitation et de la qualité des mesures effectuées. Guinot [51] réalise une bonne revue des bancs d'essais existant pour le domaine nucléaire.

Dans le second cas, les bancs d'essais sont plus simples et privilégient la qualité du contrôle et de la mesure aux dépens de la représentativité de l'environnement. Ces bancs d'essais sont conçus dans le but de mieux comprendre les phénomènes étudiés. Dans ce cas, la transposition des résultats obtenus au cas réel doit alors être argumentée. Zaghdoudi [52] dresse une liste des bancs d'essais analytiques existant. Wellinger et Breckel [53] ont mis au point une machine de chute permettant de faire des impacts normaux à haute énergie impactante, et une machine rotative permettant de faire des impacts à 45° et 90° et à grande vitesse incidente. Les travaux de Sorokin et Polyanskaya [54] portent sur les chocs normaux, mais leur machine rotative ne permet pas un contrôle précis de la cinématique des chocs. Engel [55] réalise des essais d'impact-glisement grâce à un dispositif constitué d'un projectile guidé impactant une cible rotative animée d'une vitesse de rotation choisie. Les paramètres des essais sont choisis de sorte de rester dans le domaine élastique des matériaux au sens de Hertz. Rice [56] utilise une machine d'impact-glisement similaire avec mesure des efforts normaux à l'impact. Pick [57] réalise des essais d'impact pur et de glissement pur avec une attention particulière apportée au contrôle de la dynamique des chocs.

Zaghdoudi [52] développe une machine d'impact composé de deux pots vibrants, l'un vertical excitant un projectile, l'autre horizontal excitant une cible. L'effort normal à l'impact est mesuré grâce à une cellule de charge fixée étonnamment sur le projectile, c'est-à-dire sur la partie mobile. Deux capteurs de déplacement permettent de suivre la cinématique du projectile et de la cible au cours d'un essai. L'ensemble est très guidé, et si quelques essais à incidence variée ont été réalisés, aucune étude systématique n'a été envisagée.

1.5.2. Synthèse des paramètres influents sur l'usure

Ko [13] classe les paramètres influençant l'usure en quatre grandes familles, selon que ce soient des variables opérationnelles (conditions de chargement et cinématique des corps en contact), des variables géométriques (aire, jeu, forme, taille et état de surface), des variables concernant les matériaux ou des variables d'environnement (propriétés du milieu et température). Guinot [51] reprend les mêmes paramètres dans des catégories légèrement différentes, en regroupant notamment tous les paramètres concernant le contact. Nous choisissons ci-après une classification hybride de ces deux approches, par souci de cohérence avec les différents paramètres étudiés expérimentalement par la suite.

1.5.2.1. Corps en contact

Cette catégorie regroupe les paramètres décrivant les corps en contact. Ces paramètres sont d'une part les propriétés des matériaux (dureté, module élastique, limite élastique, cristallographie, et nature des couches superficielles). Ce sont d'autre part des paramètres géométriques (forme, taille et état de surface).

La compatibilité du couple de matériaux utilisée a une influence très importante sur l'usure générée, et est étudiée largement dans la littérature pour des couples précis. Watson [58] a notamment étudié des couples de matériaux utilisés couramment dans le domaine nucléaire, tels que des aciers inoxydables et des alliages de nickel. De manière générale, on observe que l'usure augmente lorsque la dureté et la limite élastique diminuent. Le rôle de la microstructure et de la nature des couches superficielles est étudiée de manière plus approfondie par Rice [59].

Ko [60, 61] observe que le taux d'usure diminue lorsque l'aire apparente de contact augmente, pour des impacts réalisés en eau à 265° C. Peterson [62] suppose qu'une aire plus grande implique une pression de contact plus faible donc une épaisseur d'eau entre les surfaces impactantes plus importante et une température au contact plus faible, ayant pour effet une diminution du taux d'usure. Shafia et Eyre [63] étudient l'effet de la topographie de surface sur l'usure des aciers.

1.5.2.2. Dynamique incidente

Cette catégorie regroupe les paramètres décrivant le mouvement des corps en contact, tels que le type de mouvement, le jeu initial entre les deux corps, le nombre de cycles, la fréquence d'impact, les vitesses normales et tangentielles incidentes, la masse incidente, l'énergie incidente et l'angle d'incidence.

De manière générale, la plupart des observations et modèles de la littérature font état d'une augmentation de l'usure avec le nombre de cycles, la fréquence d'impact, les vitesses et les énergies incidentes. Les paramètres étudiés et l'importance qui leur est accordée diffèrent suivant les auteurs. De manière plus spécifique, Blevins [64] et Ko [61] observent que le taux d'usure augmente avec le jeu entre les deux corps en mouvement. L'augmentation du jeu est supposée induire une augmentation des efforts à l'impact et un changement de la cinématique des corps, conduisant à un taux d'usure plus grand.

1.5.2.3. Paramètres de contact

Les paramètres de contact regroupent les pressions ou les efforts normaux et tangentiels au cours du contact, le ou les coefficients de frottement suivant la définition utilisée, la distance glissée, la durée d'impact, la vitesse de glissement relative, l'aire de contact ou l'augmentation de température au cours de l'impact. Beaucoup d'auteurs dans la littérature soulignent l'influence prépondérante du glissement pour expliquer l'usure, et plus particulièrement des contraintes de cisaillement pendant le contact [29, 36, 65-67].

1.5.2.4. Environnement

La température est une variable d'environnement jouant sur les propriétés mécaniques des matériaux, sur la cinétique chimique ainsi que sur les propriétés tribologiques du contact.

Une hausse de la température correspond souvent à une diminution du taux d'usure [68]. Cependant, Ko [61] observe que l'usure des tubes GV augmente avec la température sur la plage 20-265 °C. Blevins [69] explique le cas de diminution de la cinétique d'usure en fonction de la température en supposant qu'à basse température les débris sont évacués alors qu'à moyenne et haute température, les débris sont amalgamés par soudage, formant ainsi un film protecteur en surface.

Le milieu a une influence sur l'usure à plusieurs niveaux [51]. Il a tout d'abord un effet sur la dynamique des impacts : par rapport à des essais en air et pour une même excitation, on observe une diminution de la fréquence et des efforts d'impact, et une augmentation de la durée d'impact et de la distance glissée pour des essais en eau. Le milieu a également un effet à travers son pouvoir chimique et son influence sur la corrosion et l'oxydation. L'apparition d'une couche d'oxyde a un effet favorable d'une part, en évitant le contact direct entre les deux métaux en présence, et un effet défavorable d'autre part, si la destruction par des impacts répétés de cette couche génère des débris sévérant potentiellement l'usure par abrasion. Le milieu peut enfin avoir un effet lubrifiant ou permettre l'évacuation des débris de la zone de contact, actions potentiellement favorables contre l'usure.

1.5.3. Modèles d'usure par impacts appliqués aux tubes GV

Gessesse [32] a réalisé un très bon état de l'art des modèles existant décrivant l'usure des tubes GV. Le modèle d'usure par impacts de Blevins [64] est notamment détaillé, liant l'usure à la contrainte maximale de cisaillement au cours d'un impact. Ce modèle suppose un contact ponctuel entre tube et support, et décrit l'enlèvement de matière en se fondant sur la théorie de la délamination. Connors [70] propose quant à lui un modèle sans période d'incubation, avec un volume d'usure proportionnel à l'effort dynamique normal de contact entre tube GV et BAV. Frick [71] introduit la puissance moyenne d'usure W_R (*work rate*) définie comme le travail moyen par unité de temps des forces dynamiques de contact qui s'appliquent au cours d'une fenêtre temporelle longue devant la durée d'un impact ; ce travail d'usure prend donc en compte à la fois les périodes de contact et les périodes sans contact. D'une manière similaire au raisonnement d'Archard, le volume d'usure w généré au bout d'une durée t est supposé varier linéairement avec ce travail d'usure $W_R t$, via un coefficient d'usure K déterminé empiriquement :

$$w = K W_R t \quad (1.11)$$

Fisher [72] observe que l'usure par impacts entre tube GV et BAV atteint rapidement un régime permanent indépendant du temps. Il introduit un taux d'usure w_r correspondant à l'usure générée par unité de temps, et observe que le travail d'usure W_R constitue un paramètre fiable de normalisation du taux d'usure :

$$\frac{W_r}{W_R} = K \quad (1.12)$$

Hofmann [73] propose un modèle d'usure par impacts et souligne l'effet du glissement au cours de l'impact qui augmente l'usure, et du durcissement des surfaces à l'impact qui la ralentit. Selon les valeurs d'efforts et de vitesses d'impact en jeu, l'un ou l'autre effet est prépondérant ce qui conduit à un volume d'usure différent. Ce raisonnement amène Hofmann à catégoriser les impacts selon un tableau de 5 classes par 5 classes en fonction des niveaux d'efforts et de déplacements en jeu, et à proposer pour chaque classe des coefficients d'usure différents. L'usure totale est obtenue en sommant les usures calculées pour chacune des classes, pondérées en fonction du nombre d'impacts à l'intérieur de ces classes.

2. Du dispositif expérimental

Sommaire

2.1.	Introduction.....	38
2.2.	Système tribologique.....	39
2.2.1.	Principe général.....	39
2.2.2.	Echantillons utilisés.....	41
2.2.3.	Environnement.....	43
2.3.	Chaîne d'excitation.....	44
2.4.	Chaîne de mesure.....	46
2.4.1.	Déplacements du projectile.....	46
2.4.2.	Efforts de contact.....	49
2.5.	Modèle mécanique du dispositif expérimental.....	54
2.5.1.	Description générale.....	54
2.5.2.	Paramètres du modèle liés à l'ensemble projectile : mt, k, keq, \alphaeq	55
2.5.3.	Paramètres du modèle liés à l'ensemble cible : $mc, kc, \alpha c$	59
2.5.4.	Analyse.....	61
2.6.	Traitement des données.....	64
2.6.1.	Enregistrement des données.....	64
2.6.2.	Données extraites des signaux de mesure bruts.....	64
2.6.3.	Nouvelle estimation de la vitesse de rebond tangentielle.....	70
2.7.	Cinématiques incidentes réalisées au cours des campagnes d'essais.....	72
2.7.1.	Distribution unimodale en angle et en énergie.....	72
2.7.2.	Distribution bimodale en angle, unimodale en énergie.....	73
2.7.3.	Rampes en angle à énergie constante, ou en énergie à angle constant.....	74
2.8.	Conclusions.....	75

2.1. Introduction

A partir de la synthèse précédente, on observe d'une part que plusieurs études évoquent l'importance de la dynamique des impacts sur l'usure générée sans pour autant l'approfondir, et que, d'autre part, aucun banc d'essais analytique ne permet de maîtriser finement la cinématique et l'angle d'incidence des impacts sur une large gamme de fonctionnement. Pour comprendre la relation entre l'usure des tubes GV et les caractéristiques des impacts, on cherche à concevoir un banc d'essais qui permette de contrôler finement leur dynamique en termes de fréquence, d'énergie et angle d'incidence, et de décrire précisément la durée des impacts ainsi que l'évolution instantanée des efforts et la distance glissée au cours des impacts. Il s'agit d'un banc analytique ne permettant pas de reproduire l'environnement proche du milieu REP en température et en eau pressurisée du contact. Néanmoins, la possibilité de réaliser des essais en eau à l'ambiante est conservée. Plus précisément, le cahier des charges du banc d'essais est le suivant :

- Le banc d'essais doit être équipé d'un système d'excitation permettant de réaliser des impacts dans un plan et d'obtenir un contrôle de la fréquence, de l'angle et de l'énergie incidente de l'impact. Afin d'étudier l'impact et non le martelage, la liaison entre la source d'excitation et le projectile doit être très souple devant les raideurs de l'échantillon et du contact, afin de pouvoir considérer le projectile en vol libre juste avant et juste après l'impact. De manière évidente, les porte-échantillons doivent permettre le bridage d'échantillons d'une part de tube GV, et d'autre part de barre antivibratoire. Un réservoir doit être intégré afin de pouvoir réaliser des essais en eau.
- Le banc d'essais doit être instrumenté en déplacements pour obtenir des informations sur l'angle et l'énergie incidente des impacts, ainsi que sur l'angle de rebond et l'énergie après impact. La gamme des capteurs doit permettre la mesure des déplacements de l'ordre de quelques millimètres avec une résolution inférieure au micromètre.
- Le banc d'essais doit être instrumenté pour observer correctement l'évolution temporelle des efforts dynamiques normaux et tangentiels au cours de l'impact, dans une gamme d'efforts allant jusqu'à 200 N.
- Compte-tenu de la durée des impacts (typiquement autour de 0,5 ms), les fréquences propres de l'ensemble cible doivent donc être supérieures à 2 kHz. Ceci implique d'apporter un soin particulier au choix du capteur piézoélectrique et du bâti, à la conception des pièces de contraintes et du porte-échantillon cible, ainsi qu'aux liaisons entre ces différentes pièces. D'autre part, la fréquence d'échantillonnage doit être supérieure à 30 kHz pour obtenir une résolution temporelle suffisante.

Le chapitre suivant décrit dans une première partie le système tribologique que constitue le banc d'essais d'impact développé pour cette étude. Les deux parties suivantes présentent les chaînes d'excitation et de mesure, à travers notamment l'analyse des signaux de déplacements et d'efforts mesurés au cours des impacts. Un modèle mécanique du dispositif expérimental est proposé, dont les paramètres sont analysés et identifiés. Le traitement effectué sur les signaux de mesure bruts pour extraire les caractéristiques des impacts est ensuite décrit. Enfin, les différentes cinématiques incidentes réalisées au cours de cette étude sont détaillées.

2.2. Système tribologique

2.2.1. Principe général

Le banc d'essais d'impact développé dans le cadre de cette étude est constitué d'un système d'excitation, un ensemble projectile et un ensemble cible. Un schéma de principe du dispositif expérimental est présenté figure 2.1, ainsi qu'une photographie figure 2.2. Plusieurs itérations successives ont été nécessaires dans la conception du banc d'essais afin de parvenir à des caractéristiques fonctionnelles et dynamiques satisfaisantes.

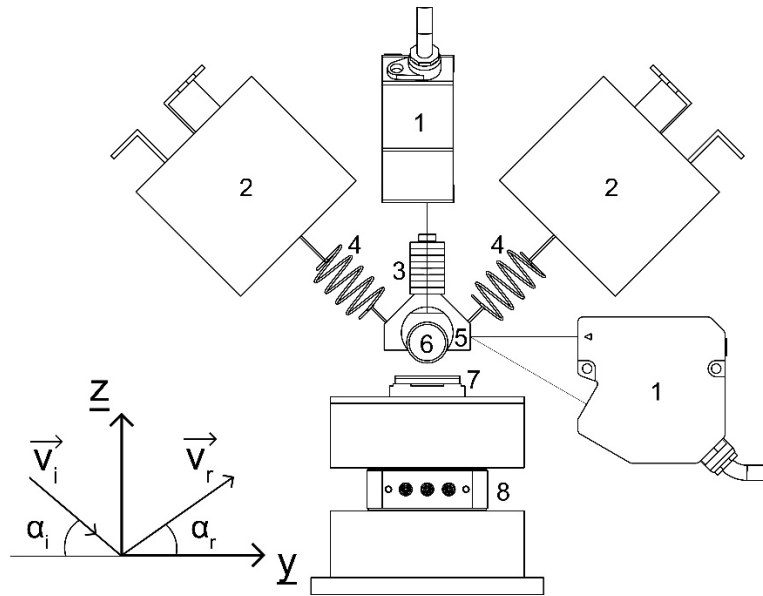


FIGURE 2.1 Schéma du banc d'essais d'impact (1 : Capteurs de déplacement, 2 : Pots vibrants, 3 : Masse additionnelle, 4 : Ressorts de liaison, 5 : Porte-échantillon de tube, 6 : Echantillon de tube GV, 7 : Porte-échantillon de BAV et échantillon de BAV, 8 : Capteur de force)

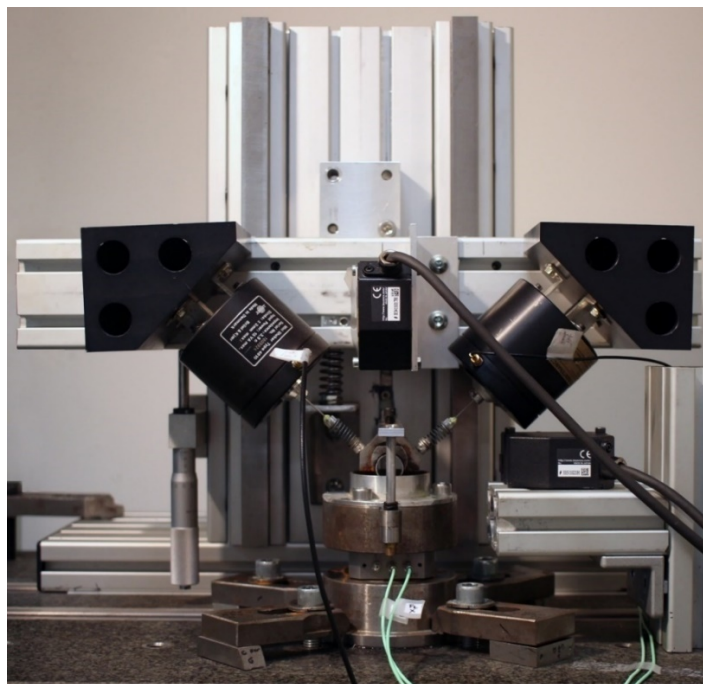


FIGURE 2.2 Photographie du banc d'essais d'impact

2.2. Système tribologique

La structure du banc est majoritairement constituée de profilés aluminium, assurant à la fois une rigidité suffisante et un confort en termes de montage, d'utilisation et de modularité. Le banc est bridé sur un marbre posé sur un bloc de béton, assurant également une raideur satisfaisante.

L'ensemble cible est composé de l'échantillon de barre antivibratoire maintenu par un système de mors dans son porte-échantillon (voir la photographie figure 2.4), lui-même fixé au capteur de force. Le porte-échantillon fait également office de réservoir pour effectuer des essais en eau. L'assemblage de ces trois composants est conçu pour être très rigide.

L'ensemble projectile est composé de l'échantillon de tube GV maintenu dans un porte-échantillon. Un schéma de principe du projectile est présenté figure 2.3, et une photographie figure 2.4.

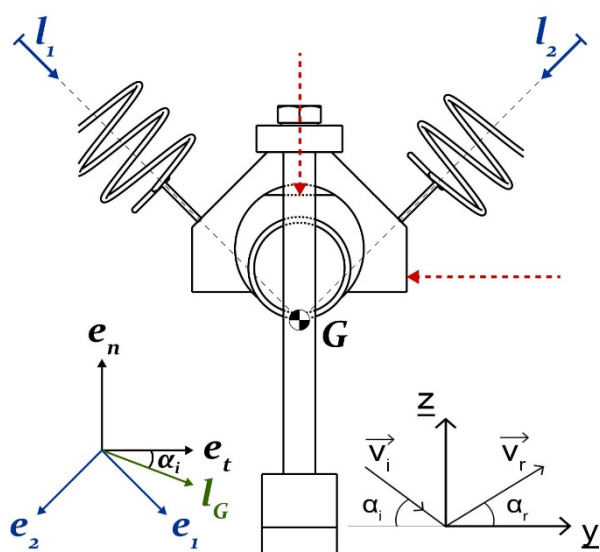


FIGURE 2.3 Schéma de principe de l'ensemble projectile. Lignes pointillées rouges : représentation de la localisation des faisceaux laser issus des deux capteurs de déplacement



FIGURE 2.4 Photographies de l'ensemble projectile (gauche) et de l'ensemble cible (droite)

Une masse additionnelle réglable est ajoutée au porte-échantillon. Cette masse est déportée de sorte à ce que le centre de gravité du projectile soit situé au point de contact, permettant de

réduire au maximum les rotations parasites autour de l'axe X. L'ensemble projectile est lié à deux pots vibrants placés à $\pm 45^\circ$ de la verticale par l'intermédiaire de deux ressorts identiques de raideur $k = 590 \text{ N/m}$. La fréquence propre f_0 de l'impacteur (projectile sur ses ressorts) est $f_0 \cong 10 \text{ Hz}$. Une barre horizontale flexible, rigide dans la direction X (traction-compression) et souple dans le plan vertical YZ (flexion), maintient l'ensemble projectile et contraint son mouvement à rester dans le plan YZ.

La figure 2.3 précise la convention retenue pour la définition des angles d'incidence et de rebond avant et après un impact ; une incidence de 90° correspond à un impact purement normal, un angle proche de 0° correspond à une incidence très rasante.

2.2.2. Echantillons utilisés

La figure 2.5 présente une photographie des échantillons de tube GV et de BAV utilisés lors des essais effectués au cours de cette étude.

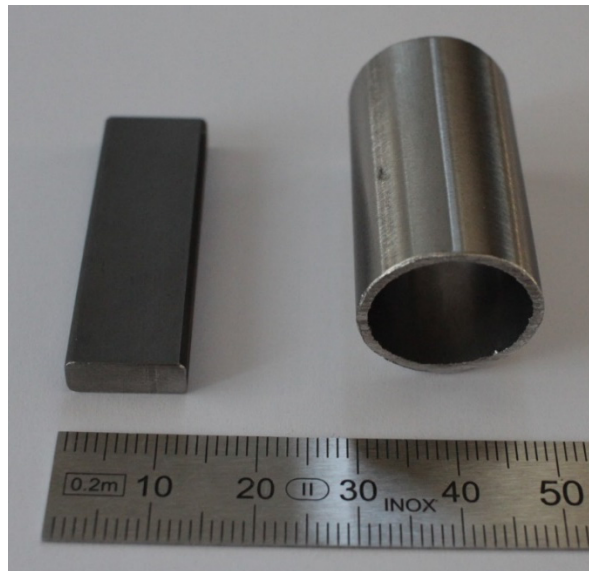


FIGURE 2.5 Photographie des échantillons de tube GV et de BAV utilisés

Les tubes étudiés correspondent aux tubes effectivement utilisés dans la plupart des générateurs de vapeur actuels. Ils sont constitués d'Inconel 690, alliage à base nickel dont la dénomination européenne est NiCr29Fe. Cet alliage montre une grande résistance à la corrosion en milieu aqueux et à haute température, en plus de bonnes caractéristiques mécaniques, d'où son utilisation dans le domaine nucléaire. Les barres antivibratoires étudiées sont également les mêmes que celles implantées au sein du parc nucléaire français. Elles sont constituées d'acier inoxydable 410s dont la dénomination européenne est X6Cr13. La microstructure est 100% ferritique.

2.2. Système tribologique

Le tableau suivant donne la composition chimique indicative en pourcentage massique de l'Inconel 690 et de l'acier 410s :

Composition	Ni	Cr	Fe	C	Si	Mn	S	Cu
Inconel 690	58	27-31	7-11	<0.05	<0.5	<0.5	<0.015	<0.5
Acier 410s	/	12-14	85-88	<0.08	<1	<1	<0.015	/

TABLEAU 2.1 Composition chimique massique de l'Inconel 690 et de l'acier 410s

Le tube a un diamètre extérieur de 19,05 mm et une épaisseur de 1,09 mm. Nous utilisons des échantillons d'une longueur de 30 mm pour effectuer les essais, afin d'avoir un contact sur toute la largeur de la barre antivibratoire. La barre antivibratoire a une largeur de 12 mm pour une épaisseur de 4,6 mm. Les arêtes sont arrondies suivant un rayon de 1 mm.

La rugosité de la surface est analysée à la fois par interférométrie optique (interféromètre Bruker Contour GT-k1) et par profilométrie tactile (profilomètre Somicronic Surfscan S3). Nous obtenons des valeurs de Ra comprises entre 0,3 et 0,5 μm pour le tube, et entre 0,5 et 0,9 μm pour les BAV. On distingue clairement, sur les états de surface à l'état neuf d'un tube GV de la figure 2.6 (a), des lignes induites par le polissage intervenant à la fin de la fabrication des tubes.

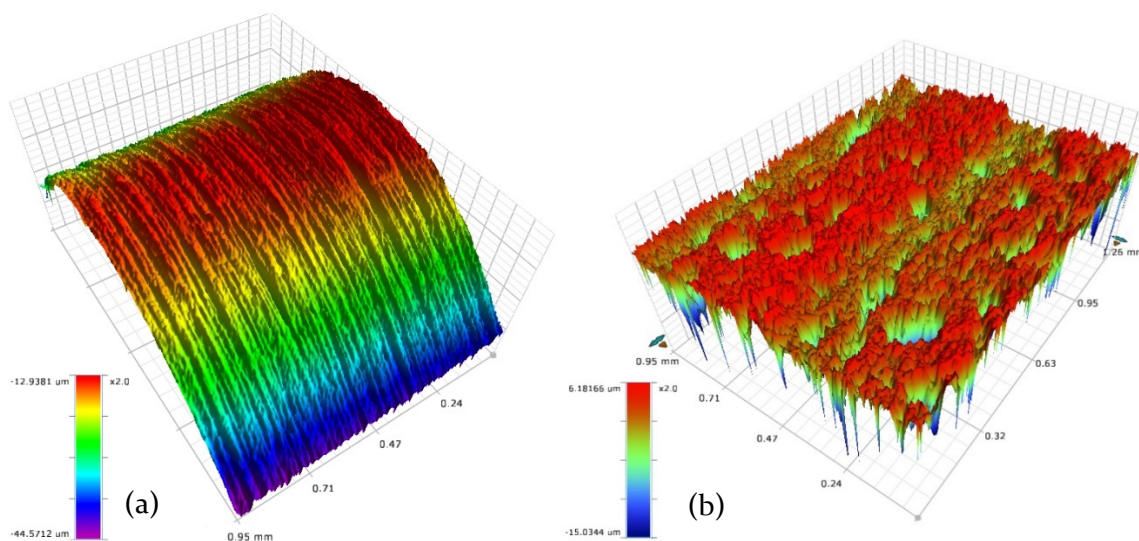


FIGURE 2.6 Etat de surface d'un tube GV (a) et d'une BAV (b) à l'état neuf

Le tableau suivant regroupe quelques propriétés mécaniques de l'Inconel 690 et de l'acier 410s.

Propriété	Inconel 690	Acier 410s
Masse volumique (g/cm ³)	8 (indicative)	7,7 (indicative)
Module d'élasticité en traction à 20°C (GPa)	207 (indicative)	220 (indicative)
Module d'élasticité en cisaillement (GPa)	79,3 (indicative)	
Limite élastique (MPa)	758 (indicative)	486 (mesurée)
Dureté (HV)	244 (mesurée)	280 (mesurée)
Coefficient de Poisson	0,29 (indicative)	

TABLEAU 2.2 Propriétés mécaniques de l'Inconel 690 et de l'acier 410s

2.2.3. Environnement

Des essais d'impacts sont effectués avec deux environnements différents : en air à température ambiante, et en eau distillée à température ambiante. Les essais en eau sont effectués en assurant l'immersion complète des zones de contact pendant toute la durée de l'essai, y compris pendant les phases de vol libre du projectile entre chaque impact.

2.3. Chaîne d'excitation

Le pilotage de l'excitation est géré via un programme développé dans l'environnement Matlab. Le signal analogique d'excitation est généré avec une carte National Instruments NI 9263 à une fréquence d'échantillonnage de 50 kHz par voie, et amplifié par des amplificateurs de puissance Brüel & Kjaer de type 2718. La trajectoire de l'échantillon de tube GV est générée par le biais de deux pots vibrants Brüel & Kjaer de type 4810, qui appliquent sur le tube deux forces orthogonales pouvant être contrôlées indépendamment. La valeur d'énergie incidente souhaitée est obtenue en contrôlant l'amplitude des signaux sinusoïdaux d'entrée des pots vibrants. L'angle d'incidence α_i , défini par rapport à l'horizontale, est obtenu en fixant le déphasage entre ces deux signaux. Tel qu'il est conçu, le banc d'essais permet de réaliser des impacts avec une énergie incidente allant de 10^{-3} mJ à 2 mJ, et un angle incident allant de 5° à 90° .

L'obtention d'une trajectoire rectiligne uniforme d'incidence α_i par rapport à l'horizontale est obtenue en pilotant les pots vibrants avec deux signaux sinusoïdaux de même amplitude et de phases φ_1 et φ_2 . Ces phases sont déterminées en identifiant le déplacement du centre du tube \vec{l}_G , défini comme la somme des déplacements sinusoïdaux \vec{l}_1 et \vec{l}_2 de l'extrémité de chacun des pots vibrants, suivant leur vecteur de déplacement respectif \vec{e}_1 et \vec{e}_2 (figure 2.3) :

$$\vec{l}_G = A[\sin \omega t \cos \alpha_i \cdot \vec{y} - \sin \omega t \sin \alpha_i \cdot \vec{z}] = \vec{l}_1 + \vec{l}_2 \quad (2.1)$$

avec ω la pulsation des signaux sinusoïdaux, pilotant la fréquence d'impacts, et :

$$\begin{cases} \vec{l}_1 = B \sin(2\pi f t + \varphi_1) \cdot \vec{e}_1 \\ \vec{l}_2 = B \sin(2\pi f t + \varphi_2) \cdot \vec{e}_2 \end{cases} \quad (2.2)$$

Le déplacement global \vec{l}_G du centre du tube lié à ces deux pots vibrants dans le plan (YZ) est donc :

$$\begin{aligned} \vec{l}_G = B \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) [& (\sin(\omega t + \varphi_1) - \sin(\omega t + \varphi_2)) \cdot \vec{y} \\ & + (-\sin(\omega t + \varphi_1) - \sin(\omega t + \varphi_2)) \cdot \vec{z}] \end{aligned} \quad (2.3)$$

Par identification des paramètres entre les équations (2.1) et (2.3), on obtient :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \omega t (\cos \alpha_i + \sin \alpha_i)}{2} \right] - \omega t \\ \varphi_2 = \sin^{-1} \left[\frac{\sin \omega t (\sin \alpha_i - \cos \alpha_i)}{2} \right] - \omega t \end{cases} \quad (2.4)$$

Un asservissement de la consigne est assuré de manière continue pendant un essai par le biais d'un correcteur dont les paramètres ont été déterminés expérimentalement afin d'offrir le meilleur compromis entre stabilité et rapidité.

2.4. Chaîne de mesure

2.4.1. Déplacements du projectile

2.4.1.1. Capteur & électronique

Deux capteurs de déplacement laser Keyence de type LK-H052 assurent la mesure des déplacements du projectile dans le plan vertical YZ. Ils présentent une plage de mesure de ± 10 mm, avec une linéarité de $\pm 0,02$ % de la pleine échelle et une répétabilité de $0,025$ μm .

La position des lasers par rapport au projectile et l'échantillon de tube GV est représentée figure 2.3. Le pointage par les capteurs laser de l'emplacement exact du point d'impact est impossible du fait de la géométrie du projectile. Les lasers sont néanmoins positionnés au plus près de cette zone, sur les surfaces planes du porte-tube représentées figure 2.3.

2.4.1.2. Description des signaux

La figure 2.7 représente la trajectoire de l'échantillon de tube GV dans le plan vertical YZ. La figure 2.8 représente l'évolution temporelle des déplacements normal et tangentiel durant plusieurs impacts successifs (échelle de temps longue), et durant un seul impact (échelle de temps courte).

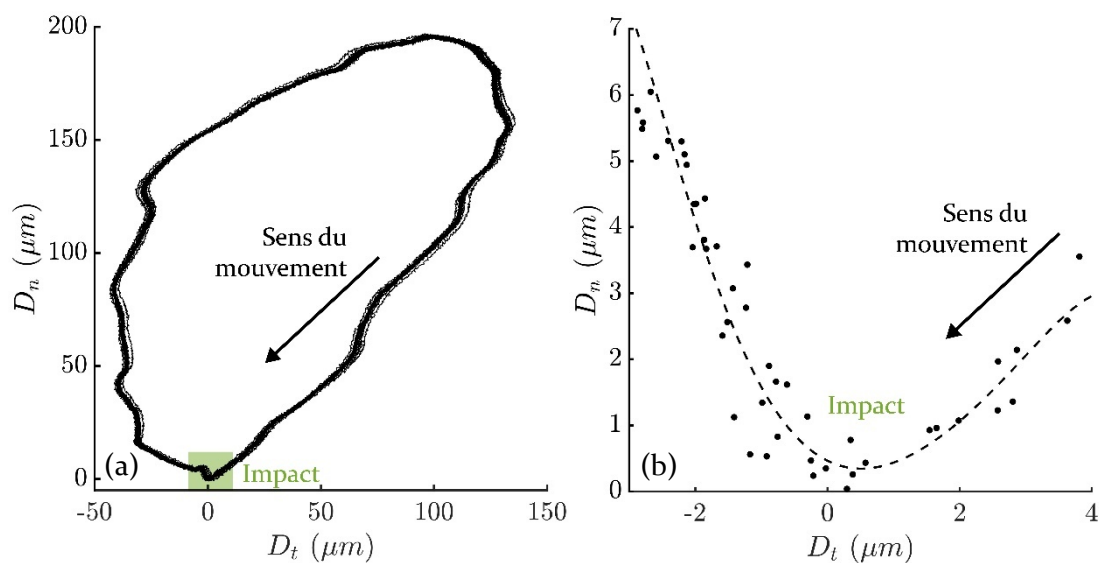


FIGURE 2.7 Trajectoire de l'échantillon de tube GV dans son plan de mouvement. (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact (points : points de mesure, ligne pointillée : courbe de tendance)

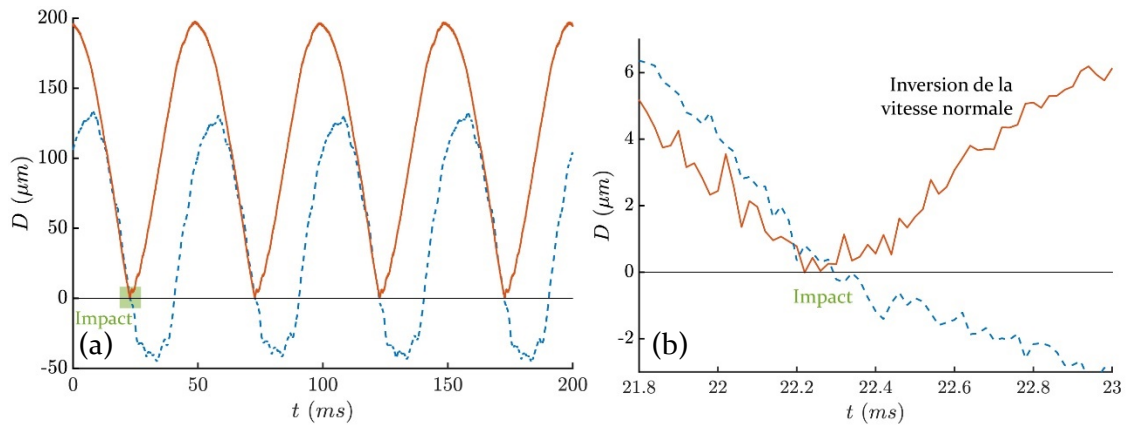


FIGURE 2.8 Evolution temporelle des déplacements normal (ligne rouge continue) et tangentiel (ligne bleue pointillée). (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact.

On observe sur ces deux figures la trajectoire quasi-périodique de l'échantillon de tube GV, révélant la qualité du contrôle des déplacements.

Un impact est caractérisé par une brusque inversion de la vitesse normale, telle qu'on peut l'observer sur la figure 2.8. On note également une très légère rupture de pente du déplacement tangentiel à la suite de l'impact dans le cas précis de la figure 2.8, dénotant une perte de vitesse tangentielle au rebond.

2.4.1.3. Analyse des signaux

Les signaux de déplacements mesurés avec les capteurs laser sont comparés aux déplacements obtenus à partir de l'analyse de vidéos réalisées avec une caméra rapide (Phantom Miro M310). L'image présentée figure 2.9 est extraite d'une vidéo prise par la caméra rapide au cours d'impacts à 30° d'incidence.

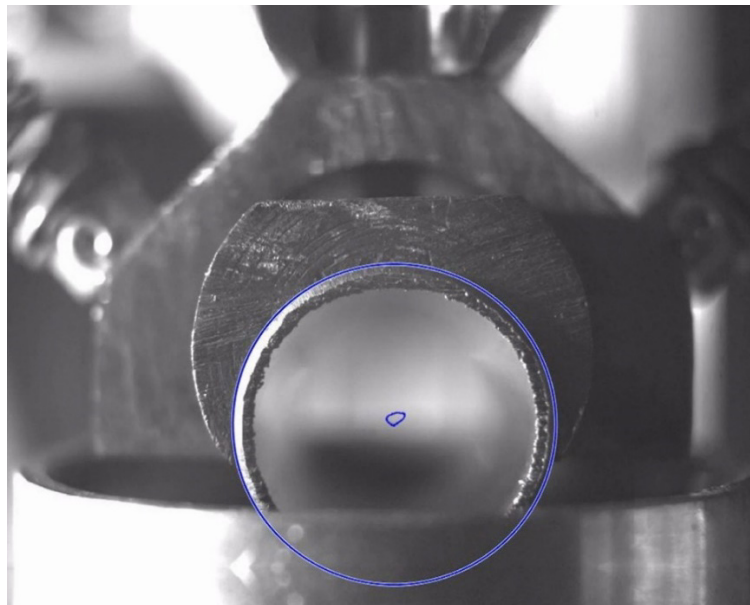


FIGURE 2.9 Illustration du suivi de la trajectoire du centre du tube par caméra rapide au cours de chocs à 30° d'incidence

Cette figure permet d'illustrer comment on réalise le suivi de la trajectoire du projectile par reconnaissance d'images : un algorithme spécifiquement développé sous environnement Matlab permet de reconnaître automatiquement le contour extérieur circulaire de l'échantillon de tube GV et la position de son centre, image par image, ce qui permet de reconstruire sa trajectoire.

La figure 2.10 représente la trajectoire du projectile mesurée avec les capteurs de déplacement (a) et avec la caméra rapide (b) au cours de chocs à 30° d'incidence. La ligne bleue pointillée représente une inclinaison parfaite de 30° par rapport à l'horizontale. La figure 2.11 représente la trajectoire du projectile pour des chocs à 60° d'incidence. La ligne rouge pointillée représente une inclinaison parfaite de 60° par rapport à l'horizontale.

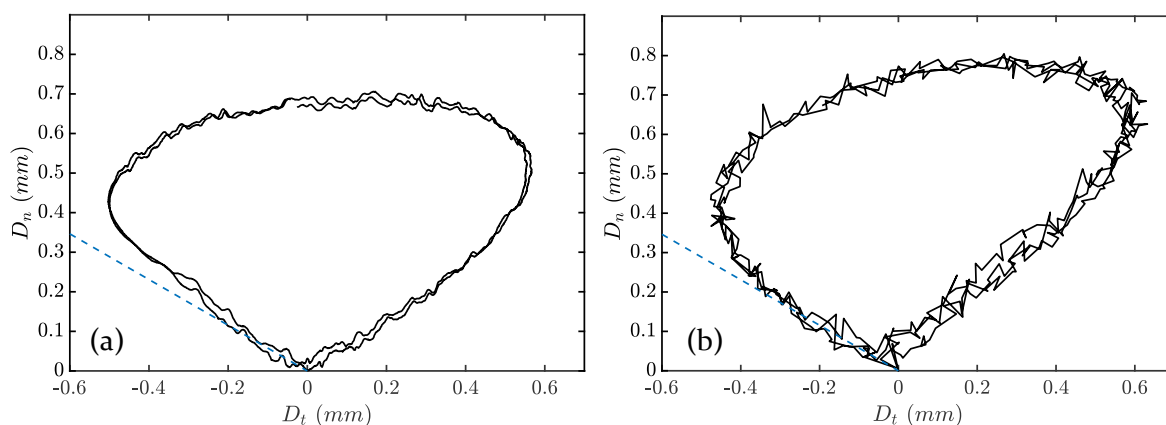


FIGURE 2.10 Trajectoire du projectile mesurée avec les capteurs de déplacement (a) et avec la caméra rapide (b) au cours de chocs à 30° d'incidence. **Ligne bleue pointillée** : représentation d'une inclinaison de 30°

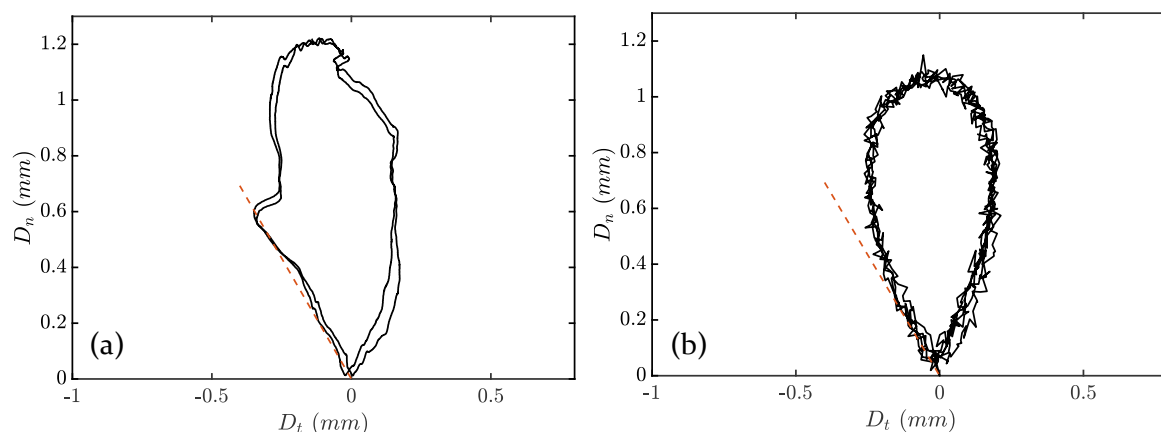


FIGURE 2.11 Trajectoire du projectile mesurée avec les capteurs de déplacement (a) et avec la caméra rapide (b) au cours de chocs à 60° d'incidence. **Ligne rouge pointillée** : représentation d'une inclinaison de 60°

Dans les deux cas, les trajectoires mesurées juste avant et juste après l'impact par le biais des capteurs de déplacement et par l'analyse des images issues de la caméra rapide sont très similaires. En particulier, on observe une très bonne adéquation entre l'angle d'incidence mesuré et l'angle de commande. Les différences de trajectoire observées lorsque le projectile est au point le plus haut par rapport au point d'impact sont dues à la légère rotation de celui-ci à cet instant précis du mouvement ; les lasers pointant les côtés du porte-échantillon, le déplacement mesuré

présente alors une composante liée à cette rotation qui s'ajoute à la composante liée au déplacement en translation du projectile. L'analyse des vidéos montre néanmoins que juste avant et juste après l'impact, l'effet de cette rotation sur les déplacements mesurés par les capteurs lasers est négligeable.

Par ailleurs, le traitement des signaux de déplacement laser par le contrôleur Keyence utilisé entraîne un délai non négligeable, de l'ordre de 0,5 ms selon la documentation fournie. Cette durée est mesurée précisément en comparant le déplacement d'un même objet avec le capteur Keyence et un vibromètre laser (Polytec OFV 505) induisant une désynchronisation négligeable. La figure 2.12 met en évidence un retard des signaux de déplacement laser égal à 0,4 ms.

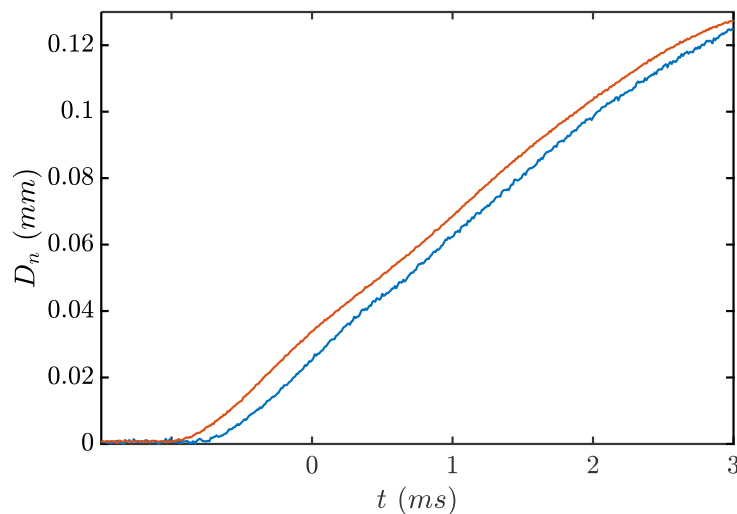


FIGURE 2.12 Evolution temporelle du déplacement d'un objet mesuré avec le capteur Keyence (ligne bleue) et le vibromètre Polytec OFV 505 (ligne rouge)

Ce délai est pris en compte lors du traitement des signaux de déplacement mesurés avec les capteurs Keyence.

2.4.2. Efforts de contact

2.4.2.1. Capteur & électronique

Le banc d'essais est instrumenté en mesures de force par un capteur piézo-électrique trois axes de référence Kistler, type 9067. Il présente une sensibilité de -8 pC/N selon X et Y et de -3,8 pC/N selon Z. Sa raideur est de 700 N/ μ m selon X et Y et 4500 N/ μ m selon Z. Les signaux bruts en provenance du capteur sont ensuite amplifiés avec un conditionneur multivoies Brüel & Kjaer de type Nexus 2692.

L'acquisition des données est effectuée avec une carte National Instruments NI 9229 à une fréquence d'échantillonnage de 50 kHz par voie avec filtre anti-repliement. Cette haute fréquence d'échantillonnage est nécessaire afin de mesurer correctement l'évolution des efforts de contact au cours des impacts, dont la durée est typiquement de 0,5 ms.

2.4.2.2. Description des signaux

La figure 2.13 représente l'évolution de l'effort normal et tangentiel durant plusieurs impacts typiques (échelle de temps longue), et durant un seul impact (échelle de temps courte). Les efforts de contact sont similaires en forme et amplitude d'un impact à l'autre, soulignant un comportement quasi-périodique. A l'échelle d'un impact, deux phases sont observées : une phase de contact, suivie d'une phase de vol libre.

Durant la phase de contact, l'évolution temporelle de l'effort normal suit une courbe en cloche, tel qu'attendu lors d'un choc typique [29]. La valeur absolue de l'effort normal commence par augmenter à mesure que les surfaces des deux corps en contact s'écrasent l'une contre l'autre, pour atteindre un maximum (phase de compression). Dans un second temps, les surfaces s'éloignent progressivement l'une de l'autre et la valeur absolue de l'effort normal diminue pour atteindre zéro à l'instant où le contact est rompu (phase de rebond). La durée du choc est définie par la durée d'application d'un effort normal sur l'ensemble cible, et varie typiquement entre 0,35 et 0,5 ms. La légère perturbation de la courbe en cloche autour de la valeur maximale peut être expliquée par l'influence de la souplesse de l'ensemble cible sur les signaux de mesure.

Pendant la phase de vol libre, l'effort normal oscille autour de zéro à une fréquence égale à 6,5 kHz. Cette oscillation est la conséquence de la vibration libre de l'ensemble cible après impact.

L'incidence des impacts induit l'existence d'une composante tangentielle de l'effort de contact, dont l'évolution peut être observée sur la figure 2.13.

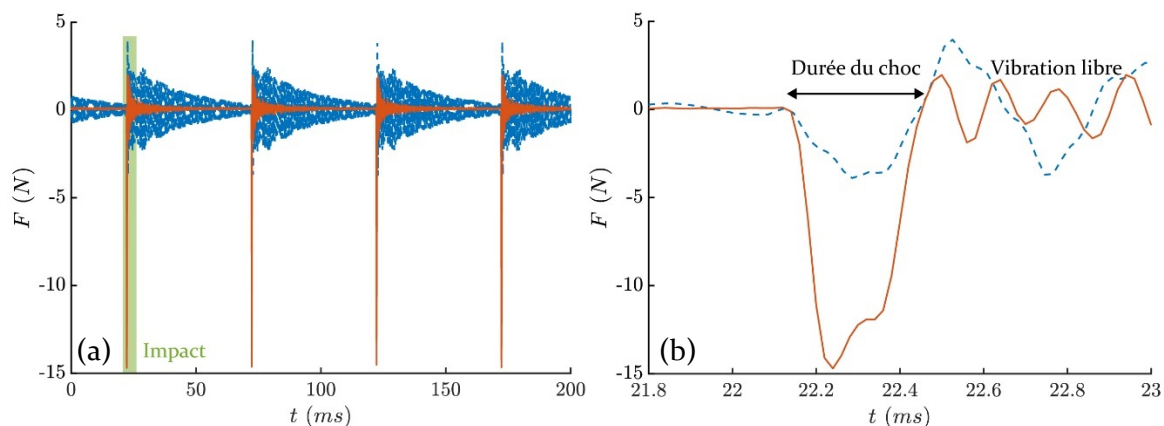


FIGURE 2.13 Evolution temporelle de l'effort normal (ligne rouge continue) et de l'effort tangentiel (ligne bleue pointillée). (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact.

Des phases de glissement, de collage et de roulement peuvent exister et dépendent des caractéristiques incidentes des impacts et des propriétés du contact [1, 74, 75]. De manière générale et selon les phases existantes pendant le contact, les instants de début et de fin d'application d'effort tangentiel (t_{it} et t_{rt}) peuvent différer de ceux définissant l'application de l'effort normal (t_{in} et t_{rn}). La durée d'impact tangentielle est alors définie comme la durée d'application d'un effort tangentiel au cours du choc.

La figure 2.14 représente l'évolution temporelle des efforts (lignes continues) et des déplacements (lignes pointillées) au cours de trois chocs (a), et au cours d'un choc unique (b), après correction de la synchronisation des signaux de déplacements, prenant en compte le retard observé sur la figure 2.12. Les composantes normales de l'effort et du déplacement sont représentées en rouge. Les composantes tangentielle sont représentées en bleu.

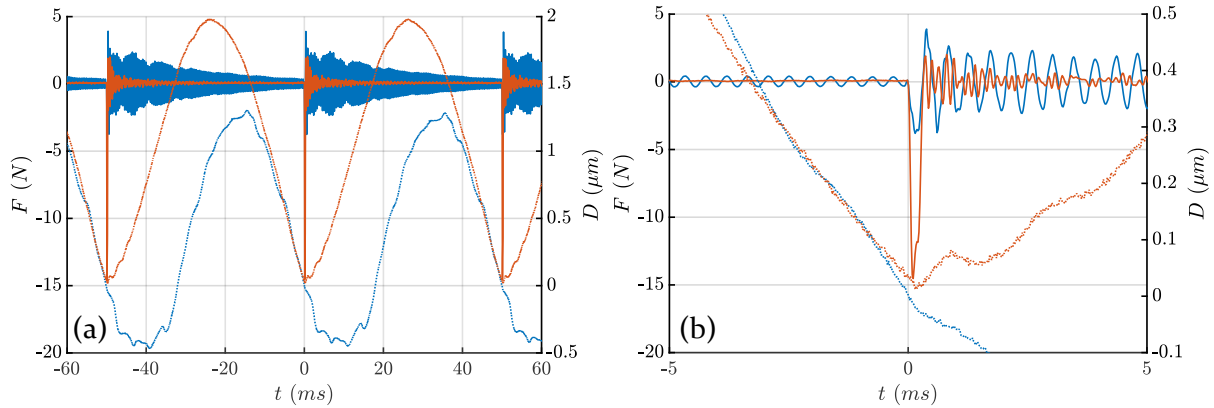


FIGURE 2.14 Evolution temporelle des efforts (lignes continues) et des déplacements (lignes pointillées) au cours de trois chocs (a), et au cours d'un choc unique (b), après correction de la synchronisation. **Lignes rouges** : composante normale ; **lignes bleues** : composante tangentielle

On observe que, pour chaque impact, la localisation temporelle de l'extremum de déplacement normal est coïncidente à celle de l'extremum d'effort normal.

2.4.2.3. Analyse des signaux d'efforts

Pour étudier la perturbation des signaux d'efforts, particulièrement visible sur la figure 2.13 autour de la valeur maximale de l'effort normal, on réalise des impacts normaux ou tangentiels sur la BAV montée sur le banc d'essais à l'aide d'un marteau de choc et on compare les signaux d'efforts mesurés avec le capteur de force du banc d'essais situé sous la BAV aux signaux mesurés avec le capteur de force embarqué sur le marteau de choc.

La figure 2.15 représente l'évolution temporelle de l'effort normal au cours d'un impact normal, mesuré avec le capteur du banc d'essais en rouge, et avec le capteur du marteau de choc en noir.

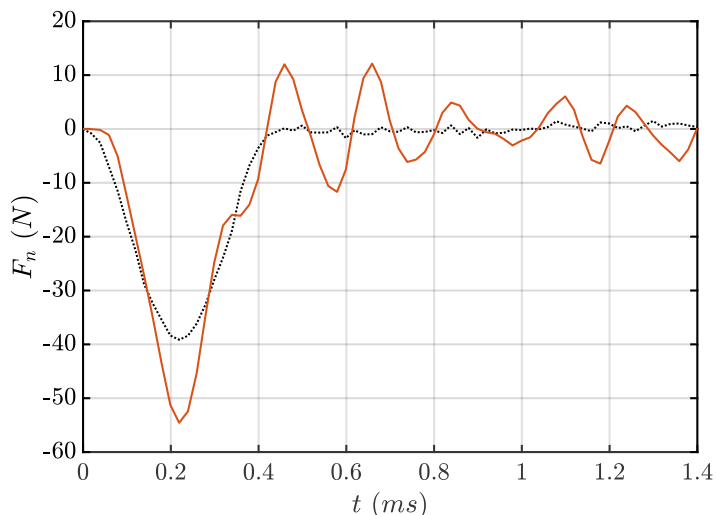


FIGURE 2.15 Evolution temporelle des efforts normaux au cours d'un choc. **Ligne rouge solide** : effort mesuré avec le capteur du banc d'essais ; **ligne noire pointillée** : effort mesuré avec le capteur du marteau de choc

On observe que la valeur maximale de l'effort normal mesurée avec le capteur du banc d'essais est supérieure à la valeur injectée avec le marteau de choc : 55 N contre 40 N, soit une erreur relative de 37 %. On observe également une légère oscillation de l'effort mesuré pendant la phase de contact. Ces perturbations, liées aux souplesses du système impacté, seront expliquées au paragraphe suivant. Les instants de début et de fin d'impact, la localisation temporelle de l'extremum d'effort au cours de l'impact, ainsi que la durée du contact ne sont quant à eux pas perturbés.

La figure 2.16 représente l'évolution temporelle de l'effort tangentiel au cours d'un impact tangentiel, mesuré avec le capteur du banc d'essai en bleu, et avec le capteur du marteau de choc en noir.

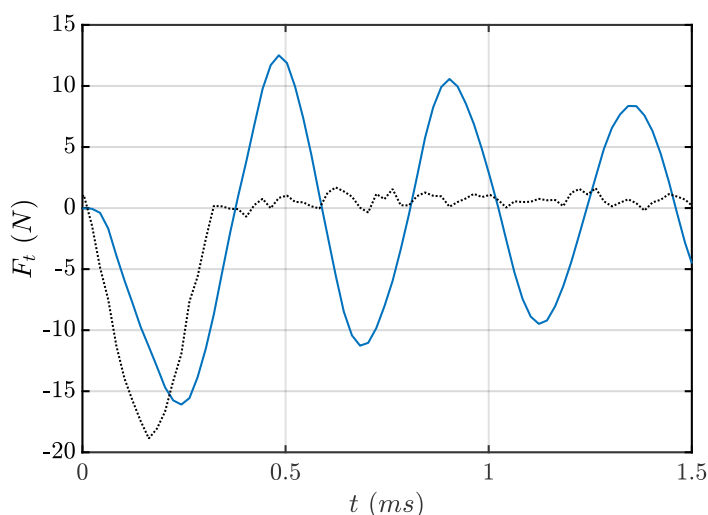


FIGURE 2.16 Evolution temporelle des efforts tangentiels au cours d'un choc. **Ligne bleue solide** : effort mesuré avec le capteur piézoélectrique ; **ligne noire pointillée** : effort mesuré avec le capteur du marteau de choc

On observe que la valeur maximale de l'effort tangentiel mesurée avec le capteur piézoélectrique est inférieure à la valeur injectée avec le marteau de choc : 16 N contre 19 N, soit une erreur relative de 19 %. Les instants de début et de fin d'impact et la localisation temporelle de l'extremum d'effort au cours de l'impact sont retardés avec une valeur identique de retard par rapport au signal du marteau de choc, de sorte que la durée de contact et la localisation temporelle relative de l'extremum d'effort au cours de l'impact ne sont pas perturbées.

Plusieurs chocs sont réalisés en faisant varier les angles et les vitesses d'impact. On observe que les erreurs relatives constatées sur la valeur des maxima d'efforts et sur les instants de début et fin d'impact sont constantes quelles que soient les paramètres de l'impact.

2.5. Modèle mécanique du dispositif expérimental

Un modèle dynamique du banc d'essai est introduit afin de modéliser et analyser les perturbations sur les signaux d'efforts au cours des impacts observés au paragraphe précédent. L'objectif est de valider que l'effort mesuré par le capteur piézoélectrique correspond bien à l'effort réel au contact.

2.5.1. Description générale

Si l'on considère uniquement la direction normale, le banc d'essais peut être décrit en utilisant un modèle à deux degrés de liberté, comme cela a été proposé précédemment pour un dispositif expérimental similaire [76, 77]. L'ensemble projectile est modélisé par une masse m_t à la position x_t . Le contact est modélisé par une viscosité α_{eq} et une raideur k_{eq} . L'ensemble cible est modélisé par une masse m_c , une viscosité α_c et une raideur k_c , associés aux caractéristiques du capteur de force piézoélectrique. Les composants du banc d'essais situés sous le capteur de force sont supposés être infiniment rigides.

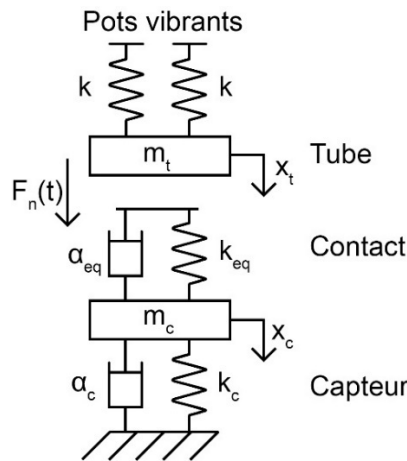


FIGURE 2.17 Modèle dynamique du banc d'essais selon la direction normale

L'impact est divisé en deux phases : la phase de contact au cours de laquelle la masse de l'ensemble projectile m_t oscille sur la raideur $(k_c + k_{eq})$ de l'ensemble {contact + capteur de force}, et la phase de vol libre au cours de laquelle la masse de l'ensemble cible m_c oscille sur la raideur k_c du capteur de force. Les équations du mouvement correspondant au modèle ci-dessus sont les suivantes :

$$\begin{cases} m_t \ddot{x}_t + k_{eq} x_t - k_{eq} x_c = -\alpha_{eq} \dot{x}_t + \alpha_{eq} \dot{x}_c \\ m_c \ddot{x}_c + (k_c + k_{eq}) x_c - k_{eq} x_t = -(\alpha_c + \alpha_{eq}) \dot{x}_c + \alpha_{eq} \dot{x}_t \end{cases} \quad (2.5)$$

au cours de la phase de contact et

$$\begin{cases} m_t \ddot{x}_t = 0 \\ m_c \ddot{x}_c + k_c x_c = -\alpha_c \dot{x}_c \end{cases} \quad (2.6)$$

au cours de la phase de vol libre.

Les coefficients des équations (2.5) et (2.6) sont déterminés à partir de l'analyse modale expérimentale du banc d'essais et présentés dans le paragraphe suivant. Deux approches complémentaires sont utilisées ; d'une part l'analyse de la réponse libre amortie de la structure à une excitation impulsionnelle générée par un marteau de choc, d'autre part l'analyse de la réponse vibratoire à une excitation forcée sinusoïdale de fréquence variable, générée par un pot vibrant alimentée par un générateur de signal.

2.5.2. Paramètres du modèle liés à l'ensemble projectile : m_t , k , k_{eq} , α_{eq}

2.5.2.1. Estimation de la masse du projectile m_t

La masse du projectile est estimée expérimentalement en réalisant des impacts normaux d'énergie incidente variée, et en comparant pour chaque impact la percussion mécanique P_n estimée à partir de l'intégrale de l'effort normal F_n sur la durée de l'impact définie par les instants de début et de fin de contact t_{in} et t_{rn} , et la percussion estimée à partir de la vitesse incidente normale v_{in} et la vitesse de rebond normale v_{rn} qui permettent d'évaluer la perte de quantité de mouvement au cours de l'impact :

$$P_n = \int_{t_{in}}^{t_{rn}} \vec{F}_n dt = m_t \vec{v}_{in} - m_t \vec{v}_{rn} \quad (2.7)$$

$$m_t = \frac{\int_{t_{in}}^{t_{rn}} \vec{F}_n dt}{\vec{v}_{in} - \vec{v}_{rn}} \quad (2.8)$$

La figure 2.18 représente l'intégrale de l'effort normal sur la durée de l'impact en fonction de la différence des vitesses finale et initiale. La plage de valeurs en abscisse est divisée en dix sections égales. Des barres d'erreur sont estimées pour chaque section et correspondent à l'écart-type des valeurs en abscisse pour les barres horizontales, et des valeurs en ordonnée pour les barres verticales.

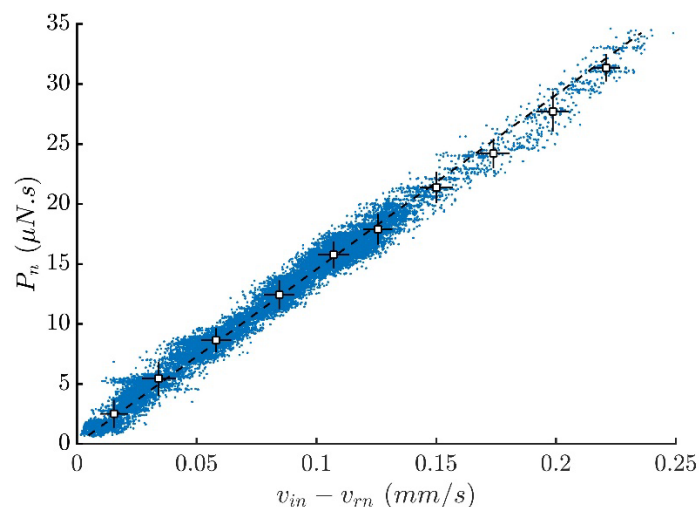


FIGURE 2.18 Percussion mécanique en fonction de la perte de vitesse normale pendant l'impact. Ligne noire pointillée : régression linéaire sur les points expérimentaux

La pente de la courbe en pointillée, obtenue par régression linéaire des points expérimentaux, est directement égale à la masse du projectile, et permet d'estimer une masse $m_t = 146$ g. Cette valeur est 1,5 fois inférieure à la valeur pesée ($m_{tp} = 210$ g). Cet écart s'explique notamment par l'influence de la force de rappel des ressorts.

2.5.2.2. Estimation de la raideur du projectile k

L'équation (2.9) permet d'estimer la raideur k à partir de la mesure de la fréquence de résonance f_0 ($f_0 = 9,85$ Hz) de l'ensemble projectile au cours de vibrations libres et de la masse du projectile m_{tp} :

$$k = 4\pi^2 m_{tp} f_0^2 = 805 \text{ N/m} \quad (2.9)$$

2.5.2.3. Estimation de la raideur équivalente de contact k_{eq}

La raideur k_{eq} est associée à la combinaison de la raideur de contact Hertzien k_h , la raideur d'ovalisation du tube k_t et la raideur d'écrasement des aspérités de surface $k_{a_{tot}}$. Les paragraphes suivants s'intéressent à l'estimation de chacune de ces raideurs.

2.5.2.3.1. Estimation de la raideur de contact Hertzien k_h

Le contact normal statique entre un cylindre et un plan est décrit par la théorie de Hertz, qui suppose des corps élastiques, semi-infinis, homogènes et isotropes, des surfaces lisses en contact continues et non-conformes ainsi qu'un effort appliqué purement normal F_n . Les formules suivantes permettent de calculer la demi-largeur de contact b et la pression maximale de contact p_{max} dans le cas d'un contact de longueur L_c , avec R^* le rayon de courbure réduit et E^* le module de Young réduit. Les valeurs numériques sont calculées avec $E^* = 115$ GPa, $L_c = 4$ mm, $R^* = 9,525$ mm et $F_n = 15$ N :

$$b = \left(\frac{4F_n R^*}{\pi L_c E^*} \right)^{1/2} = 20 \text{ } \mu\text{m} \quad (2.10)$$

$$p_{max} = \left(\frac{F_n E^*}{\pi L_c R^*} \right)^{1/2} = 0,12 \text{ GPa} \quad (2.11)$$

Le rapprochement maximal entre les deux surfaces δ est donné par Puttock et Thwaite [78] dans le cas d'un contact entre un cylindre fini et un plan :

$$\delta = \frac{F_n}{\pi L_c E^*} \left[1 + \ln \left(\frac{\pi E^* L_c^3}{F_n R^*} \right) \right] = 0,13 \text{ } \mu\text{m} \quad (2.12)$$

La raideur de contact Hertzien k_h est calculée à partir de la dérivée du rapprochement δ donné par l'équation (2.12) par rapport à l'effort appliqué F_n :

$$k_h = \frac{\pi L_c E^*}{\ln\left(\frac{\pi E^* L_c^3}{F_n R^*}\right)} = 2,8 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (2.13)$$

2.5.2.3.2. Estimation de la raideur d'ovalisation du tube k_t

La raideur d'ovalisation du tube k_t est calculée à partir d'une modélisation par éléments finis de l'ensemble tube (diamètre extérieur de 19,05 mm, épaisseur de 1,09 mm) et porte-tube. Les déplacements au bas du tube sont bloqués et un effort normal unitaire est appliqué en haut du tube. La raideur d'ovalisation du tube k_t est obtenue à partir du déplacement maximal observé, selon un calcul linéaire : $k_t = 1,2 \cdot 10^8 \text{ N/m}$. Cette valeur est supérieure à la raideur d'ovalisation du tube seul, ce qui est cohérent avec le raidissement induit par le porte-tube.

2.5.2.3.3. Estimation de la raideur d'écrasement des aspérités $k_{a_{tot}}$

Dans le cas d'un contact tube-plan faiblement chargé, le nombre d'aspérités en contact est supposé faible. Dans ce cas, l'étude de l'écrasement d'une unique aspérité est préférée aux formulations de Greenwood et Williamson [79].

On considère le contact normal statique entre deux aspérités considérées comme des solides hémisphériques soumises à un effort normal F_n . Les formules suivantes sont issues de la théorie de Hertz et permettent de calculer le rayon de contact a , la pression maximale de contact p_{max} et le rapprochement maximal entre les deux surfaces δ , avec R^* le rayon de courbure réduit et E^* le module de Young réduit :

$$a = \left(\frac{3F_n R^*}{4E^*}\right)^{1/3} \quad (2.14)$$

$$p_{max} = \left(\frac{6F_n E^{*2}}{\pi^3 R^{*2}}\right)^{1/3} \quad (2.15)$$

$$\delta = \frac{a^2}{R^*} = \left(\frac{9}{16} \frac{F_n^2}{R E^{*2}}\right)^{1/3} \quad (2.16)$$

La raideur d'écrasement d'une aspérité de surface k_a est calculée à partir de la dérivée du rapprochement δ par rapport à l'effort appliqué F_n , en considérant le contact élastique Hertzien entre deux hémisphères de rayon équivalent R^* égal à la valeur typique de rayon de courbure des aspérités $\beta \approx 100 \mu\text{m}$:

$$k_a = \frac{dF_n}{d\delta} = 2 \left(\frac{3}{4} R^* E^{*2} F_n\right)^{1/3} = 4,9 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (2.17)$$

2.5. Modèle mécanique du dispositif expérimental

où $E^* \approx 115$ GPa et $F_n \approx 15$ N.

On observe que la raideur d'écrasement d'une aspérité de surface k_a est beaucoup plus faible que les autres raideurs ($4,9 \cdot 10^6$ N/m contre $2,8 \cdot 10^8$ N/m et $1,2 \cdot 10^8$ N/m). On conclut donc que l'interface est gouvernée par les aspérités en contact. Pour vérifier cette conclusion, la durée de contact mesurée à partir du signal d'effort normal est comparée avec la durée d'un impact d_n calculée dans le cas d'un impact élastique entre une masse m_t lancée à une vitesse v_{in} et une cible, considérées comme deux sphères de rayon égal à la valeur typique de rayon de courbure des aspérités $\beta \approx 100$ μm ([80]) :

$$d_n = 2,87 \frac{m_t^{2/5}}{(\beta E^{*2} v_{in})^{1/5}} \quad (2.18)$$

Avec $m_t \approx 146$ g, $E^* \approx 115$ GPa et $v_{in} \approx 0,018$ m/s, nous obtenons $d_n \approx 0,7$ ms, ce qui est en accord avec l'ordre de grandeur des valeurs expérimentales de durées d'impact observées, autour de 0,4 ms. Cette observation souligne également le fait que le contact est contrôlé par des effets dynamiques liés aux forces élastiques pendant l'impact, et non par un maintien quasi-statique des efforts tel que l'on peut l'obtenir avec une presse hydraulique par exemple. En d'autres termes, pendant les impacts, l'influence des efforts externes appliqués par les pots vibrants reste faible.

La différence entre la durée d'impact observée expérimentalement et la durée calculée avec l'équation (2.18) peut s'expliquer en considérant que le contact réel entre le projectile et la cible est un contact multi-aspérités. La force appliquée F_n ainsi que la masse du projectile m_t sont alors réparties entre les n_a aspérités en contact. On définit alors une masse apparente m_a , correspondant à la masse vue par chaque aspérité en contact. D'après les équations (2.17) et (2.18), ceci induit une diminution de la raideur totale d'écrasement des aspérités $k_{a_{tot}}$ (le contact reste donc gouverné par l'écrasement des aspérités en contact) et une diminution de la durée d'impact d_n , ce qui est cohérent avec les valeurs de durées d'impact observées.

On suppose que la masse du projectile m_t se répartit équitablement sur les n_a aspérités en contact, on a alors :

$$m_a = \frac{m_t}{n_a} \quad (2.19)$$

On peut estimer le nombre d'aspérités en contact n_a minimisant l'écart entre la durée d'impact calculée et observée est obtenue à partir de l'équation suivante :

$$d_n = 2,87 \frac{m_a^{2/5}}{(\beta E^{*2} v_{in})^{1/5}} = 2,87 \frac{\left(\frac{m_t}{n_a}\right)^{2/5}}{(\beta E^{*2} v_{in})^{1/5}} \quad (2.20)$$

Nous obtenons $n_a = 2$ (pour une valeur de rayon de courbure des aspérités $\beta \approx 100 \mu\text{m}$). La raideur totale d'écrasement des aspérités $k_{a_{tot}}$ est estimée en considérant le cas de deux aspérités de raideur k_a en parallèle, calculée à partir de l'équation (2.17) et une valeur d'effort appliqué sur chaque aspérité égal à F_n/n_a :

$$k_{a_{tot}} = 2n_a \left(\frac{3}{4} R^* E^{*2} \frac{F_n}{n_a} \right)^{1/3} = 7,8 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (2.21)$$

L'équation suivante permet d'estimer la raideur équivalente de contact k_{eq} en fonction des raideurs k_h , k_t et $k_{a_{tot}}$:

$$k_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_{a_{tot}}}} = 7,1 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (2.22)$$

2.5.3. Paramètres du modèle liés à l'ensemble cible : m_c , k_c , α_c

2.5.3.1. Estimation de la masse embarquée sur le capteur piézoélectrique m_c

Le capteur piézoélectrique utilisé est monté entre deux pièces de précontrainte. La masse embarquée sur le capteur par la pièce de précontrainte supérieure est estimée à partir de la mesure de ses dimensions. On obtient $m_c = 1,52 \text{ kg}$.

2.5.3.2. Estimation de la raideur k_c et l'amortissement α_c de l'ensemble cible

La raideur de l'ensemble cible, c'est-à-dire l'ensemble composé du bâti et du capteur piézoélectrique, est obtenue en mesurant la fréquence des oscillations observées après un impact sur les signaux d'effort normal et tangentiel. On obtient $f_t = 2,2 \text{ kHz}$ et $f_n = 3,9 \text{ kHz}$. A partir de l'estimation précédente de la masse embarquée sur le capteur, nous obtenons les valeurs de raideur suivantes :

$$k_{ct} = 4\pi^2 m_c f_t^2 = 2,9 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (2.23)$$

$$k_{cn} = 4\pi^2 m_c f_n^2 = 9,1 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (2.24)$$

Une valeur de viscance est également obtenue à partir de la mesure du décrement logarithmique des oscillations libres amorties après impact (figure 2.19). On obtient :

$$\alpha_c = 8 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

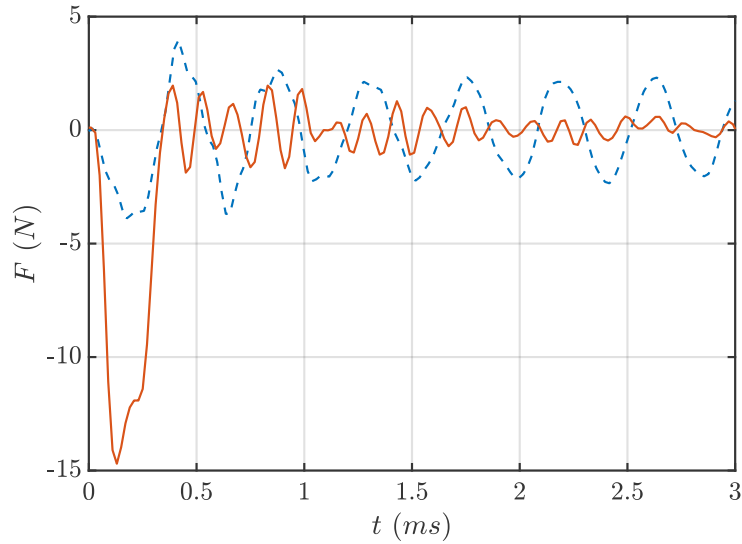


FIGURE 2.19 Evolution temporelle de l'effort normal (ligne rouge continue) et de l'effort tangentiel (ligne bleue pointillée)

Nous obtenons les valeurs de raideurs k_{ct} et k_{cn} de manière plus précise en excitant l'ensemble cible en sinus balayé afin d'obtenir sa fonction de réponse en fréquence sous excitations normale et tangentielle. Les raideurs sont calculées à partir de la valeur de la masse embarquée estimée précédemment et de la première fréquence de résonance observée sur la figure 2.20 ($f_t = 2,1 \text{ kHz}$ et $f_n = 3,8 \text{ kHz}$) :

$$k_{ct} = 4\pi^2 m_c f_t^2 = 2,7 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (2.25)$$

$$k_{cn} = 4\pi^2 m_c f_n^2 = 8,7 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (2.26)$$

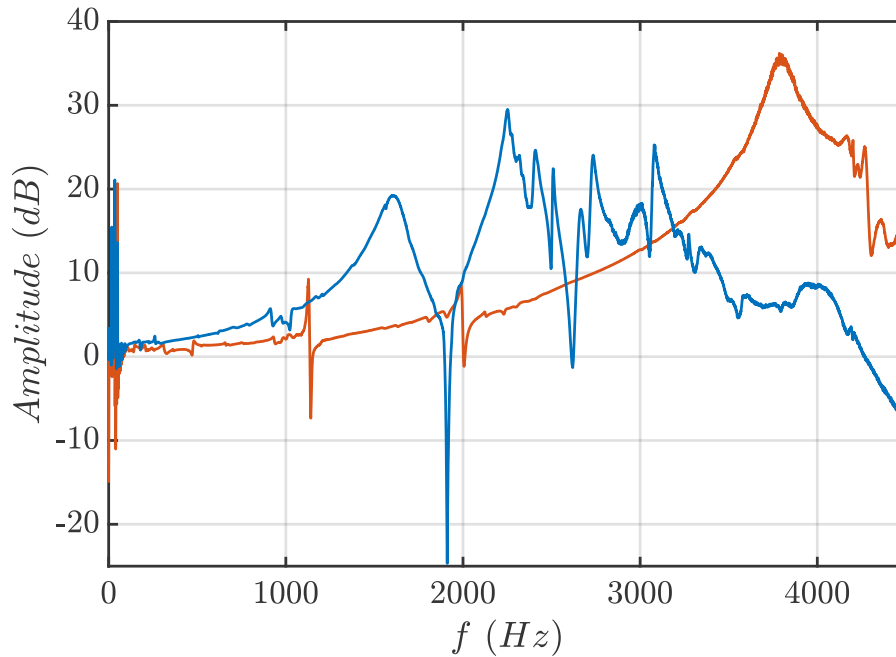


FIGURE 2.20 Fonctions de réponse en fréquence de l'ensemble cible sous excitation normale (courbe rouge) et tangentielle (courbe bleue).

Les raideurs mesurées expérimentalement sont 2 à 5 fois plus faibles que les raideurs du capteur de force seul (valeurs constructeur : $k_{ct} = 7 \cdot 10^8 \text{ N/m}$ et $k_{cn} = 4,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$) ; cette souplesse supplémentaire est inhérente à l'assemblage des pièces constituant l'ensemble cible.

2.5.4. Analyse

Les équations de mouvement (2.5) et (2.6) sont résolues, afin de prédire les évolutions temporelles modélisées de x_t (déplacement normal du projectile) et x_c (déplacement normal de l'ensemble cible). On introduit la vitesse normale incidente de l'impact mesurée expérimentalement comme condition initiale : $v_{in} = 0,018 \text{ m/s}$. On utilise les valeurs des paramètres estimés précédemment, rappelées dans l'équation (2.27) :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_t = 0,15 \text{ kg} \\ n_a = 2 \\ m_c = 1,52 \text{ kg} \\ k_{eq} = 7,1 \cdot 10^6 \text{ N/m} \\ k_c = 8,7 \cdot 10^8 \text{ N/m} \\ \alpha_c = 8 \cdot 10^3 \text{ Ns/m} \end{array} \right. \quad (2.27)$$

La figure 2.21 permet de comparer les évolutions temporelles de :

- la force de réaction expérimentale mesurée par le capteur de force,
- la force de réaction $k_c x_c$ (vue par le capteur) calculée à partir du modèle proposé,
- la force de contact $k_{eq} x_t$ calculée à partir du modèle proposé.

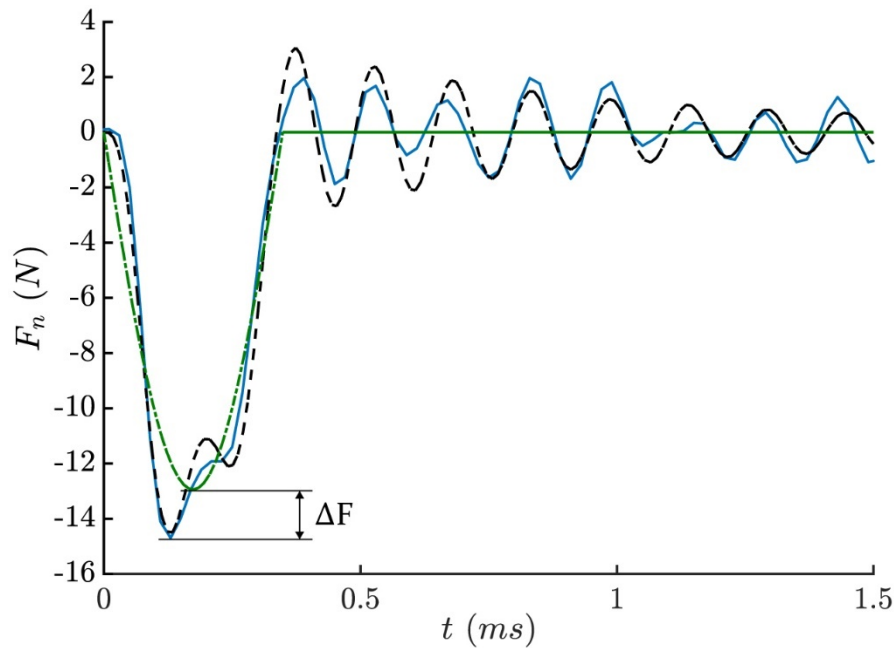


FIGURE 2.21 Evolution temporelle de l'effort normal pendant un impact : force de réaction expérimentale (ligne solide bleue) ; force de réaction $k_c x_c$ simulée numériquement (ligne pointillée noire) ; force de contact $k_{eq} x_t$ simulée numériquement (ligne verte)

On observe d'abord une bonne corrélation entre les évolutions temporelles de la force de réaction normale vue par le capteur expérimentale et simulée, ce qui souligne la pertinence du modèle dynamique proposé.

Après l'impact, l'oscillation du signal de force normale correspond à la vibration libre à la fréquence f_n de l'ensemble cible de masse $m_c = 1,52$ kg sur la raideur du capteur de force $k_c = 8,7 \cdot 10^8$ N/m :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m_c}} \cong 3,8 \text{ kHz} \quad (2.28)$$

Les oscillations libres observées sur le signal de force tangentielle présentent une fréquence plus faible, soulignant une souplesse plus importante de la cible dans la direction tangentielle.

Par ailleurs, on observe que la valeur de la force de réaction mesurée par le capteur est supérieure d'environ 10 % à la valeur de la force réelle de contact, en raison de la réponse dynamique de l'ensemble cible embarquée sur le capteur de force. La durée d'impact ne varie pas significativement sous l'action de cette réponse dynamique. Un raisonnement similaire est développé pour la composante tangentielle des efforts et montre de la même façon que la valeur maximale des efforts et la durée des impacts ne varient pas de manière très significative sous l'action de la réponse dynamique de l'ensemble cible.

En définitive, les résultats obtenus montrent que les efforts normaux et tangentiels mesurés par le capteur de force permettent de décrire correctement les efforts dynamiques de contact. En toute rigueur, on peut déconvoluer pour chaque impact les signaux d'effort mesurés grâce au

modèle dynamique proposé pour obtenir la force de contact. Néanmoins, les réponses dynamiques du système diffèrent légèrement entre deux impacts, suffisamment pour rendre impossible l'application d'une déconvolution identique pour tous les impacts. Les efforts étudiés dans la suite sont donc les efforts mesurés sans déconvolution.

2.6. Traitement des données

Les signaux bruts issus des capteurs sont enregistrés puis post-traités pour en extraire les caractéristiques des impacts, telles que l'angle d'incidence α_i et de rebond α_r , les énergies incidentes T_i et de rebond T_r , le coefficient de restitution normal e_n et tangentiel e_t , le rapport de percussion μ , la perte d'énergie T_L et la distance glissée l_g au cours d'un impact, les durées d'impact normale d_n et tangentielle d_t , l'effort ou l'enfoncement maximal au cours d'un impact, la durée de vol libre entre deux impacts, etc. La valeur de ces grandeurs, mais aussi leur distribution au cours d'un essai est obtenue. L'extraction de ces caractéristiques permet l'étude et l'analyse de la dynamique des impacts présentées au chapitre 3.

2.6.1. Enregistrement des données

De courtes fenêtres de signal régulièrement réparties au cours de l'essai sont enregistrées sous la forme d'un fichier binaire de sorte d'obtenir un échantillon de données représentatif de l'essai tout en limitant le volume des données enregistrées et le temps nécessaire à leur post-traitement. Sauf indication contraire, la durée d'une fenêtre d'acquisition est fixée à 1 seconde pour tous les essais, et 2000 fenêtres sont enregistrées au cours d'un essai d'usure typique de 20 h.

2.6.2. Données extraites des signaux de mesure bruts

Avant d'extraire les informations utiles pour chaque impact, une première étape consiste à identifier les impacts dans les signaux d'effort et de déplacement. L'analyse des signaux d'effort et de déplacement présentée au paragraphe 2.4 montre qu'un impact se manifeste par une brusque variation de l'effort normal et une inversion du déplacement normal. On peut donc retrouver la localisation temporelle des impacts dans les signaux mesurés en définissant des seuils qui permettent d'extraire les extrema locaux d'effort et déplacement normaux.

Plusieurs problèmes se posent, notamment dans le cas d'essais au cours desquels les efforts à l'impact sont très variables, allant de 5 N à plus de 100 N :

- Les vibrations libres juste après un impact, observées par exemple figure 2.13, pourraient être considérées comme des impacts si le seuil est défini trop bas ; s'il est défini trop haut, des impacts de faible intensité pourraient ne pas être considérés.
- La perturbation du signal d'effort normal générée par la réponse dynamique de l'ensemble cible peut conduire à l'existence d'un second extremum local sur la courbe en cloche caractéristique de l'impact, qui ne doit donc pas être considéré comme un impact (voir figure 2.23).
- Des impacts secondaires peuvent se produire juste après un impact principal (voir figure 2.23) ; ils doivent être distingués des vibrations libres liées à la résonance de l'ensemble cible impacté.
- Concernant les déplacements, on observe parfois deux extrema locaux au moment de l'impact ; le premier correspond à l'impact principal, le second peut correspondre à un impact secondaire ou bien à un mouvement du projectile qui n'induit pas de nouveau contact.

Le traitement des signaux d'effort et de déplacement doit prendre en compte tous ces cas de figure pour éviter au maximum les faux évènements, afin d'obtenir un algorithme d'identification des « vrais chocs » dont la robustesse est vérifiée en maintenant une sensibilité maximale.

Un algorithme développé dans l'environnement Matlab permet de traiter automatiquement les signaux d'effort et de déplacement, afin d'en extraire les localisations temporelles des impacts. Dans un premier temps, on traite les signaux d'effort. Ils sont d'abord filtrés numériquement avec un filtre RIF coupe-bande sur la plage [1 kHz 20 kHz], permettant d'éliminer les composantes spectrales associées aux vibrations libres de l'ensemble cible après l'impact, tout en gardant la signature des impacts. La figure 2.24 représente l'évolution temporelle de l'effort normal (rouge) et tangentiel (bleu) après filtrage, au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23. Ce filtrage permet de s'affranchir des différentes perturbations explicitées précédemment, et rend possible la définition d'un seuil d'effort fixe. Les extrema locaux d'effort sont détectés automatiquement à partir de ce signal filtré ; le résultat de cette détection est illustré par les croix noires sur la figure 2.24.

Les impacts ainsi détectés sont repartis en deux classes, selon qu'ils s'agissent d'impacts principaux ou d'impacts secondaires, c'est-à-dire d'impacts se produisant quelques millisecondes après un autre impact. Les impacts sur les signaux d'effort normal et tangentiel non filtrés sont ensuite identifiés en recherchant automatiquement l'extremum local le plus proche de chaque impact détecté sur les signaux filtrés (voir figure 2.25 (a)).

Les instants de début d'impact t_{in} pour la composante normale et t_{it} pour la composante tangentielle, et de fin d'impact t_{rn} et t_{rt} , sont ensuite détectés en cherchant les instants à partir desquels la valeur de l'effort devient égale à zéro. Les durées d'impact normale d_n et tangentielle d_t sont alors introduites :

$$d_n = t_{rn} - t_{in} \quad (2.29)$$

$$d_t = t_{rt} - t_{it} \quad (2.30)$$

Les percussions normale P_n et tangentielle P_t pour chaque impact sont ensuite calculées en intégrant les signaux d'efforts par la méthode des trapèzes entre les instants de début et de fin d'impact précédemment localisés :

$$P_t = \int_{t_{it}}^{t_{rt}} F_t(t) dt \quad (2.31)$$

$$P_n = \int_{t_{in}}^{t_{rn}} F_n(t) dt \quad (2.32)$$

Le rapport de percussion μ est alors défini :

$$\mu = \frac{P_t}{P_n} \quad (2.33)$$

Dans un second temps, on traite les signaux de déplacement. Un seuil défini au début du traitement permet d'identifier les extrema locaux du signal de déplacement normal. Les impacts détectés à partir du signal de déplacement sont comparés à ceux détectés à partir du signal d'effort ; seuls les impacts détectés à la fois en effort et en déplacement sont retenus. La localisation temporelle de l'impact est reportée ensuite sur le signal de déplacement tangentiel. La figure 2.25 (b) représente l'évolution temporelle des déplacements, au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23.

Pour chaque impact, on calcule ensuite les vitesses incidentes v_{it} et v_{in} , et les vitesses de rebond v_{rn} et v_{rt} , à partir de la pente de la réponse en déplacement sur des plages temporelles définies juste avant et juste après l'impact, délimitées par les triangles violets et verts sur la figure 2.25 (b). La figure 2.22 représente schématiquement les vitesses et les angles avant et après impact, avec les notations adoptées dans le cadre de cette étude.

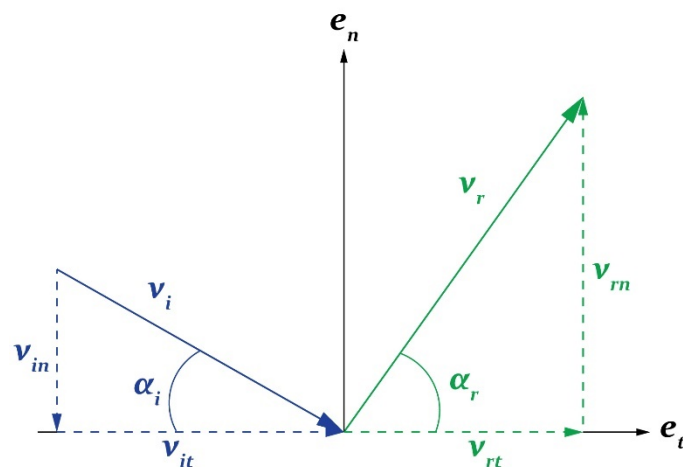


FIGURE 2.22 Représentation schématique des composantes normales et tangentielles des vitesses et des angles avant et après impact

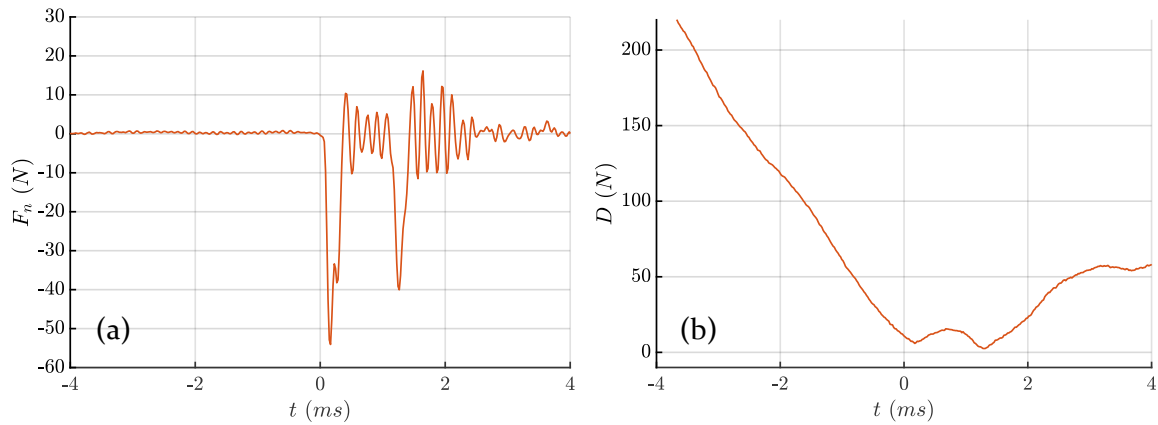


FIGURE 2.23 Evolution temporelle de l'effort normal (a) et du déplacement normal (b) au cours d'un impact principal suivi d'un impact secondaire

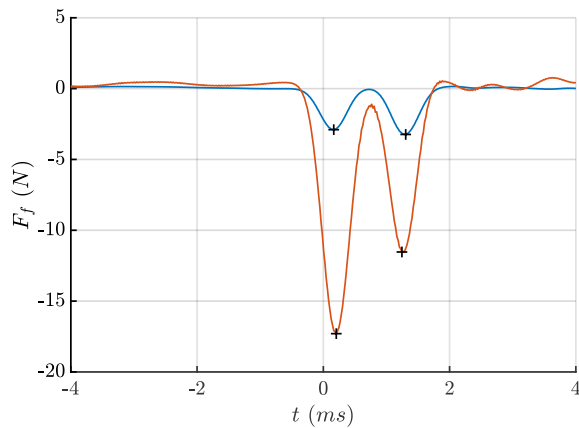


FIGURE 2.24 Evolution temporelle de l'effort filtré normal (rouge) et tangentiel (bleu) au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23. Croix noires : détection automatique des pics d'effort filtré

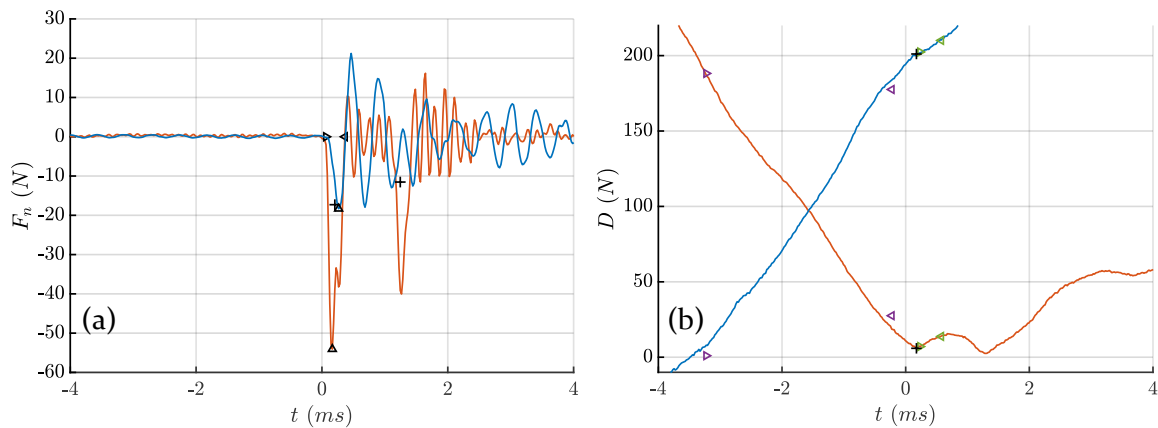


FIGURE 2.25 (a) Evolution temporelle de l'effort non filtré normal (rouge) et tangentiel (bleu) au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23. Croix noires : report des pics de la figure 2.24 ; grand triangle : détection du pic principal d'effort non filtré ; petits triangles : détection de l'instant initial et final du choc principal. (b) Evolution temporelle du déplacement normal (rouge) et tangentiel (bleu). Croix noires : détection automatique du pic de déplacement normal et report sur le déplacement tangentiel ; triangles violets : instants initiaux et finaux de la zone de calcul des vitesses incidentes normales et tangentielles ; triangles verts : instants initiaux et finaux de la zone de calcul des vitesses de rebond normales et tangentielles

L'angle d'incidence α_i et l'angle de rebond α_r du projectile sont alors introduits, en respectant la convention : $\alpha_i = 0^\circ$ pour une incidence purement horizontale, $\alpha_i = 90^\circ$ pour des impacts purement normaux.

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left| \frac{v_{in}}{v_{it}} \right| \quad (2.34)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left| \frac{v_{rn}}{v_{rt}} \right| \quad (2.35)$$

Les vitesses globales incidente \vec{v}_i et de rebond \vec{v}_r s'expriment comme la somme vectorielle des composantes normales et tangentielles, lesquelles peuvent alors s'exprimer en fonction des angles d'incidence et de rebond :

$$\vec{v}_i = \vec{v}_{in} + \vec{v}_{it} \quad (2.36)$$

$$\vec{v}_r = \vec{v}_{rn} + \vec{v}_{rt} \quad (2.37)$$

$$v_{in} = v_i \sin \alpha_i \quad (2.38)$$

$$v_{it} = v_i \cos \alpha_i \quad (2.39)$$

$$v_{rn} = v_r \sin \alpha_r \quad (2.40)$$

$$v_{rt} = v_r \cos \alpha_r \quad (2.41)$$

Pour chaque impact, on identifie le coefficient de restitution normal e_n à partir des vitesses normales incidentes v_{in} et de rebond v_{rn} :

$$e_n = \frac{v_{rn}}{v_{in}} \quad (2.42)$$

De la même manière, on identifie le coefficient de restitution tangentiel e_t :

$$e_t = \frac{v_{rt}}{v_{it}} \quad (2.43)$$

L'énergie incidente d'un impact T_i est définie à partir des vitesses incidentes normales et tangentielles v_{in} et v_{it} , l'énergie de rebond T_r à partir des vitesses de rebond v_{rn} et v_{rt} :

$$T_i = \frac{1}{2} m_t (v_{in}^2 + v_{it}^2) \quad (2.44)$$

$$T_r = \frac{1}{2} m_t (v_{rn}^2 + v_{rt}^2) \quad (2.45)$$

Le bilan d'énergie permet d'exprimer l'énergie cinétique incidente T_i comme la somme de l'énergie cinétique de rebond T_r et de la perte d'énergie au cours d'un impact T_L :

$$T_i = T_r + T_L \quad (2.46)$$

Dans cette équation, l'énergie de rotation est supposée négligeable. La perte d'énergie T_L peut se décomposer comme la somme de sa composante normale T_{Ln} et sa composante tangentielle et T_{Lt} , également calculées à partir des vitesses :

$$T_L = T_{Lt} + T_{Ln} \quad (2.47)$$

$$T_{Lt} = \frac{1}{2} m_t (v_{it}^2 - v_{rt}^2) \quad (2.48)$$

$$T_{Ln} = \frac{1}{2} m_t (v_{in}^2 - v_{rn}^2) \quad (2.49)$$

La perte d'énergie adimensionnée T_L^* est définie par :

$$T_L^* = T_L / T_i \quad (2.50)$$

De manière évidente, la perte d'énergie totale T_L^* est la somme de la perte normale T_{Ln}^* et de la perte tangentielle T_{Lt}^* .

La distance glissée pendant un impact l_g est calculée par deux méthodes différentes, la première à partir de la mesure du déplacement tangentiel entre le début et la fin de l'impact :

$$l_g = |D_t(t_{rt}) - D_t(t_{it})| \quad (2.51)$$

La seconde méthode de calcul suppose une décroissance linéaire de la vitesse tangentielle au cours de l'impact, et l'existence de glissement sur toute la durée tangentielle de l'impact :

$$l_g = d_t \frac{v_{it} + v_{rt}}{2} \quad (2.52)$$

Les deux méthodes présentent des résultats similaires, même si l'équation (2.52) génère des résultats moins bruités. C'est cette dernière équation qui sera utilisée pour toute la suite dans le calcul de la longueur glissée l_g .

2.6.3. Nouvelle estimation de la vitesse de rebond tangentielle

L'analyse des signaux d'efforts (à travers les essais au marteau de choc au paragraphe 2.4.2.3 et leur simulation avec le modèle dynamique présenté au paragraphe 2.5) fait état d'une bonne précision de mesure des efforts réels au contact. Une très bonne précision de mesure est également observée au paragraphe 2.4.1.3 sur les déplacements avant impact, ce qui permet d'obtenir des valeurs très précises de vitesses incidentes. La vitesse de rebond normale est également bien estimée, au regard de l'analyse du paragraphe 2.5.2.1 qui montre une parfaite corrélation entre la percussion normale P_n déduite de l'intégration de l'effort normal pendant l'impact et la percussion déduite de la différence de vitesses $v_{rn} - v_{in}$.

De toutes les données extraites des signaux bruts, les vitesses de rebond tangentielles sont celles qui présentent le moins de fiabilité. En effet, quelques millisecondes après l'impact, on observe que le déplacement du projectile est imposé par les pots vibrants. Les déplacements mesurés après l'impact sont donc la somme de deux composantes : d'une part les déplacements associés au rebond du projectile suite au retour élastique des surfaces après l'impact, d'autre part les déplacements imposés par le système d'excitation. Si l'on veut limiter au maximum le poids de la seconde composante sur le calcul des vitesses de rebond, on doit restreindre les plages temporelles de calcul des vitesses de rebond, comme le montre la figure 2.25 (b), ce qui rend difficile l'estimation des vitesses de rebond tangentielles.

Une estimation alternative des vitesses de rebond tangentielles v_{rt} est alors proposée, à partir des vitesses incidentes, de la vitesse de rebond normale et des percussions normale et tangentielle :

$$P_n = \int_{t_{in}}^{t_{rn}} F_n(t) dt = m_t (v_{rn} - v_{in}) \quad (2.53)$$

$$P_t = \int_{t_{it}}^{t_{rt}} F_t(t) dt = m_t (v_{rt} - v_{it}) \quad (2.54)$$

D'où :

$$v_{rt} = v_{it} + \frac{P_t}{m_t} = v_{it} + \frac{P_t (v_{rn} - v_{in})}{P_n} \quad (2.55)$$

Dans toute la suite, les valeurs de vitesse de rebond tangentielle v_{rt} sont calculées à partir de l'équation (2.55). On en déduit alors les valeurs d'angle de rebond α_r , d'énergie de rebond T_r , de perte d'énergie tangentielle T_{Lt} et T_{Lt}^* , de perte d'énergie totale T_L et T_L^* , et de longueur glissée l_g .

2.7. Cinématiques incidentes réalisées au cours des campagnes d'essais

Une large variété de cinématiques est réalisable avec le banc d'essais développé dans le cadre de cette étude. Ce paragraphe présente celles qui ont été réalisées au cours des campagnes d'essais. Le pilotage de la trajectoire du projectile étant obtenu en contrôlant l'amplitude et la phase des signaux d'entrée des deux pots vibrants, la cinématique résultante n'est limitée que par la créativité de l'expérimentateur.

2.7.1. Distribution unimodale en angle et en énergie

La figure 2.26 représente les trajectoires du projectile dans le plan de mouvement au cours de plusieurs impacts à énergie et angle d'incidence constants. Chaque couleur représente un essai différent, pour lequel la consigne en angle d'incidence est différente.

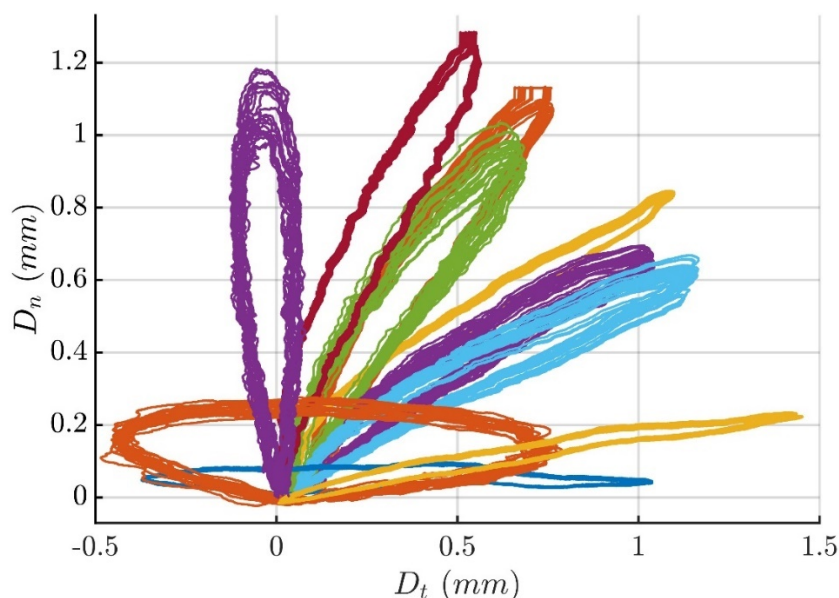


FIGURE 2.26 Trajectoires du projectile dans le plan vertical (YZ) pour différents angles d'incidence : 5°, 15°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 65°, 70°, 85°

La figure 2.27 représente les densités de probabilités (a) et l'évolution temporelle (b) des angles d'impacts mesurés au cours d'essais de 20 h pour différentes consignes d'angles d'incidence. On observe que les angles mesurés sont très recentrés autour de la valeur de consigne avec une faible dispersion, ce qui souligne la qualité de l'asservissement en angle d'incidence des essais.

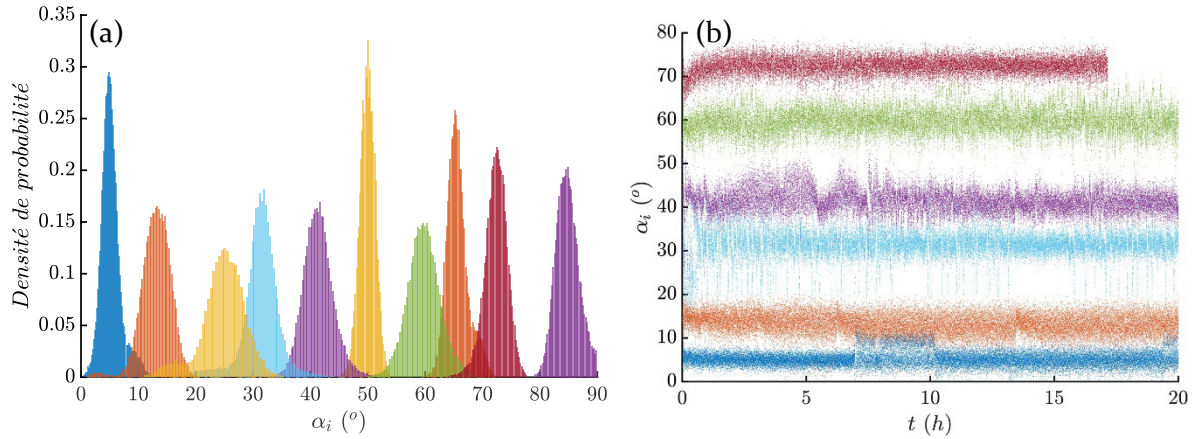


FIGURE 2.27 Densité de probabilité (a) et évolution temporelle (b) des angles d'impacts mesurés au cours d'essais de 20 h pour différentes consignes d'angles d'incidence : 5° , 15° , 25° , 30° , 40° , 50° , 60° , 65° , 70° , 85°

2.7.2. Distribution bimodale en angle, unimodale en énergie

La figure 2.28 représente la densité de probabilités (a) et l'évolution temporelle (b) des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 30° à 70° toutes les 200 secondes, et à énergie constante. La figure 2.29 représente la densité de probabilités (a) et l'évolution temporelle (b) des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 65° à 30° à la moitié de l'essai, et à énergie constante. Dans ces deux cas, on peut remarquer la précision de l'asservissement tant en angle qu'en énergie incidente. Plus largement, toute cinématique multimodale en angle ou en énergie incidente est possible ; tout type de distribution en angle ou énergie incidente est également possible.

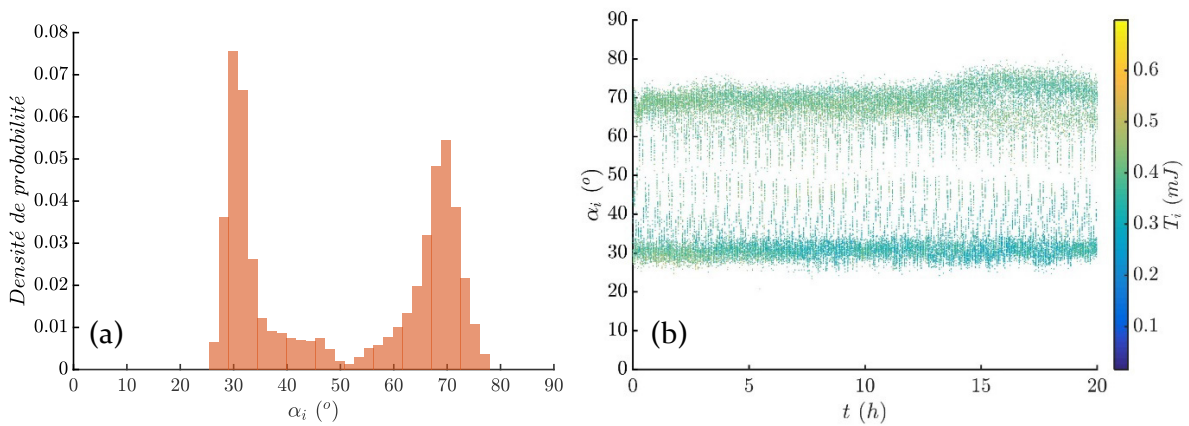


FIGURE 2.28 Densité de probabilité (a) et évolution temporelle des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 30° à 70° toutes les 200 secondes, et à énergie constante. Couleur : énergie incidente

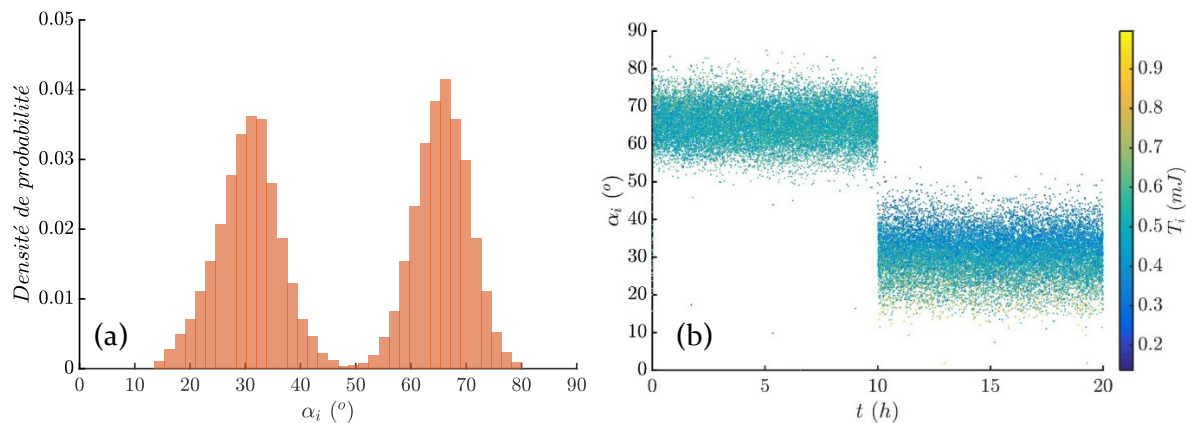


FIGURE 2.29 Densité de probabilité et évolution temporelle des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 65° à 30° à la moitié de l'essai, et à énergie constante. Couleur : énergie incidente

2.7.3. Rampes en angle à énergie constante, ou en énergie à angle constant

Des essais de rampe en angle ou en énergie incidente peuvent également être réalisés. La figure 2.30 (a) représente l'évolution temporelle de l'angle d'incidence mesuré au cours d'un essai de rampe en angle. A chaque instant, l'angle d'incidence varie, passant de 80° à $t = 0$ s à 5° à $t = 1600$ s. L'énergie incidente T_i est maintenue constante. De la même manière, la figure 2.30 (b) représente l'évolution temporelle de l'énergie incidente mesurée au cours d'un essai de rampe en énergie. A chaque instant, l'énergie incidente varie, passant de 0,8 mJ à $t = 0$ s à 0 mJ à $t = 600$ s. L'angle d'incidence α_i est maintenu constant. Ce type d'essai est particulièrement utile et efficace pour caractériser un système dynamique soumis à des impacts, comme nous le verrons dans la partie 3.

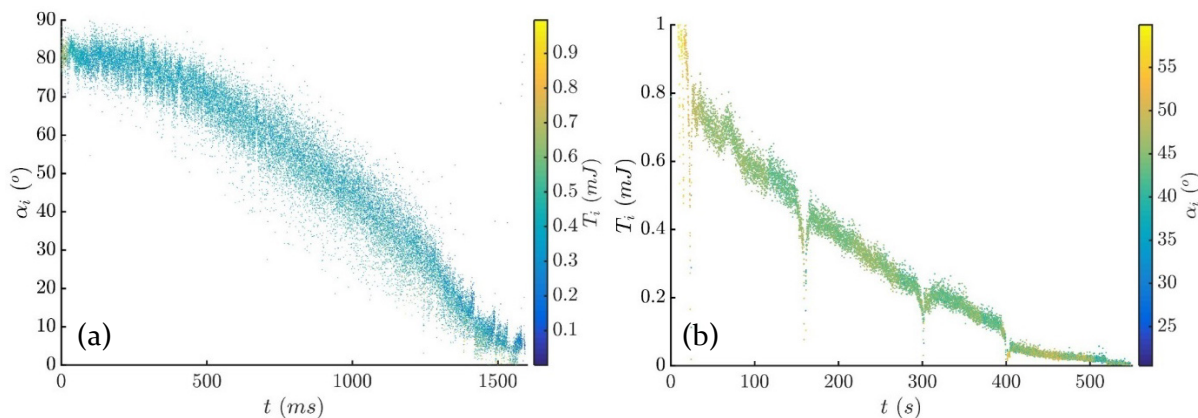


FIGURE 2.30 (a) Evolution temporelle de l'angle d'incidence des impacts au cours d'un essai de rampe en angle à énergie incidente constante ; couleur : énergie incidente des impacts. (b) Evolution temporelle de l'énergie incidente des impacts au cours d'un essai de rampe en énergie à angle d'incidence constante ; couleur : angle d'incidence des impacts

2.8. Conclusions

Le dispositif expérimental présenté dans cette partie permet de réaliser des impacts entre un échantillon de tube GV et réel et un échantillon de barre antivibratoire réel, à température ambiante, en air ou en eau.

Un soin tout particulier a été apporté, d'une part, sur la conception de l'ensemble cible, afin de le rendre aussi rigide que possible pour éviter les perturbations des signaux d'effort de contact, et, d'autre part, sur le système d'excitation, afin de générer des véritables impacts et non pas du martelage : tout se passe comme si à l'impact et juste après l'impact, le projectile est en vol libre, et non guidé par l'excitation.

Le dispositif expérimental se distingue par la qualité des signaux obtenus, tant dans la mesure des efforts de contact normaux et tangentiels au cours des impacts que dans celle des déplacements du projectile. Cette qualité permet de commander de manière très précise les trajectoires et les cinématiques que l'on souhaite donner au projectile, et de mesurer les caractéristiques dynamiques de chaque impact avec exactitude.

La précision et la robustesse des algorithmes de traitement des signaux bruts d'effort et de déplacement permettent d'obtenir des résultats fiables concernant les caractéristiques statistiques décrivant la dynamique des impacts se produisant au cours d'un essai complet.

3. De la dynamique des impacts

Sommaire

3.1.	Introduction.....	78
3.2.	Evolution des efforts et des déplacements avec l'angle d'incidence	79
3.3.	Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en air	80
3.3.1.	Coefficient de restitution.....	80
3.3.2.	Rapport de percussion	81
3.3.3.	Perte d'énergie	86
3.3.4.	Distance glissée.....	89
3.4.	Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en eau.....	92
3.4.1.	Coefficient de restitution.....	92
3.4.2.	Rapport de percussion	93
3.4.3.	Perte d'énergie	94
3.4.4.	Distance glissée.....	97
3.5.	Influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts.....	99
3.5.1.	Coefficient de restitution.....	99
3.5.2.	Rapport de percussion	100
3.5.3.	Perte d'énergie	100
3.5.4.	Distance glissée.....	101
3.6.	Conclusions.....	103

3.1. Introduction

L'usure en général, et l'usure par impact en particulier, est associée à de la dissipation. Plusieurs paramètres mécaniques sont communément utilisés dans la littérature pour décrire cette dissipation [13], tels que le coefficient de restitution, le rapport de percussion, la perte d'énergie et la distance glissée. Chacun de ces paramètres est analysé avec soin dans cette partie, pour étudier leur influence sur l'usure dans la partie suivante.

L'analyse des caractéristiques dynamiques des impacts s'appuie sur des essais réalisés à la fois en air et eau. Les impacts en air permettent d'une part de s'affranchir de l'influence potentielle de l'eau sur la dynamique des impacts, et d'autre part de pouvoir comparer nos résultats à ceux de la littérature, davantage fournie sur les impacts en air. Les impacts en eau permettent d'être plus représentatif des conditions observées en milieu REP ; nous avons en effet constaté que les faciès d'usure générés par des impacts en eau sont plus proches de ceux observés en milieu REP, par rapport à ceux générés par des impacts en air.

Le paragraphe 3.2 présente l'évolution des efforts et des déplacements au cours d'impacts réalisés à différents angles d'incidence, et met en évidence des comportements dynamiques très différents selon l'angle. Cette observation oriente vers l'idée d'étudier les caractéristiques dynamiques des impacts en fonction de l'angle d'incidence de manière systématique.

Les paragraphes 3.3 et 3.4 présentent les caractéristiques des impacts en air et celles des impacts en eau pour des essais de rampe en angle d'incidence. L'énergie incidente est constante et égale à 0,35 mJ. La fréquence d'excitation est égale à 20 Hz et la durée de l'essai est égale à 1600 s. On totalise ainsi 32 000 impacts pendant un essai de rampe. L'angle d'incidence varie de 85° à t=0 s à 5° à t=1600 s. La faible durée de ces essais permet d'éviter la dispersion éventuelle des mesures due à la modification de la géométrie du contact induite par l'usure sur des essais longs.

Le paragraphe 3.5 présente les caractéristiques des impacts en air et en eau pour des essais de rampe en énergie incidente. L'angle d'incidence est constant et égal à 30°. La fréquence d'excitation est égale à 20 Hz et la durée de l'essai est égale à 1600 s. On totalise ainsi 32 000 impacts pendant un essai de rampe. L'énergie incidente varie de 0,8 mJ à t=0 s à 0 mJ à t=1600 s.

L'organisation de ces trois paragraphes est identique ; ils présentent successivement l'évolution du coefficient de restitution, du rapport de percussion, de la perte d'énergie et enfin de la distance glissée en fonction des caractéristiques incidentes des impacts, tout en mettant en relation les résultats expérimentaux obtenus et ceux issus des modèles analytiques.

3.2. Evolution des efforts et des déplacements avec l'angle d'incidence

L'influence de l'angle d'incidence sur les différents paramètres dynamiques caractérisant l'impact est observable sur la figure 3.1 qui présentent les évolutions temporelles des déplacements et des efforts au cours d'un impact à $\alpha_i = 10^\circ$ (a) et d'un impact à $\alpha_i = 50^\circ$ (b), pour une énergie incidente identique.

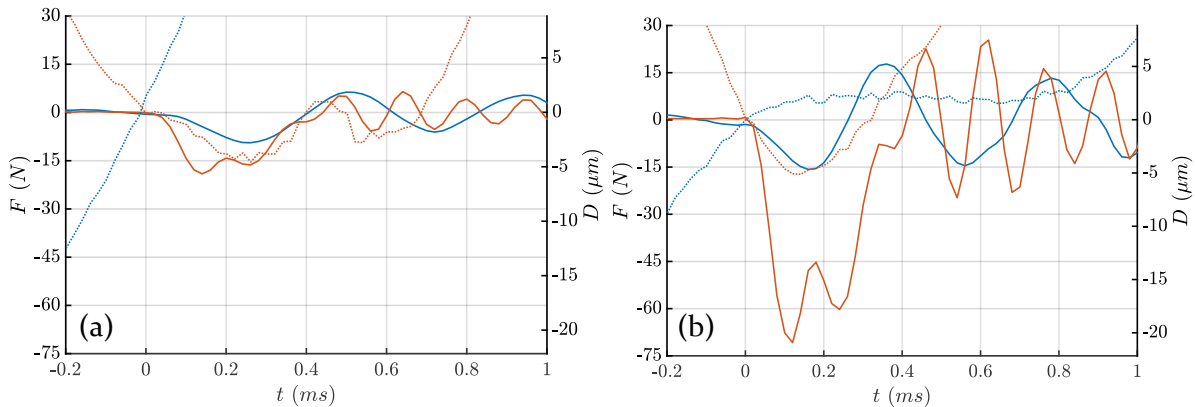


FIGURE 3.1 Evolution temporelle des déplacements et des efforts au cours d'un impact à $\alpha_i = 10^\circ$ (a) et $\alpha_i = 50^\circ$ (b). Lignes continues : efforts ; lignes pointillées : déplacements ; lignes rouges : composante normale ; lignes bleues : composante tangentielle

On remarque que l'effort maximal à l'impact est plus important pour $\alpha_i = 50^\circ$ que pour $\alpha_i = 10^\circ$, ce qui est cohérent : plus l'impact est normal, plus la composante normale de l'effort est importante. On observe également que l'amplitude de la vibration libre observable sur les signaux d'efforts après l'impact est proportionnelle à l'effort maximal au cours de l'impact. La durée normale de l'impact d_n est légèrement plus grande pour $\alpha_i = 10^\circ$ que pour $\alpha_i = 50^\circ$, ce qui est cohérent avec l'équation (2.18), la vitesse incidente normale v_{in} étant plus faible pour $\alpha_i = 10^\circ$. Il est intéressant de noter que la durée tangentielle d'impact d_t est très inférieure à la durée normale d_n pour $\alpha_i = 50^\circ$, alors que ces deux durées sont identiques pour $\alpha_i = 10^\circ$; cette observation sera davantage analysée et commentée au paragraphe 3.3.2.

Concernant les déplacements, l'enfoncement maximal au cours de l'impact est sensiblement identique pour les deux angles. Les vitesses incidentes tangentielle et normale dépendent évidemment de l'angle d'incidence. Il est intéressant de noter la différence de comportement concernant la vitesse tangentielle v_t au cours de l'impact : dans le cas $\alpha_i = 10^\circ$, la vitesse v_t est constante tout au long de l'impact (pente du déplacement tangential constante sur la figure 3.1 (a)) ; dans le cas $\alpha_i = 50^\circ$, v_t diminue jusqu'à s'annuler (pente du déplacement tangential nulle sur la figure 3.1 (b)) alors que les surfaces sont encore en contact (effort normal non-nul). L'instant pour lequel la vitesse tangentielle s'annule semble correspondre à l'instant où l'effort tangential s'annule aussi ; cette observation peut s'interpréter par un arrêt du glissement au cours de l'impact, et donc des forces de frottement associées, alors même que les surfaces sont toujours en contact. Ce comportement sera davantage analysé et commenté dans la suite.

3.3. Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en air

Dans cette partie, les caractéristiques dynamiques des impacts obliques sont étudiées en air, à travers des essais de rampe en angle d'incidence. Les évolutions du coefficient de restitution, du rapport de percussion, de la perte d'énergie et enfin de la distance glissée au cours des impacts sont détaillées. Les résultats présentés ici ont fait l'objet de plusieurs publications [81–83].

3.3.1. Coefficient de restitution

La figure 3.2 représente le coefficient de restitution normal e_n en fonction de l'angle d'incidence α_i pour les 32 000 impacts réalisés pendant un essai de rampe en air à température ambiante ; la couleur représente le coefficient de restitution tangentiel e_t . Le coefficient e_n est calculé à partir des vitesses normales incidentes et de rebond mesurées, en utilisant l'équation (2.42). Le coefficient de restitution tangentiel e_t est calculé à partir des vitesses tangentielles, en utilisant l'équation (2.43). La plage de valeurs en abscisse est divisée en dix sections égales. La valeur médiane du coefficient de restitution est calculée pour chacune de ces sections, et représentée par un carré blanc. Des barres d'erreur sont estimées pour chaque section et correspondent à l'écart-type des valeurs en abscisse pour les barres horizontales, et des valeurs en ordonnée pour les barres verticales.

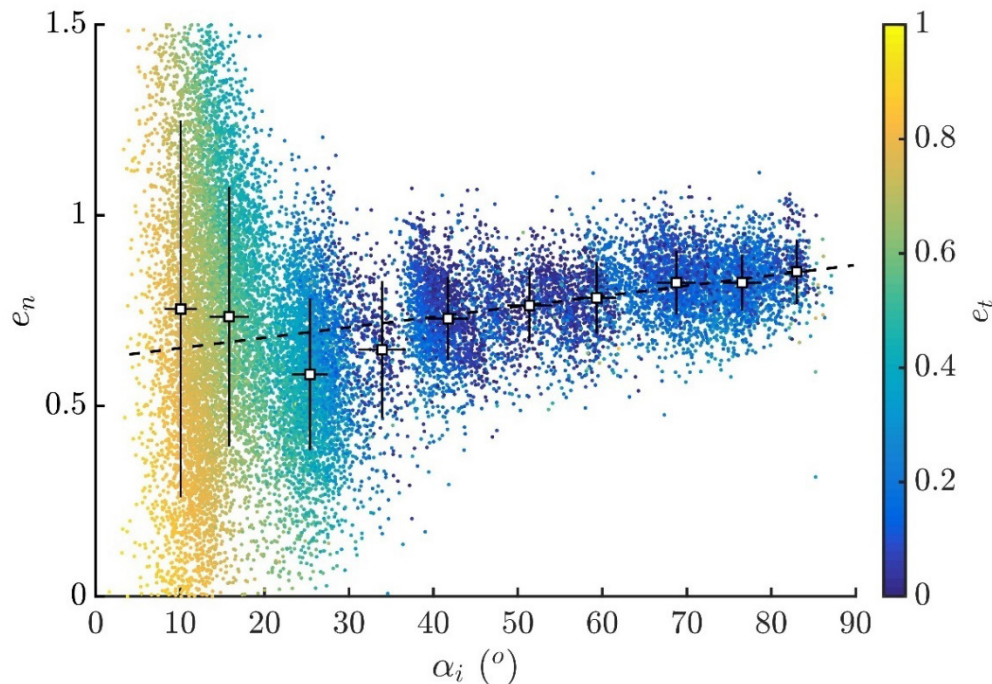


FIGURE 3.2 Coefficient de restitution normal en fonction de l'angle d'incidence. Couleur : coefficient de restitution tangentiel ; ligne pointillée : régression linéaire des points expérimentaux définie par l'équation (3.2)

On observe sur la figure 3.2 des points expérimentaux dans la plage 0° - 20° qui présentent un coefficient de restitution normal e_n supérieur à 1, ce qui peut sembler étonnant. En exprimant les vitesses v_{in} et v_{rn} de l'équation (2.42) comme des fonctions respectivement de α_i et v_i et de α_r et v_r avec les équations (2.38) et (2.40), on obtient :

$$e_n = -\frac{v_r \sin \alpha_r}{v_i \sin \alpha_i} \quad (3.1)$$

Un impact dissipant toujours de l'énergie, le rapport entre la vitesse de rebond v_r et la vitesse incidente v_i ne peut en aucun cas dépasser 1. Néanmoins dans certains cas, on observe que l'angle de rebond α_r est plus grand que l'angle incident α_i ; par conséquent v_{rn} peut être supérieur à v_{in} , ce qui implique des valeurs de coefficient de restitution normal supérieures à 1 sans violer le principe de conservation de l'énergie. Ce cas, observé ici sur la plage 0°-20°, est observé de manière générale pour les incidences très rasantes ($\alpha_i < 20^\circ$).

La valeur médiane de e_n semble décroître de 0,75 à 0,5 quand l'angle d'incidence augmente de 0° à 30°. Les valeurs expérimentales de coefficient de restitution sont fortement dispersées aux angles rasants. Ceci peut être expliqué par le fait qu'à faibles angles d'incidence, les vitesses normales sont également plus faibles et les erreurs de mesures plus importantes. Cette dispersion peut également provenir d'une plus grande influence de la topographie de surface sur les caractéristiques de rebond aux angles rasants.

Sur la plage 30°-90°, e_n augmente de 0,5 à 0,85 avec nettement moins de dispersion. Un ordre de grandeur similaire sur les valeurs de coefficient de restitution est observé dans la littérature [84] pour un contact cylindre-cylindre acier-acier dans des gammes de vitesses incidentes identiques. La ligne pointillée correspond à la régression linéaire des points expérimentaux définie par :

$$e_n(\alpha_i) = 2,7 \cdot 10^{-3} \alpha_i + 0,62 \quad (3.2)$$

où α_i est en degrés. Ce modèle linéaire prédit assez bien l'évolution du coefficient de restitution dans la gamme 40°-90°. Dans la gamme 0°-40°, les points expérimentaux sont très distribués et aucune tendance claire ne se dégage. Dans les deux cas, la dépendance du coefficient de restitution à l'angle d'incidence est faible. Ainsi, la valeur moyenne du coefficient de restitution calculée sur l'ensemble de la gamme 0°-90° est retenue pour la suite, et vaut $e_n = 0,80$.

Par ailleurs, on observe deux régimes de fonctionnement distincts concernant le coefficient de restitution tangentiel e_t :

- Dans la gamme 0°-30°, on observe une décroissance de e_t qui passe de 0,9 à 0,15.
- Dans la gamme 30°-90°, e_t présente une valeur stable proche de 0,15 (la vitesse tangentielle de rebond v_{rt} devient faible, induisant des angles de rebond quasi-normaux).

L'existence de ces deux régimes sera également observée à travers l'étude du rapport de percussion du paragraphe suivant.

3.3.2. Rapport de percussion

Le frottement au cours des impacts est étudié par l'intermédiaire du rapport μ entre la percussion normale P_n et la percussion tangentielle P_t , calculées en intégrant les efforts normaux

et tangentiels mesurés sur la durée du choc, en utilisant les équations (2.31) et (2.32). La figure 3.3 représente le rapport de percussion expérimental μ en fonction de l'angle d'incidence α_i . La couleur des points correspond à l'angle de rebond α_r .

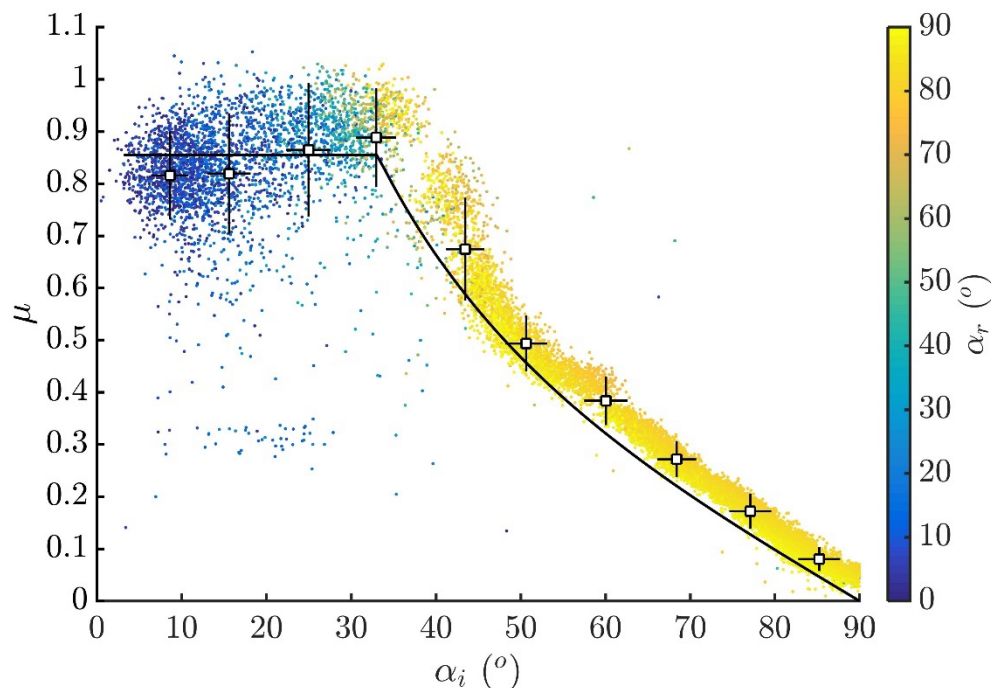


FIGURE 3.3 Rapport de percussion en fonction de l'angle d'incidence. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond ; ligne pleine : rapport de percussion modélisé, défini par le système d'équations (3.16)

On observe à nouveau deux régimes de fonctionnement distincts :

- Dans la gamme 0° - 30° , on observe un plateau correspondant à une valeur $\mu \approx 0,86$. Dans cette gamme, l'angle de rebond α_r , observable à partir de la couleur des points de la figure, augmente très rapidement avec l'angle d'incidence, allant de 0° à 90° .
- Dans la gamme 30° - 90° , la valeur de μ diminue au fur et à mesure que la percussion tangentielle diminue, jusqu'à atteindre $\mu = 0$ pour des impacts normaux. Dans cette gamme, l'angle de rebond est constant et vaut 90° , ce qui est cohérent avec les observations du paragraphe 3.3.1.

Cette évolution particulière en deux régimes du rapport de percussion a également été observée pour d'autres matériaux par Ratner [85] et Osakue [86], avec des angles de changement de régimes autour de 45° . La nature de la cinématique du contact pendant l'impact (glissement ou adhérence) correspondant aux deux régimes, et le modèle prédictif du rapport de percussion correspondant à la ligne noire de la figure 3.3, sont détaillés au paragraphe 3.3.2.4. Pour introduire ce modèle prédictif, on s'appuie sur les théories de Brach [1] et d'Engel [29]. Le modèle du premier s'intéresse aux impacts d'une particule érosive rigide sur une surface plane ; le second s'intéresse aux impacts percussifs entre deux objets massifs. En particulier, les deux auteurs s'intéressent au frottement généré au cours d'un impact. Ils introduisent chacun un coefficient de glissement, μ_c pour Brach et f_g pour Engel, qui définit la transition entre deux régimes de frottement observés à l'impact : un régime où il y a existence de glissement sur toute la durée de

l'impact, et un régime où il y a une phase de glissement suivie d'une phase d'adhérence ou de roulement au cours de l'impact. Les paragraphes suivants détaillent et comparent la formulation et la signification de ces deux paramètres, afin de les utiliser pour comprendre et prédire l'évolution du rapport de percussion en fonction de l'angle d'incidence observée figure 3.3.

3.3.2.1. Rapport de percussion critique μ_c de Brach

A partir de la modélisation mécanique d'un impact entre un projectile et une cible, Brach [1] définit un coefficient critique μ_c comme la valeur maximale de μ que l'on peut atteindre au cours de l'impact. Dans notre cas, on a :

$$\mu = \frac{P_t}{P_n} = \frac{v_{it} - v_{rt}}{v_{in} - v_{rn}} = \frac{v_{it} - v_{rt}}{v_{in}(1 + e_n)} \quad (3.3)$$

Donc :

$$\mu_c = \frac{\max(v_{it} - v_{rt})}{v_{in}(1 + e_n)} \quad (3.4)$$

Comme $v_{it} > 0$ et $v_{rt} \geq 0$, le cas limite $v_{rt} = 0$ maximise μ_c , on a donc :

$$\mu_c = \frac{v_{it}}{v_{in}(1 + e_n)} = \frac{v_i \cos \alpha_i}{v_i \sin \alpha_i (1 + e_n)} = \frac{1}{\tan \alpha_i (1 + e_n)} \quad (3.5)$$

L'équation (3.5) correspond bien à la définition de Brach [1], dans le cas où les effets de rotation du projectile ne sont pas pris en compte. Brach se sert du rapport de percussion critique ainsi introduit pour définir deux régimes de frottement à l'impact :

$$\begin{cases} \mu < \mu_c & \text{glissement pendant tout l'impact donc } \mu = \mu_k \\ \mu = \mu_c & \text{roulement à la séparation} \end{cases} \quad (3.6)$$

avec μ_k le coefficient de frottement dynamique (cinétique) en glissement pur.

Si $\mu < \mu_c$, il y a glissement tout au long de l'impact et μ est égal au coefficient de frottement cinétique usuel μ_k . Si $\mu = \mu_c$ (μ ne peut pas dépasser μ_c par définition), Brach affirme que le projectile glisse d'abord, puis roule en fin d'impact. Les régimes de l'équation (3.6) sont définis initialement par Brach pour des particules érosives dont la forme les incite à rouler après l'impact, mais le régime $\mu = \mu_c$ peut être interprété de manière plus générale par un arrêt du glissement alors que l'impact n'est pas encore terminé, le projectile et la cible étant encore en contact. Ce régime se traduit alors par l'annulation de la vitesse tangentielle avant la fin de l'impact. Si les rotations du projectile sont négligeables comme dans notre cas d'étude, le régime $\mu = \mu_c$ peut alors être illustré par la figure 3.4. La vitesse de rebond tangentielle est alors nulle, et l'angle de rebond est de 90° par rapport à l'horizontale d'après l'équation (2.35). Ce régime

correspond à la plage d'incidence 30°-90° sur la figure 3.3, au regard des angles de rebond observés.

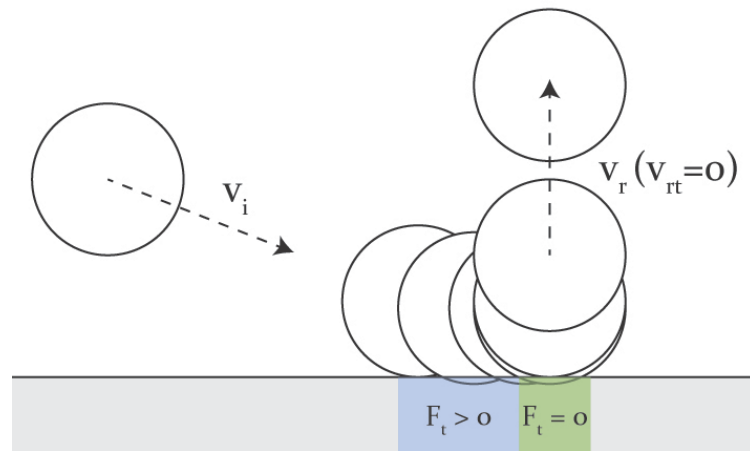


FIGURE 3.4 Schéma de principe des phases de mouvement lors d'un impact dans le cas $\mu = \mu_c$

3.3.2.2. Facteur de glissement f_g d'Engel

Engel [29] définit un facteur de glissement f_g et l'utilise comme critère pour décrire les différents impacts selon qu'ils soient non glissants, peu glissants ou très glissants. Plusieurs hypothèses sont émises pour aboutir à cette définition ; l'évolution de l'effort normal F_n au cours de l'impact est notamment décrite par une loi sinus :

$$F_n(t) = F_{nm} \sin \frac{\pi t}{d_n} \quad (3.7)$$

où F_{nm} est la valeur maximale de l'effort normal au cours de l'impact et d_n la durée d'impact normal. Engel suppose également que la loi de Coulomb est valable à chaque instant au cours de l'impact, et qu'il existe une proportionnalité entre l'effort tangentiel F_t et l'effort normal F_n :

$$F_t = \mu F_n \quad (3.8)$$

Sous ces hypothèses, Engel obtient la valeur suivante de facteur de glissement f_g , ainsi que la définition des deux régimes de frottement au cours d'un impact :

$$f_g = \frac{\pi m_t v_{it}}{\mu F_{nm} d_n} \quad (3.9)$$

$$\begin{cases} f_g < 2 & \text{glissement puis adhérence} \\ f_g > 2 & \text{glissement pendant tout le contact} \end{cases} \quad (3.10)$$

Si on reprend la définition du rapport de percussion critique μ_c de Brach [1] dans le cas d'une évolution sinusoïdale de l'effort normal pendant l'impact, on a :

$$\mu_c = \frac{v_{it}}{v_{in} - v_{rn}} = \frac{m_t v_{it}}{P_n} = \frac{m_t v_{it}}{\int_0^{d_n} F_{nm} \sin \frac{\pi t}{t^*}} = \frac{m_t v_{it}}{\left(\frac{2F_{nm}}{\pi} d_n\right)} = \frac{\pi m_t v_{it}}{2F_{nm} d_n} = \frac{f_g \mu}{2} \quad (3.11)$$

L'équation (3.11) montre qu'il existe une relation directe entre le rapport de percussion critique μ_c de Brach et le facteur de glissement f_g d'Engel. Les équivalences suivantes sont déduites de l'équation (3.11) :

$$f_g \leq 2 \Leftrightarrow \mu \geq \mu_c \text{ et } f_g \geq 2 \Leftrightarrow \mu \leq \mu_c \quad (3.12)$$

L'équation (3.12) souligne une équivalence parfaite entre les deux régimes de frottement à l'impact définis par Brach dans l'équation (3.6), et ceux d'Engel définis dans l'équation (3.10). Néanmoins, la définition de Brach a davantage de sens physique et est également plus générale dès lors qu'elle ne nécessite pas d'approximation sinusoïdale de la force de contact. C'est donc celle qui sera retenue dans la suite.

3.3.2.3. Angle limite α_c

Brach [1] décrit les deux régimes précédemment exposés sans chercher à calculer un angle limite permettant de clairement les séparer. Nous introduisons donc α_c l'angle limite tel que :

$$\begin{cases} \alpha \leq \alpha_c \Leftrightarrow \mu = \mu_k \leq \mu_c \\ \alpha \geq \alpha_c \Leftrightarrow \mu = \mu_c \end{cases} \quad (3.13)$$

avec μ_k le coefficient de frottement cinétique usuel, dans le cas de glissement tout au long de l'impact. En exprimant la continuité entre les deux régimes, on obtient :

$$\mu_k = \mu_c = \frac{1}{\tan \alpha_c (1 + e_n)} \quad (3.14)$$

D'où :

$$\alpha_c = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\mu_k (1 + e_n)} \right) \quad (3.15)$$

L'évolution de μ en fonction de l'angle d'incidence α_i peut donc être entièrement prédite en connaissant le coefficient de frottement cinétique du couple de matériau μ_k et la valeur moyenne du coefficient de restitution normal e_n sur la gamme 0-90°.

3.3.2.4. Modèle prédictif du rapport de percussion

La ligne pleine de la figure 3.3 correspond au système d'équations suivant :

$$\mu(\alpha_i) = \begin{cases} \mu_k = 0,86, & 0^\circ \leq \alpha_i \leq \alpha_c \\ \mu_c(\alpha_i) = \frac{1}{\tan \alpha_i (1 + e_n)}, & \alpha_i \geq \alpha_c \end{cases} \quad (3.16)$$

où la fonction $\mu_c(\alpha_i)$ correspond à l'équation (3.5), α_c est estimé à partir de l'équation (3.15), et e_n correspond à la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0° - 90° : $e_n = 0,80$.

Dans la gamme 30° - 90° , le rapport de percussion expérimental est bien prédit par μ_c . D'après la description des régimes de frottement exposée précédemment, il y a pendant ces impacts une phase de glissement suivi d'une phase où la vitesse tangentielle est nulle, ce qui est cohérent avec les observations du paragraphe 3.3.1. Comme attendu, l'angle de rebond est normal au cours de ce régime.

Dans la gamme 0° - 30° , le plateau $\mu = \mu_k \approx 0,86$ est également cohérent avec le modèle de Brach, et correspond à un régime caractérisé par du glissement tout au long de l'impact.

La description de l'évolution du rapport de percussion μ en fonction de l'angle d'incidence permet notamment d'expliquer des observations précédentes [82, 87], et souligne le fait que le frottement au cours d'un impact est entièrement déterminé par le coefficient de frottement cinétique entre les matériaux μ_k , l'angle d'incidence α_i , et le coefficient de restitution normal moyen e_n . Cette formulation ne fait pas apparaître les caractéristiques de rebond des impacts, contrairement à celle proposée par Ratner [85]. Le rapport de percussion μ et l'angle d'incidence α_i ne semblent pas indépendants, contrairement à la parfaite indépendance entre coefficient de frottement et angle d'incidence observée par Kaiser [77] suite à des essais d'impacts réalisés sur les tribomètres AUREOLE développés par la société AREVA.

3.3.3. Perte d'énergie

La perte d'énergie lors d'un impact est une caractéristique communément mentionnée dans la littérature comme étant directement reliée à l'usure [29, 43–47, 88]. Les équations (2.33) à (2.42) et (2.55) permettent d'exprimer les vitesses incidentes et de rebond en fonction de l'angle d'incidence α_i , du coefficient de restitution e_n , et du rapport de percussion μ . En utilisant les équations (2.47) à (2.50) exprimant les pertes d'énergie en fonction des vitesses incidentes et de rebond, on obtient l'expression suivante de perte d'énergie adimensionnée :

$$T_L^*(\alpha_i, e_n, \mu) = \frac{T_L}{T_i} = \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[1 - e_n + \frac{2\mu}{\tan \alpha_i} - \mu^2(1 + e_n) \right] \quad (3.17)$$

Cette formulation est très intéressante car elle permet de s'affranchir des caractéristiques du rebond des impacts qui sont a priori inconnues, et d'exprimer la perte d'énergie T_L^* uniquement en fonction des caractéristiques incidentes, c'est-à-dire l'angle α_i , le coefficient de restitution usuel e_n et le rapport de percussion μ qui s'exprime lui-même en fonction de α_i , e_n et du coefficient de frottement cinétique usuel μ_k à partir de l'équation (3.16).

On peut exprimer de la même manière la perte d'énergie associée à la trajectoire normale T_{Ln}^* , et la perte d'énergie liée aux effets tangentiels T_{Lt}^* :

$$T_{Ln}^* = \sin^2 \alpha_i (1 - e_n^2) \quad (3.18)$$

$$T_{Lt}^* = \frac{1}{2} m_t (v_{it}^2 - v_{rt}^2) / T_i = \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[\frac{2\mu}{\tan \alpha_i} - \mu^2 (1 + e_n) \right] \quad (3.19)$$

La perte d'énergie normale correspond également à T_L^* dans le cas où $\mu = 0$, comme on peut le déduire de l'équation (3.17). D'après les équations précédentes et la définition du coefficient critique μ_c :

- la perte d'énergie normale T_{Ln}^* est maximale pour $e_n = 0$ et $\alpha_i = 90^\circ$,
- la perte d'énergie tangentielle T_{Lt}^* est maximale pour $e_n = 0$, $\mu = \mu_c$ et $\alpha_i = 0^\circ$.

Les courbes définies par les équations suivantes majorent l'évolution de T_{Ln}^* et T_{Lt}^* en fonction de α_i :

$$T_{Ln}^*(e_n = 0) = \sin^2 \alpha_i \quad (3.20)$$

$$T_{Lt}^*(e_n = 0, \mu = \mu_c) = \cos^2 \alpha_i \quad (3.21)$$

La figure 3.5 (a) représente la perte d'énergie normale adimensionnée T_{Ln}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . T_{Ln}^* est calculée pour chaque impact à partir des mesures de vitesses normales incidentes et de rebond, en utilisant l'équation (3.18). La couleur des points expérimentaux représente le coefficient de restitution normal, paramètre associé usuellement à la dissipation normale. La figure 3.5 (b) représente la perte d'énergie tangentielle adimensionnée T_{Lt}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . T_{Lt}^* est calculée pour chaque impact à partir des mesures de vitesses tangentielles incidentes et de rebond, en utilisant l'équation (3.19). La couleur des points expérimentaux représente le rapport de percussion μ , paramètre associé usuellement à la dissipation tangentielle.

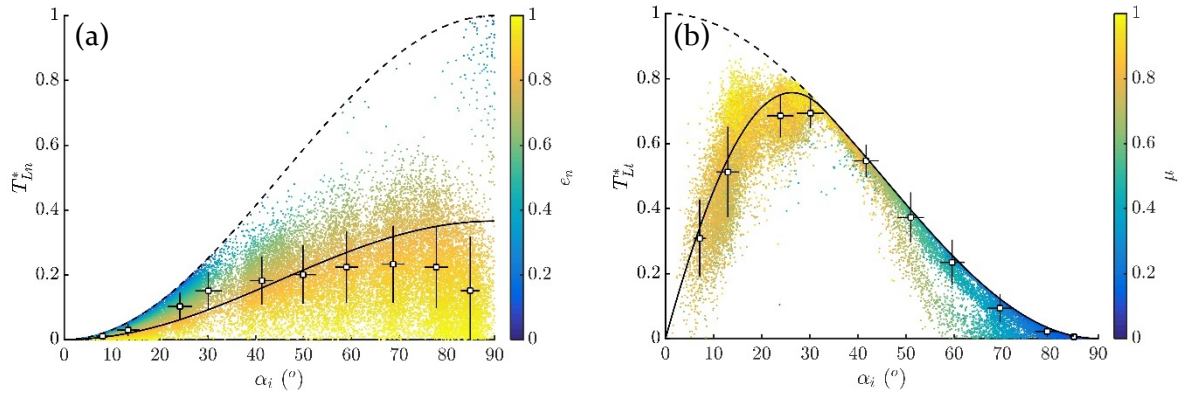


FIGURE 3.5 (a) Perte d'énergie normale adimensionnée T_{Ln}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution normal ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.20) ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.18) et de la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0-90° : $e_n = 0,80$. (b) Perte d'énergie tangentielle adimensionnée T_{Lt}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.21) ; ligne continue estimée à partir des équations (3.19) et (3.16)

La valeur médiane de T_{Ln}^* augmente avec l'angle d'incidence, allant de 0 pour les angles rasants à 0,25 pour une incidence de 70°. T_{Ln}^* diminue ensuite pour atteindre 0,1 en incidence normale. La ligne noire pointillée est estimée à partir de l'équation (3.20) et majore comme attendu les valeurs observées de T_{Ln}^* . Le coefficient de restitution normal e_n est maximum et vaut 1 pour une perte d'énergie nulle ; e_n tend vers des valeurs nulles quand T_{Ln}^* atteint sa valeur maximale définie par l'équation (3.20). Ce comportement est cohérent : la perte d'énergie normale est maximale pour des valeurs de coefficient de restitution nulles, correspondant à une vitesse de rebond nulle.

La valeur médiane de T_{Lt}^* est nulle pour des angles d'incidence de 0° et de 90°. Un maximum de perte d'énergie égal à 0,7 est observé à 30° par rapport à l'horizontale. La ligne noire pointillée est estimée à partir de l'équation (3.21) et majore comme attendu les valeurs observées de T_{Lt}^* . L'évolution du rapport de percussion μ correspond à celle décrite au paragraphe 3.3.2 : μ est globalement constant et centré sur la valeur 0,86 entre 0° et 30° d'incidence, puis décroît progressivement pour atteindre des valeurs nulles à incidence normale. Il est intéressant de noter que pour un angle d'incidence compris entre 0° et 30°, T_{Lt}^* s'écarte de la valeur maximale énergétiquement possible définie par la ligne pointillée, ce qui correspond aussi à la plage d'incidence pour laquelle $\mu = \mu_k < \mu_c$. Le maximum d'énergie tangentielle dissipée correspond à l'angle d'incidence pour lequel $\mu_c = \mu_k$; dans ce cas, il y a glissement pendant toute la durée du contact, et la vitesse de rebond tangentielle est nulle.

La figure 3.6 représente la perte d'énergie totale adimensionnée T_L^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . La perte d'énergie totale T_L^* correspond à la somme de T_{Ln}^* et de T_{Lt}^* . T_L^* est nulle pour une incidence de 0°. Un maximum égal à 0,85 est observé à 30° d'incidence. La couleur des points expérimentaux correspond au rapport de percussion μ , dont l'évolution a déjà été décrite précédemment.

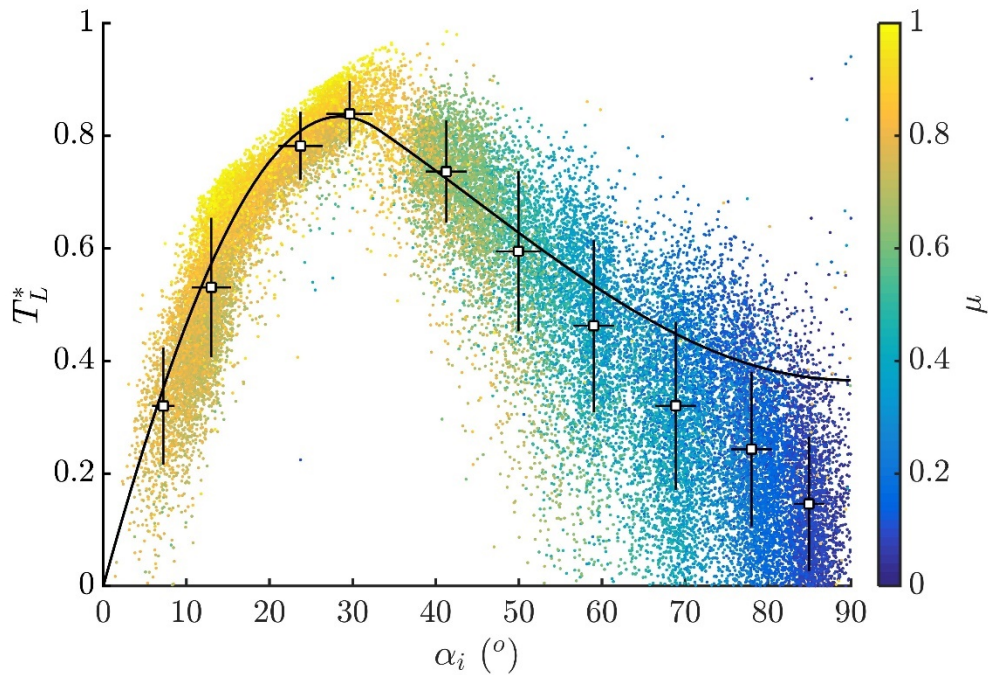


FIGURE 3.6 Perte d'énergie totale adimensionnée T_L^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne continue estimée à partir des équations (3.18), (3.19) et (3.16)

L'étude expérimentale des caractéristiques des impacts présentée dans les paragraphes 3.3.1 et 3.3.2 montre la dépendance qui existe entre le rapport de percussion μ et l'angle d'incidence α_i (équation (3.16)), et la faible évolution du coefficient de restitution e_n avec l'angle d'incidence. Les pertes d'énergie définies par les équations (3.17) à (3.19) sont calculées à partir de la valeur du coefficient μ modélisée avec l'équation (3.16), et la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0° - 90° : $e_n = 0,80$, observée figure 3.2. Ces pertes d'énergie modélisées sont représentées sur chaque figure par la ligne continue. Une bonne corrélation est obtenue entre les résultats expérimentaux et la formulation de la perte d'énergie exposée précédemment. Cette bonne concordance confirme la pertinence de l'approche retenue pour décrire les pertes d'énergie au cours d'un impact, non seulement dans le cas de l'érosion tel que vérifié initialement par Brach [1], mais aussi dans le cas d'impacts entre deux solides massifs.

3.3.4. Distance glissée

Dans de nombreuses études sur l'usure par impact, la distance glissée au cours des impacts est considérée comme un paramètre ayant une influence importante sur l'usure [3, 37, 71, 89, 90]. Néanmoins, dans la plupart des cas, elle n'est ni mesurée ni prédite mais simplement supposée proportionnelle à la durée de l'impact. La figure 3.7 représente la distance glissée expérimentale l_g calculée grâce à l'équation (2.52) en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en air pendant un essai de rampe en angle d'incidence. La valeur médiane de la distance glissée diminue de $27 \mu\text{m}$ à $0 \mu\text{m}$ quand l'angle d'incidence augmente de 0° à 90° . La couleur des points expérimentaux correspond au rapport entre les durées d'impact tangentielle d_t et normale d_n . On observe que ces deux durées sont égales entre 0° et 30° , puis la durée d'impact tangentielle d_t devient plus courte que la durée d'impact normale d_n , pour atteindre 60 % de d_n à incidence normale. Cette observation est là encore cohérente avec les résultats et

les différents régimes de frottement observés pendant l'impact et exposés aux paragraphes précédents.

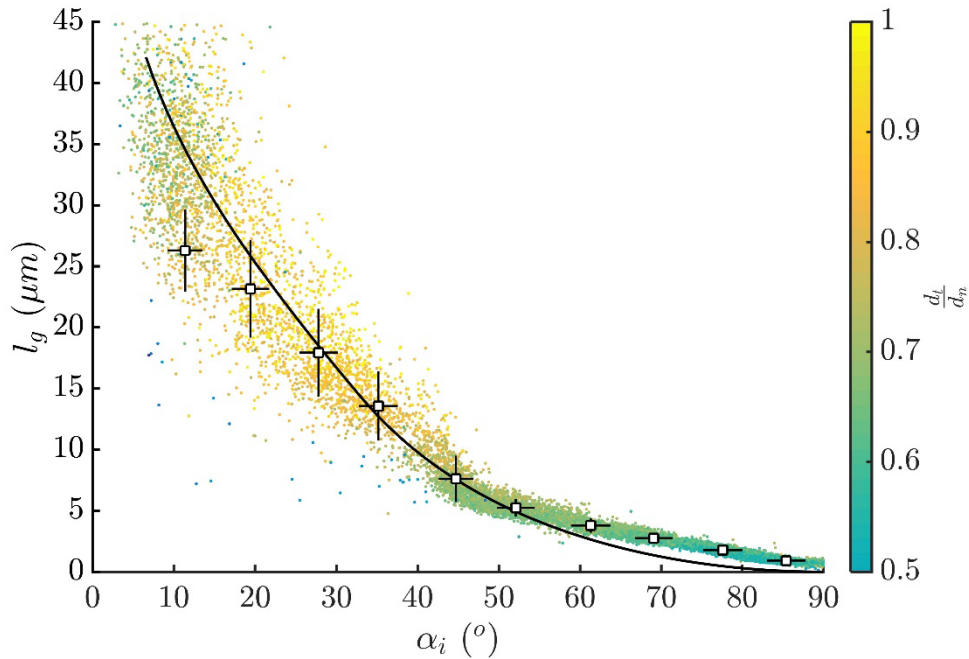


FIGURE 3.7 Evolution de la distance glissée au cours d'un impact l_g en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport entre les durées d'impact tangentielle d_t et normale d_n ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27)

La distance glissée au cours d'un impact et la durée d'un impact sont deux inconnues et ne constituent pas des données d'entrée dans un problème d'impacts. Un modèle permettant d'exprimer la longueur glissée l_g est proposé, avec une formulation ne faisant apparaître que les caractéristiques incidentes des impacts, les propriétés des matériaux et les coefficients usuels que sont le coefficient de restitution e_n et le coefficient de frottement cinétique μ_k . Les hypothèses suivantes sont adoptées :

- (a) La vitesse de glissement varie linéairement au cours de l'impact, donc la distance glissée peut être exprimée par le biais de l'équation (2.52) ;
- (b) Les efforts de contact normaux et tangentiels sont approximés par une évolution sinusoïdale :

$$F_t = F_{tm} \sin\left(\frac{\pi}{d_t} t\right) \quad (3.22)$$

$$F_n = F_{nm} \sin\left(\frac{\pi}{d_n} t\right) \quad (3.23)$$

où F_{tm} et F_{nm} correspondent aux valeurs maximales d'efforts tangential et normal au cours d'un impact ;

(c) Le coefficient de frottement cinétique μ_k est défini par :

$$\mu_k = \frac{F_{tm}}{F_{nm}} \quad (3.24)$$

En utilisant les équations (2.36) à (2.42) et (2.52) à (2.54), on obtient :

$$l_g = d_t v_i \sin \alpha_i \left[\frac{1}{\tan \alpha_i} - \frac{\mu}{2} (1 + e_n) \right] \quad (3.25)$$

Dans le cas $\alpha_i \leq \alpha_c$, il y a glissement pendant tout le contact, par conséquent $d_t = d_n$ et $\mu = \mu_k$. Dans le cas $\alpha_i \geq \alpha_c$, une phase de glissement initiale est suivie par une phase au cours de laquelle $F_t = 0$ et $F_n \neq 0$, par conséquent $d_t \neq d_n$, $v_{rt} = 0$ et $\mu = \mu_c$. La distance glissée s'exprime alors par :

$$l_g = \begin{cases} d_n v_i \sin \alpha_i \left[\frac{1}{\tan \alpha_i} - \frac{\mu_k}{2} (1 + e_n) \right], & \alpha_i < \alpha_c \\ d_t \frac{v_{it}}{2} = d_n v_i \cos \alpha_i \frac{1}{2 \mu_k (1 + e_n) \tan \alpha_i}, & \alpha_i > \alpha_c \end{cases} \quad (3.26)$$

La durée de contact normale d_n est estimée en utilisant l'équation (2.20) avec une masse apparente m_a calculée dans le cas d'un choc élastique entre n_a aspérités supposées hémisphériques [80]. On obtient finalement :

$$l_g = \begin{cases} 2,87 \frac{m_a^{2/5}}{(\beta E^{*2})^{1/5}} (v_i \sin \alpha_i)^{4/5} \left[\frac{1}{\tan \alpha_i} - \frac{\mu_k}{2} (1 + e_n) \right], & \alpha < \alpha_c \\ 2,87 \frac{m_a^{2/5}}{(\beta E^{*2})^{1/5}} (v_i \sin \alpha_i)^{4/5} \frac{1}{2 \mu_k (1 + e_n) \tan^2 \alpha_i}, & \alpha > \alpha_c \end{cases} \quad (3.27)$$

La ligne continue de la figure 3.7 correspond à ce modèle, avec la valeur du module de Young équivalent E^* calculé pour le contact entre un tube GV en Inconel 690 et une BAV en acier 410s ($E^* = 115$ GPa), et un rayon de courbure des aspérités β usuel ($\beta = 100$ μm). Les valeurs de coefficient de restitution e_n , de vitesse incidente v_i et de masse m_t utilisées dans ce modèle correspondent à la moyenne des valeurs calculées pour chaque impact pendant l'essai en rampe ($e_n = 0,80$, $v_i = 0,069$ m/s, $m_t = 151$ g). Le coefficient de frottement cinétique μ_k correspond à la valeur observée au paragraphe 3.3.2 ($\mu_k = 0,86$). Le nombre d'aspérités en contact n_a (nécessaire au calcul de la masse apparente m_a) qui conduit à une corrélation optimale entre le modèle et les points expérimentaux est $n_a = 2$, ce qui cohérent avec la valeur déjà observée au paragraphe 2.5.2.3.3. Une bonne corrélation est observée entre les valeurs expérimentales de distance glissée et le modèle défini par les équations (3.27), ce qui tend à confirmer la validité de cette approche.

3.4. Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en eau

Les caractéristiques dynamiques des impacts obliques sont cette fois étudiées en eau, toujours à travers des essais de rampe en angle d'incidence. Les évolutions du coefficient de restitution, du rapport de percussion, de la perte d'énergie et enfin de la distance glissée au cours des impacts sont détaillées, de la même manière que pour le paragraphe précédent, et comparées aux résultats en air. Les résultats présentés ici ont fait l'objet d'une publication [91].

3.4.1. Coefficient de restitution

La figure 3.8 représente le coefficient de restitution normal e_n en fonction de l'angle d'incidence α_i pour les 32 000 impacts réalisés pendant un essai de rampe à température ambiante et en eau ; la couleur représente le coefficient de restitution tangentiel e_t .

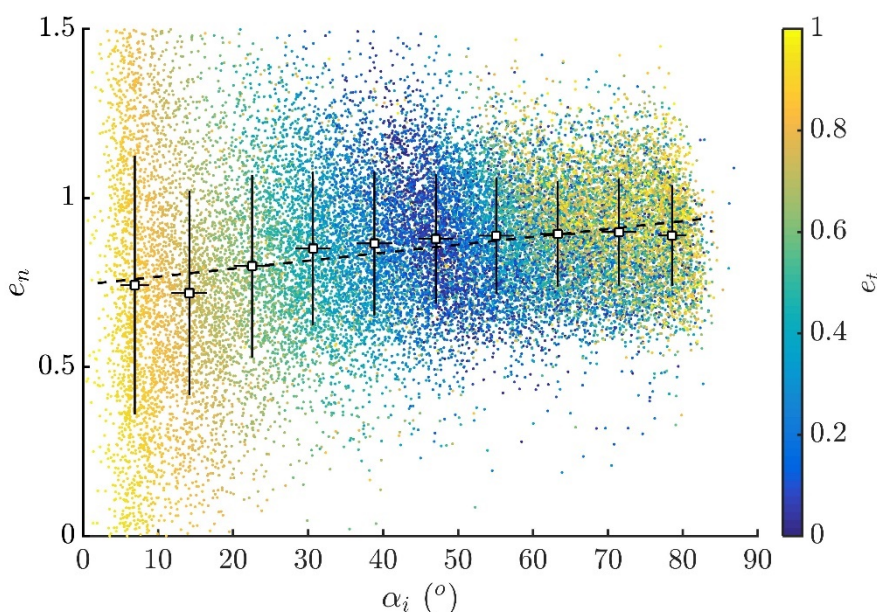


FIGURE 3.8 Coefficient de restitution en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en eau. Couleur : coefficient de restitution tangentiel ; ligne pointillée : régression linéaire des points expérimentaux définie par l'équation (3.28)

On observe que la valeur médiane du coefficient de restitution normal e_n augmente légèrement de 0,74 à 0,90 quand l'angle d'incidence augmente de 5° à 85°. Comme pour les essais en air, les valeurs expérimentales de coefficient de restitution sont fortement dispersées aux angles très rasants. La ligne pointillée correspond à la régression linéaire des points de mesure définie par :

$$e_n(\alpha_i) = 2,4 \cdot 10^{-3} \alpha_i + 0,74 \quad (3.28)$$

où α_i est en degrés. La dépendance du coefficient de restitution normal à l'angle d'incidence est également faible pour les impacts réalisés en eau ; la valeur moyenne du coefficient de restitution calculée sur l'ensemble de la gamme 0°-90° est ainsi retenue pour la suite, et vaut $e_n = 0,86$.

Comme pour les essais en air, le coefficient de restitution tangentiel e_t présente deux régimes de fonctionnement distincts :

- Dans la gamme 0° - 50° , on observe une décroissance de e_t qui passe d'une valeur proche de 1 pour les incidences très rasantes à une valeur proche de 0 pour un angle d'incidence de 50° .
- Dans la gamme 50° - 90° , e_t varie entre 0,4 et 0,9 avec une forte dispersion, probablement due à des erreurs importantes de mesure liées à de faibles valeurs de vitesses tangentielles pour des angles d'incidence proches de la normale.

L'évolution du coefficient de restitution en fonction de l'angle d'incidence est globalement identique en air et en eau, au regard des résultats présentés au paragraphe 3.3.1. Pour les deux milieux, e_n augmente très légèrement avec l'angle, les valeurs de coefficient de restitution en air étant néanmoins légèrement inférieures à celles en eau. Cette différence peut s'expliquer par l'existence d'adhésion entre les surfaces en air, impliquant une source de dissipation normale supplémentaire. Les points expérimentaux sont également davantage dispersés en eau qu'en air. Le constat est le même concernant le coefficient de restitution tangentiel e_t : une décroissance est observée pour les angles les plus rasants, avec des valeurs davantage dispersées pour la dynamique en eau.

3.4.2. Rapport de percusion

La figure 3.9 représente le rapport de percusion expérimental μ en fonction de l'angle d'incidence α_i pour les impacts en eau. La couleur des points de bleu à jaune correspond à l'angle de rebond α_r .

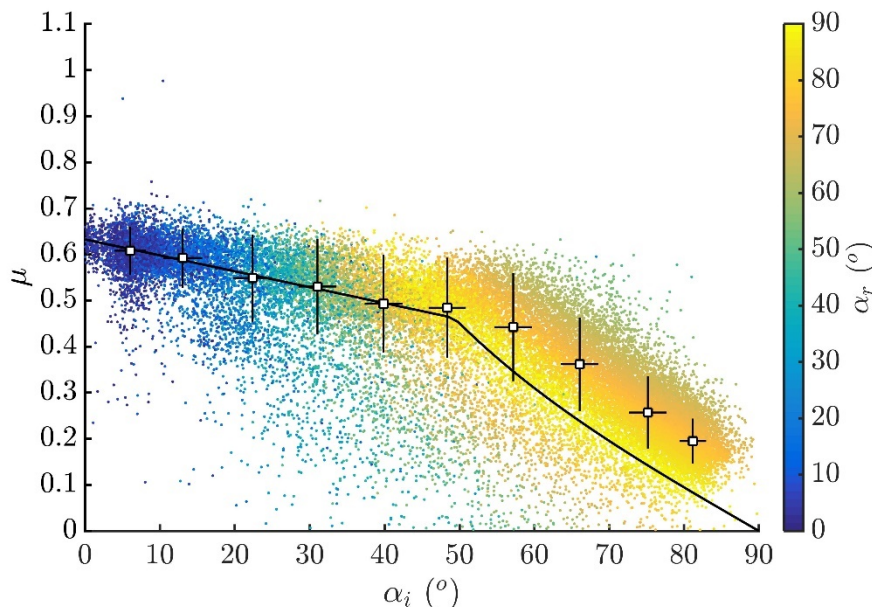


FIGURE 3.9 Rapport de percusion en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en eau. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond ; ligne estimée à partir de l'équation (3.29)

On observe là encore deux régimes de fonctionnement distincts, avec toutefois un angle de changement de régime en eau supérieur à celui en air (50° contre 30°) :

3.4. Caractéristiques dynamiques des impacts obliques en eau

- entre 0° et 50° d'incidence, μ diminue légèrement de 0,63 à 0,5 et l'angle de rebond α_r augmente de 0° à 90°
- entre 50° et 85° d'incidence, μ diminue plus fortement de 0,5 à 0,1 et l'angle de rebond α_r reste constant à $\alpha_r = 90^\circ$

La ligne continue de la figure 3.9 correspond au modèle suivant :

$$\mu(\alpha_i) = \begin{cases} \mu_k(\alpha_i), & 0^\circ \leq \alpha_i \leq \alpha_c \\ \mu_c(\alpha_i), & \alpha_i \geq \alpha_c \end{cases} \quad (3.29)$$

où μ_c est calculé à partir de l'équation (3.5) en injectant la valeur moyenne du coefficient de restitution e_n sur la gamme 0° - 90° observé sur la figure 3.8 ($e_n = 0,86$), l'angle d'incidence critique α_c calculé à partir de l'équation (3.15) ($\alpha_c = 50^\circ$) et μ_k correspondant à la régression linéaire des valeurs expérimentales définie par l'équation (3.30) :

$$\mu_k = -3,5 \cdot 10^{-3} \alpha_i + 0,63, \quad 0 < \alpha_i < 50^\circ \quad (3.30)$$

On observe une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et le modèle proposé. En particulier, l'angle d'incidence critique α_c est bien prédit et l'évolution du rapport de percussion dans le cas $\alpha_i \geq \alpha_c$ est cohérente avec le rapport de percussion défini par Brach [1] et Engel [29]. Le comportement au rebond est également correctement prédit : des angles de rebond normaux sont observés dans le cas $\mu = \mu_c$, résultat cohérent avec la description des régimes de frottement du paragraphe 3.3.2.

La comparaison des évolutions du rapport de percussion en air et en eau permet de mettre en évidence les similitudes et les différences suivantes :

- dans les deux cas, deux régimes de frottement sont observés, avec le second régime caractérisé par un angle de rebond normal et un rapport de percussion égal au rapport de percussion critique μ_c
- on constate que le rapport de percussion maximal en eau est plus faible qu'en air : 0,63 contre 0,86
- pour les angles d'incidence les plus rasants, on observe un plateau en air, dénotant un coefficient de frottement cinétique μ_k constant sur cette plage, alors qu'on observe une légère décroissance de μ_k pour la dynamique en eau

3.4.3. Perte d'énergie

La figure 3.10 (a) représente la perte d'énergie normale adimensionnée T_{Ln}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i pour un essai de rampe en eau. La couleur des points expérimentaux représente le coefficient de restitution normal. La figure 3.10 (b) représente la perte d'énergie tangentielle adimensionnée T_{Lt}^* pendant un impact en fonction de l'angle

d'incidence α_i pour un essai de rampe en eau. La couleur des points expérimentaux représente le rapport de percussion μ .

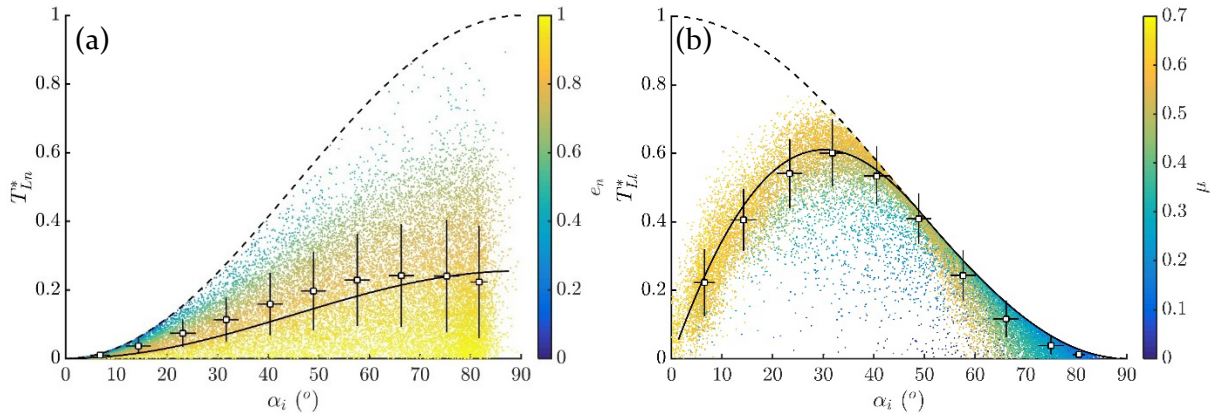


FIGURE 3.10 (a) Perte d'énergie normale adimensionnée T_{Ln}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution normal ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.20) ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.18) et de la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0-90° : $e_n = 0,86$. (b) Perte d'énergie tangentielle adimensionnée T_{Lt}^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.21) ; ligne continue estimée à partir des équations (3.19) et (3.16)

La valeur médiane de T_{Ln}^* augmente avec l'angle d'incidence, allant de 0 pour les angles rasants à 0,25 pour une incidence de 70°. T_{Ln}^* diminue ensuite légèrement pour atteindre 0,22 en incidence normale. La ligne noire pointillée est estimée à partir de l'équation (3.20) et majore comme attendu les valeurs observées de T_{Ln}^* . Comme pour la dynamique en air, le coefficient de restitution normal e_n est maximum et vaut 1 pour une perte d'énergie nulle ; e_n tend vers des valeurs nulles quand T_{Ln}^* atteint sa valeur maximale définie par l'équation (3.20).

La valeur médiane de T_{Lt}^* augmente de 0 à 0,60 dans la plage 0° - 35°, puis diminue de 0,60 à 0 dans la plage 35° - 90°. La ligne noire pointillée est estimée à partir de l'équation (3.21) et majore comme attendu les valeurs observées de T_{Lt}^* . L'évolution de μ correspond aux deux régimes décrits au paragraphe 3.4.2. Comme en air, il y a une correspondance parfaite entre la gamme d'incidence pour laquelle T_{Lt}^* s'écarte de la valeur maximale énergétiquement possible et celle associée au régime de frottement défini par du glissement pendant tout le contact.

La figure 3.11 représente la perte d'énergie totale adimensionnée T_L^* au cours d'impacts réalisés en eau, en fonction de l'angle d'incidence α_i . La couleur des points expérimentaux correspond aux valeurs de rapport de percussion μ .

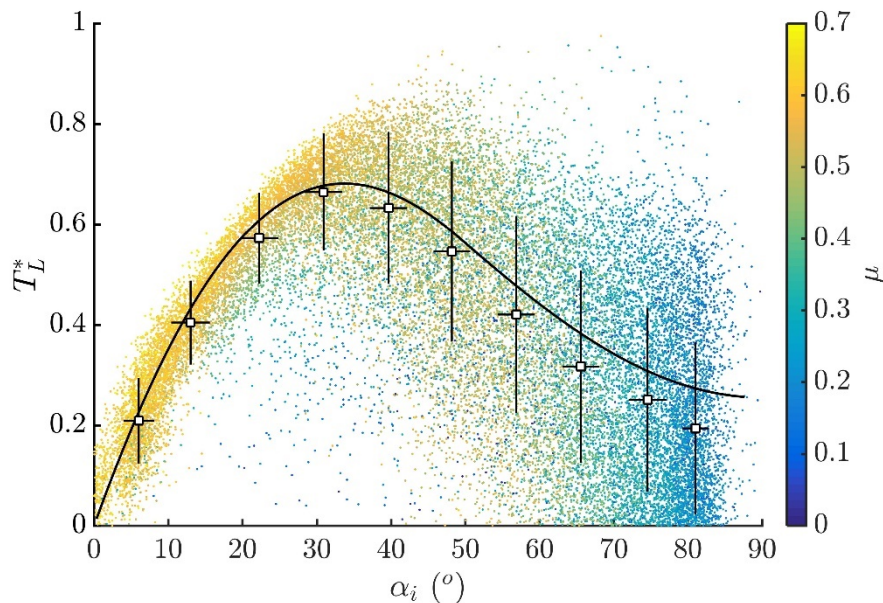


FIGURE 3.11 Perte d'énergie totale adimensionnée T_L^* pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de restitution ; ligne continue estimée à partir des équations (3.18), (3.19) et (3.16)

T_L^* augmente de 0 à 0,67 quand l'angle d'incidence augmente de 0° à 35° . Un maximum de perte d'énergie est observé à une incidence de 35° . La perte d'énergie totale décroît ensuite sur la plage $35^\circ - 80^\circ$ pour atteindre 0,2 à 80° . La dispersion des valeurs de perte d'énergie totale expérimentale dans la gamme $35^\circ - 80^\circ$, liée à une dispersion de la perte d'énergie normale, peut être induite par une influence plus importante des caractéristiques locales du contact aspérité-aspérité dans cette gamme d'angles d'incidence.

Les lignes continues des figures 3.10 et 3.11 sont estimées à partir des équations (3.17) et (3.19), en injectant la valeur moyenne du coefficient de restitution e_n observée figure 3.8 ($e_n = 0,86$), et le rapport de restitution μ calculé à partir de l'équation (3.29). Comme pour la dynamique en air, on observe une bonne corrélation entre les valeurs médianes des résultats expérimentaux et la formulation des pertes d'énergie définie par les équations (3.17) et (3.19). Ces résultats étendent la validité de la formulation initialement proposée par Brach [1, 92] aux contacts percussifs multi-aspérités en eau.

L'évolution des énergies dissipées pour les impacts en eau est très similaire à celle observée au paragraphe 3.3.3 pour les impacts réalisés en air : augmentation de l'énergie dissipée normale avec l'angle d'incidence, existence d'un maximum d'énergie tangentielle et totale autour d'une incidence de 30° . Plusieurs différences sont néanmoins à noter. On observe notamment que les impacts en air sont davantage dissipatifs que les impacts en eau, ce qui est cohérent avec les valeurs observées de coefficient de restitution plus importantes et de rapport de restitution plus faibles pour des impacts en eau présentées aux paragraphes 3.4.1 et 3.4.2. On observe également que les valeurs expérimentales de perte d'énergie sont légèrement plus dispersées pour les essais en eau, en particulier pour la composante normale de perte d'énergie.

3.4.4. Distance glissée

La figure 3.12 représente la distance glissée expérimentale l_g estimée grâce à l'équation (2.52) en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en eau pendant un essai de rampe en angle d'incidence. La valeur médiane de la distance glissée diminue de 21 μm à 3 μm quand l'angle d'incidence augmente de 0° à 85° . La couleur des points expérimentaux correspond au rapport entre la durée d'impact tangentielle d_t et normale d_n .

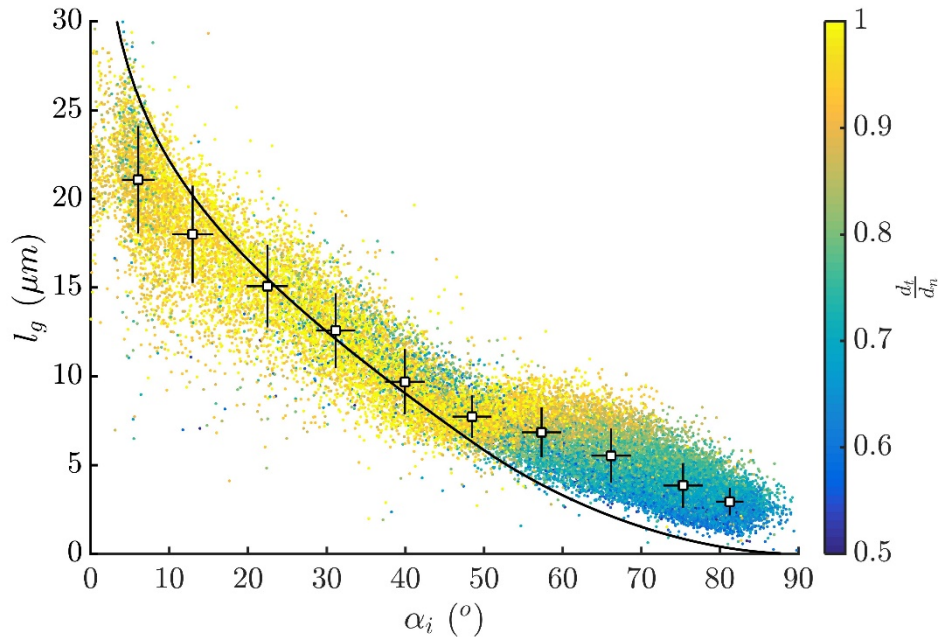


FIGURE 3.12 Distance glissée en fonction de l'angle d'incidence α_i au cours d'impacts en eau. Couleur des points expérimentaux : rapport des durées d'impact d_t / d_n ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27)

On retrouve les deux régimes de frottement exposés au paragraphe 3.4.2 :

- entre 0° et 50° d'incidence, il y a glissement pendant tout le contact, on a alors $d_t = d_n$
- entre 50° et 90° d'incidence, le glissement s'arrête au cours du contact, conduisant à des valeurs de durée d'impact tangentielle d_t inférieures à la durée d'impact normale d_n

La ligne continue de la figure 3.12 correspond au modèle de distance glissée présenté au paragraphe 3.3.4, avec un rayon de courbure des aspérités de contact $\beta = 100 \mu\text{m}$ et un rapport de percussion μ_k calculé à partir de l'équation (3.30). Les valeurs de coefficient de restitution e_n , de vitesse incidente v_i et de masse du projectile m_t utilisées dans ce modèle correspondent à la moyenne des valeurs calculées pour chaque impact pendant l'essai en rampe en eau ($e_n = 0,86$, $v_i = 0,071 \text{ m/s}$, $m_t = 149 \text{ g}$).

La masse apparente vue par chaque aspérité en contact est définie pour des impacts en air par l'équation (2.19), et correspond à la masse du projectile m_t divisée par le nombre n_a d'aspérités en contact. Pour les impacts en eau, une fraction w_{eau} de la masse du projectile est également portée par le film d'eau existant entre les deux surfaces en contact ($0 < w_{eau} < 1$). Ainsi, la masse apparente m_a pour les impacts en eau peut être définie par l'équation suivante :

$$m_a = \frac{(1 - w_{eau})m_t}{n_a} \quad (3.31)$$

Le nombre d'aspérités en contact n_a est supposé être identique pour des impacts en air et en eau, $n_a = 2$. La fraction w_{eau} de la masse du projectile portée par le film d'eau qui conduit à une corrélation optimale entre le modèle et les points expérimentaux est $w_{eau} = 0,71$. Une bonne corrélation est observée entre les valeurs expérimentales de distance glissée et le modèle proposé, ce qui tend à confirmer la validité de l'approche développée au paragraphe 3.3.4 dans le cas d'impacts en eau.

3.5. Influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts

Les caractéristiques dynamiques des impacts obliques sont cette fois étudiées à travers des essais de rampe en énergie incidente, en air et en eau. Les évolutions du coefficient de restitution, du rapport de percussion, de la perte d'énergie et enfin de la distance glissée au cours des impacts sont détaillées, montrant l'influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts.

3.5.1. Coefficient de restitution

La figure 3.13 représente l'évolution du coefficient de restitution normal e_n en fonction de l'énergie incidente T_i dans le cas d'impacts en air (a) et en eau (b). Les points expérimentaux proviennent d'essais de rampe en énergie incidente réalisés à angle d'incidence constant égal à 45° . La couleur des points représente également l'énergie incidente.

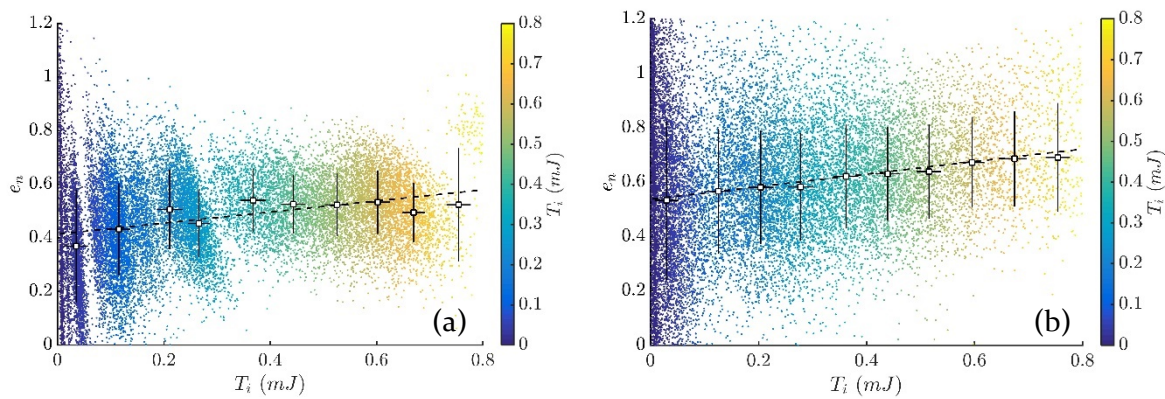


FIGURE 3.13 Coefficient de restitution normal en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur : énergie incidente ; lignes pointillées : régressions linéaires des points expérimentaux définies par les équations (3.32) et (3.33)

Pour les deux environnements, la dispersion des points expérimentaux est importante. On observe néanmoins une légère augmentation de la valeur médiane du coefficient de restitution normal avec l'énergie incidente dans les gammes d'énergie étudiées, passant de 0,4 à 0,55 entre 0 et 0,7 mJ par impact en air, et de 0,5 à 0,8 entre 0 et 0,9 mJ par impact en eau. Comme observé précédemment, le coefficient de restitution normal est plus élevé en eau qu'en air sur toute la gamme d'énergie incidente étudiée. Les lignes pointillées correspondent aux régressions linéaires des points de mesure définies par :

$$e_{n_{air}}(\alpha_i) = 2,1 \cdot 10^2 T_i + 0,41 \quad (3.32)$$

$$e_{n_{eau}}(\alpha_i) = 2,3 \cdot 10^2 T_i + 0,54 \quad (3.33)$$

La dépendance du coefficient de restitution normal à l'énergie incidente est faible en eau comme en air ; la valeur moyenne du coefficient de restitution calculée sur l'ensemble de la

3.5. Influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts

gamme 0-0,9 mJ est ainsi retenue pour la suite, et vaut en air $e_{n_{air}} = 0,50$, et en eau $e_{n_{eau}} = 0,59$.

3.5.2. Rapport de percussion

La figure 3.14 représente l'évolution du rapport de percussion μ en fonction de l'énergie incidente pour des essais de rampe en énergie réalisés en air (a) et en eau (b). La couleur des points expérimentaux correspond à l'angle de rebond des impacts α_r .

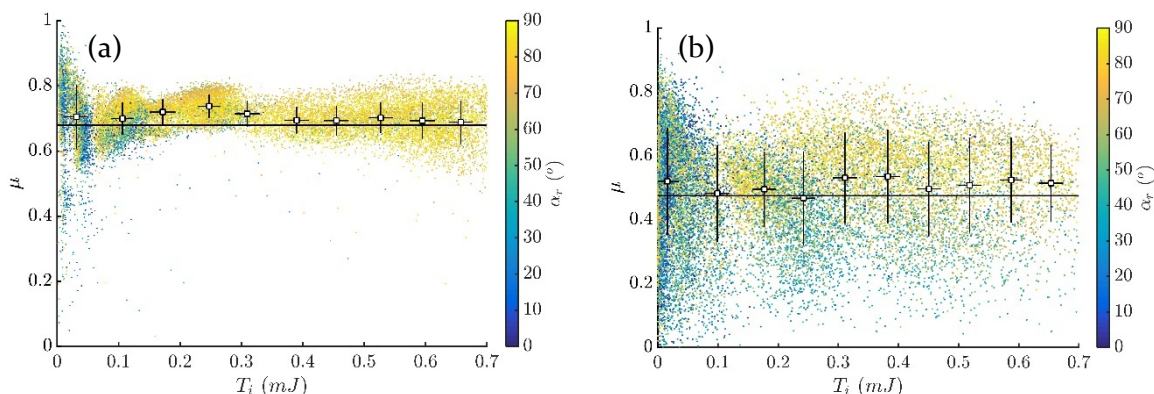


FIGURE 3.14 Rapport de percussion en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur : angle de rebond ; lignes continues estimées à partir des équations (3.5) et (3.30)

On peut observer que le rapport de percussion est globalement constant sur la gamme d'énergie incidente étudiée, que ce soit en air ($\mu = 0,7$) ou en eau ($\mu = 0,5$). Comme observé précédemment, les points expérimentaux présentent une dispersion plus forte pour les faibles énergies incidentes et pour les impacts en eau.

D'après la description des régimes de frottement des paragraphes 3.3 et 3.4, la valeur d'incidence retenue ($\alpha_i = 45^\circ$) correspond pour les impacts en air au régime de glissement partiel, caractérisé par $\mu = \mu_c$ et $\alpha_r = 90^\circ$, ce qui est cohérent avec les valeurs observées sur la figure 3.14 (a). La ligne continue est alors estimée à partir de l'équation (3.5), en utilisant la valeur moyenne de l'angle d'incidence au cours de l'essai en rampe $\alpha_i = 45^\circ$, et le coefficient de restitution normal moyen observé sur la figure 3.13 (a), $e_n = 0,50$. On obtient $\mu_c = 0,68$.

Pour les impacts en eau, l'angle de 45° correspond à une incidence légèrement inférieure à l'angle critique α_c de changement de régime entre glissement partiel et glissement pendant tout l'impact ; on a alors $\mu = \mu_k$. Cette incidence proche de l'incidence critique permet d'expliquer la dispersion des valeurs expérimentales observées sur la figure 3.14 (b) : une faible variation des conditions incidentes de l'impact entraîne un changement de régime de frottement et donc des valeurs de rapport de percussion et d'angle de rebond très différentes. La ligne continue est estimée à partir de l'équation (3.30), en utilisant la valeur moyenne de l'angle d'incidence au cours de l'essai en rampe $\alpha_i = 45^\circ$. On obtient $\mu_k = 0,47$.

3.5.3. Perte d'énergie

La figure 3.15 représente la perte d'énergie totale au cours d'un impact T_L en fonction de l'énergie incidente T_i pour des essais de rampe en énergie en air (a) et en eau (b), à angle

d'incidence constant égal à 45° . La couleur des points expérimentaux représente la composante tangentielle de la perte d'énergie T_{Lt} .

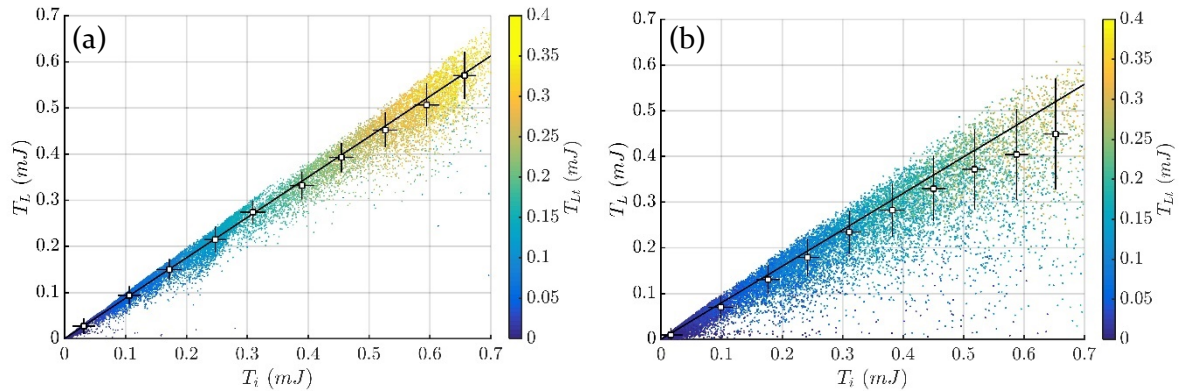


FIGURE 3.15 Perte d'énergie totale en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés au cours d'impacts à angle d'incidence constant égal à 45° en air (a) et en eau (b). Couleur des points expérimentaux : perte d'énergie tangentielle. Ligne noire : perte d'énergie T_L calculée à partir de l'équation (3.17)

On observe que T_L et T_{Lt} évoluent linéairement avec T_i . Les pertes d'énergie sont nulles à énergie incidente nulle, puis T_L augmente jusqu'à atteindre 0,6 mJ en air et 0,58 mJ en eau pour une énergie incidente de 0,7 mJ par impact. La courbe noire représente la perte d'énergie totale T_L calculée à partir de l'équation (3.17) en utilisant la valeur moyenne de coefficient de restitution normal e_n observée sur la figure 3.13 ($e_{n_{air}} = 0,50$, $e_{n_{eau}} = 0,59$) et les rapports de percussion μ calculés au paragraphe précédent ($\mu_{air} = 0,68$, $\mu_{eau} = 0,47$). On obtient :

$$T_{L_{air}} = 0,88 T_i \quad (3.34)$$

$$T_{L_{eau}} = 0,80 T_i \quad (3.35)$$

On observe une bonne corrélation entre les points expérimentaux et le modèle, validant la formulation de perte d'énergie proposée pour des énergies incidentes variées.

3.5.4. Distance glissée

La figure 3.16 représente la distance glissée au cours d'un impact l_g en fonction de l'énergie incidente pour des essais de rampe en énergie réalisés en air (a) et en eau (b). La couleur des points expérimentaux correspond au rapport des durées d'impact tangentielle et normale d_t/d_n .

3.5. Influence de l'énergie incidente sur la dynamique des impacts

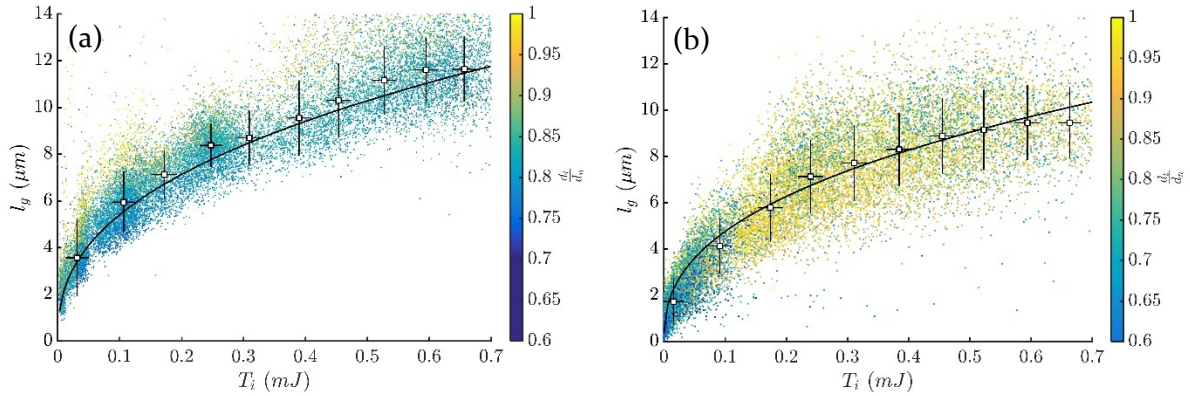


FIGURE 3.16 Distance glissée en fonction de l'énergie incidente T_i au cours d'impacts à angle d'incidence constant égal à 45° pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur des points expérimentaux : rapport des durées d'impact d_t/d_n ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27)

On observe que la distance glissée augmente de 0 à 12 μm en air, et de 0 à 10 μm en eau quand l'énergie incidente augmente de 0 à 0,7 mJ. Les deux régimes de frottement déjà décrits au paragraphe 3.5.2 sont également observés à travers les valeurs du rapport d_t/d_n de la figure 3.16. En air, l'incidence de 45° induit un régime de glissement partiel, ce qui est cohérent avec la valeur d_t/d_n observée sur la figure 3.16 (a) ($d_t/d_n = 0,8$). En eau, l'incidence de 45° correspond à du glissement pendant tout l'impact, et donc $d_t/d_n = 1$.

Les lignes continues de la figure 3.16 sont estimées à partir de l'équation (3.27) dans laquelle les termes en $m_a v_i^2$ sont remplacés par $2T_i$, avec le rayon de courbure des aspérités $\beta = 100 \mu\text{m}$, la valeur moyenne de coefficient de restitution normal e_n observée sur la figure 3.13 ($e_{n_{air}} = 0,50$, $e_{n_{eau}} = 0,59$) et les coefficients de frottement cinétique μ_k sont ceux observés au paragraphe 3.3.2 et 3.5.2 ($\mu_{k_{air}} = 0,86$, $\mu_{k_{eau}} = 0,47$). Le modèle de distance glissée proposé permet de bien prédire l'évolution des points expérimentaux en fonction de l'énergie incidente sur la gamme étudiée.

3.6. Conclusions

Les essais de rampe en angle d'une part et en énergie incidente d'autre part, réalisés en air puis en eau à température ambiante, permettent d'obtenir une caractérisation très complète de la dynamique des impacts en fonction de leurs propriétés incidentes. Les mesures réalisées en effort et en déplacement permettent d'obtenir les caractéristiques du comportement dynamique juste avant, pendant, et juste après l'impact avec une bonne précision. En particulier, la dissipation au cours des impacts est bien analysée à travers la mesure et l'étude du coefficient de restitution, du rapport de percussion, des pertes d'énergies et de la distance glissée au cours des impacts.

Les observations présentées dans ce chapitre montrent que la dynamique des impacts est très fortement dépendante de l'angle d'incidence. Deux régimes de frottement existent selon l'incidence de l'impact considérée. Les angles rasants conduisent à un régime de frottement à l'impact caractérisé par du glissement pendant tout l'impact, et donc une durée d'impact tangentielle égale à la durée d'impact normale, une vitesse de rebond tangentielle non nulle et un rapport de percussion égal au coefficient de frottement cinétique usuel. Au-delà d'une certaine incidence, le régime de frottement à l'impact est caractérisé par un arrêt du glissement alors que les surfaces sont toujours en contact ; la vitesse de rebond est alors nulle, la durée d'impact tangentielle inférieure à la durée d'impact normale, et le rapport de percussion est inférieur au coefficient de frottement cinétique.

Les formulations de Brach [93] expriment le rapport de percussion et l'énergie perdue au cours de l'impact d'une particule érosive solide sur une surface plane en fonction des paramètres incidents. Une très bonne corrélation est obtenue entre ces formulations et les résultats expérimentaux obtenus lors de cette étude. Ces observations permettent d'étendre la validité de cette formulation au cas d'impacts percussifs multi-aspérités faiblement chargés.

Un modèle mécanique est proposé, permettant d'exprimer la longueur glissée au cours d'un impact en fonction de ses propriétés incidentes et des propriétés matériaux classiques.

D'un point de vue plus général, les résultats présentés dans cette partie permettent de proposer une méthodologie simple et efficace de caractérisation d'un système mécanique soumis à des impacts d'incidence variable. Les formulations proposées permettent d'exprimer le rapport de percussion, les pertes d'énergie et la distance glissée au cours d'un impact en fonction de l'énergie incidente, l'angle d'incidence, le coefficient de restitution normal e_n et le coefficient de frottement cinétique μ_k . Un unique et court essai de rampe en angle d'incidence permet de déterminer les valeurs de e_n et μ_k , et leurs éventuelles évolutions en fonction de l'angle d'incidence. On aboutit ainsi à l'expression des caractéristiques dissipatives des impacts comme une fonction des paramètres incidents uniquement.

4. De l'usure

Sommaire

4.1. Introduction.....	106
4.2. Mesure et traitement des données sur l'usure	107
4.3. Usure en air.....	109
4.3.1. Description qualitative des traces usées	109
4.3.2. Influence de l'angle d'incidence sur l'usure en air.....	110
4.4. Usure en eau	113
4.4.1. Description qualitative des traces usées	113
4.4.2. Evolution temporelle des caractéristiques dynamiques des impacts au cours des essais d'usure.....	114
4.4.3. Influence des caractéristiques des impacts sur le volume d'usure macroscopique	119
4.4.4. Modèle d'usure pour des essais à angle d'incidence constant	122
4.4.5. Modèle d'usure généralisé	124
4.4.6. Relation volume - profondeur	127
4.5. Conclusions.....	129

4.1. Introduction

Le chapitre précédent s'est intéressé aux caractéristiques dynamiques des impacts obliques, et notamment aux relations entre les paramètres incidents (angle d'incidence, énergie incidente) et les grandeurs associées à la dissipation (coefficient de restitution, rapport de percussion, perte d'énergie, distance glissée). Ce chapitre étudie l'influence de ces caractéristiques sur l'usure générée, en s'appuyant sur des essais d'impacts de longue durée. La durée de ces essais d'usure est fixée à 20 h et la fréquence d'excitation est de 20 Hz, de sorte que le nombre total d'impacts au cours d'un essai d'usure est de 1,4 million. Les essais sont effectués à température ambiante, en air et en eau. Certains résultats de ce chapitre ont fait l'objet de publications [81–83, 91]

Plusieurs auteurs observent que le volume d'usure est proportionnel à la perte d'énergie [29, 43–47, 88]. D'après la dépendance de la perte d'énergie à l'angle d'incidence observée aux paragraphes 3.3.3 et 3.4.3, et à l'énergie incidente au paragraphe 3.5.3, on peut s'attendre à ce que le volume d'usure soit très fortement dépendant de l'angle d'incidence et de l'énergie incidente. L'influence de la dynamique des impacts sur l'usure est donc étudiée en faisant varier l'angle d'incidence α_i et l'énergie incidente T_i des impacts, d'un essai d'usure à l'autre. Au cours de chacun des essais, l'angle d'incidence et l'énergie cinétique incidente sont contrôlés et maintenus constants.

Le paragraphe 4.2 présente l'instrumentation utilisée pour observer les traces usées, les mesures effectuées et les post-traitements pour obtenir des caractéristiques pertinentes permettant de décrire l'usure obtenue.

Le paragraphe 4.3 présente l'usure générée par des impacts en air. Les surfaces usées sont dans un premier temps décrites qualitativement, puis l'influence de l'angle d'incidence sur le volume usé est souligné. Enfin, un modèle énergétique d'usure en air est proposé.

Le paragraphe 4.4 présente l'usure générée par des impacts en eau. Dans un premier temps, les surfaces usées sont décrites qualitativement. Ensuite, l'évolution temporelle des grandeurs associées à la dissipation est analysée en soulignant l'influence de la génération de l'usure sur la dynamique des impacts. L'évolution du volume usé en fonction des paramètres incidents (angle d'incidence, énergie incidente, nombre d'impacts) au cours des essais longs est ensuite présentée et comparée à celle de la perte d'énergie au cours des impacts. L'influence de la distribution des paramètres incidents des impacts sur l'usure est étudiée, en particulier dans le cas d'essais suivant une distribution bimodale en angle, telle que décrite au paragraphe 2.7.2. Un modèle énergétique d'usure en eau est proposé. Enfin, la relation entre volume et profondeur usée est détaillée, cette dernière constituant le paramètre critique du problème industriel dans lequel s'inscrit cette étude.

4.2. Mesure et traitement des données sur l'usure

Les surfaces usées du tube GV et de la BAV pour chaque essai réalisé sont systématiquement observées à l'aide d'un interféromètre, le Contour GT-KI de Bruker, permettant de mesurer la topographie des surfaces afin de calculer notamment le volume de matière enlevée. Celui-ci permet d'obtenir des mesures de la topographie de surface avec une résolution verticale de 3 nm et latérale de 3,6 μm . D'autres observations sont réalisées ponctuellement avec un microscope optique Keyence VHX-1000 associé à un objectif VH-Z100R permettant d'obtenir des grossissements de x100 à x1000. Des observations en microscopie électronique à balayage (MEB) sont également réalisées, en utilisant un appareil MIRA3 de Tescan.

La figure 4.1 représente une trace d'usure typique du tube GV obtenue par interférométrie.

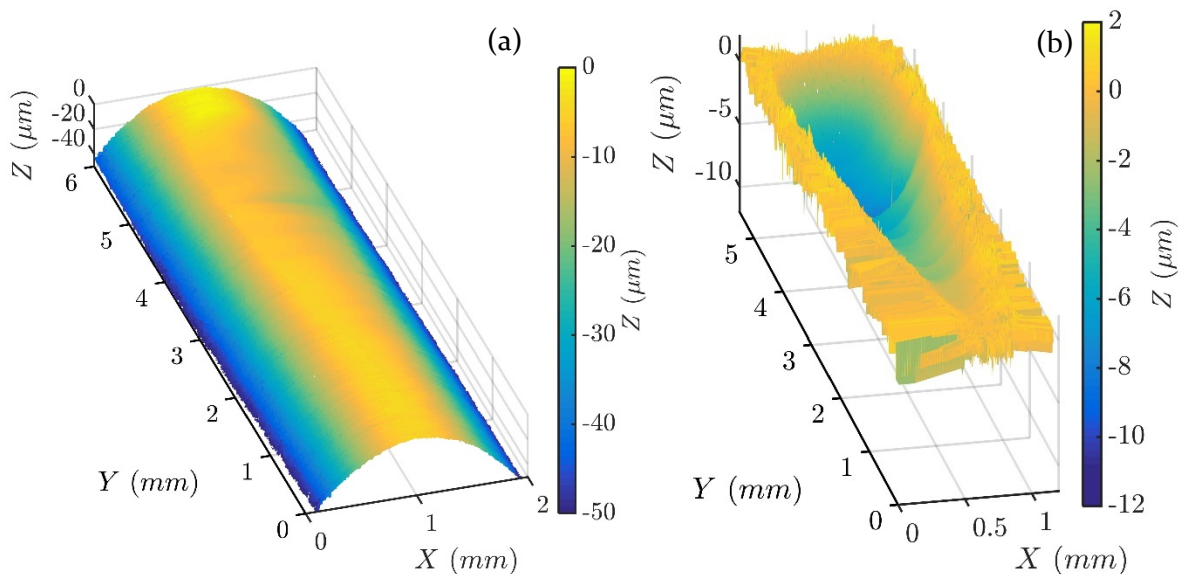


FIGURE 4.1 Trace d'usure typique obtenue par interférométrie

Les coordonnées tridimensionnelles des points de mesure fournies par l'interféromètre sont traitées avec un programme développé dans l'environnement Matlab de la manière suivante :

- (a) Interpolation des points de mesure dispersés sur une grille uniforme (figure 4.1 (a))
- (b) Redressement de la surface selon un cylindre à partir des points de mesure de la zone non usée (figure 4.1 (b))
- (c) Sélection sur la figure redressée de la zone usée et de sa largeur, longueur et profondeur maximale, calcul de l'aire A de la zone usée ainsi sélectionnée
- (d) Calcul de la pente et de la rugosité de la ligne moyenne de la trace d'usure selon l'axe Y
- (e) Calcul des volumes d'usure positif V^+ et négatif V^- , à partir de l'interpolation linéaire de l'altitude Z sur la triangulation de Delaunay des points (X, Y) issus de la mesure interférométrique.

L'incertitude sur les volumes d'usure est estimée à partir des caractéristiques de l'interféromètre et de l'ajustement des surfaces. Le volume d'usure minimal pouvant être mesuré est estimé à 10^{-3} mm³.

Les volumes d'usure présentés dans toute la suite correspondent à l'usure du tube GV uniquement, correspondant à la problématique industrielle dans laquelle s'inscrit cette étude. L'usure observée sur la BAV est inférieure à celle du tube GV, ce qui est conforme aux observations réalisées par le CEA et AREVA. L'usure de la BAV est systématiquement proportionnelle à l'usure du tube GV quelles que soient les conditions de l'essai en termes d'environnement, d'angle ou d'énergie incidente. L'usure de la BAV peut ainsi être déduite à partir de celle du tube.

4.3. Usure en air

4.3.1. Description qualitative des traces usées

Une trace d'usure typique, générée par des impacts en air, est observée par microscopie optique et par interférométrie ; la figure 4.2 (a) présente l'usure côté tube GV, la figure 4.2 (b) côté BAV. La forme triangulaire allongée de la trace est typique de l'usure générée par un contact cylindre-plan dont le parallélisme est imparfait. Dans un tel cas, le tube est légèrement incliné de sorte que la zone correspondant à la partie supérieure de la figure 4.2 percute l'échantillon de BAV en premier. On observe également que la surface non-usée est caractérisée par des stries selon l'axe X associées au processus de polissage des tubes ; la surface usée est quant à elle très perturbée. La zone d'usure observée sur la BAV est de même largeur que celle sur le tube GV, avec une longueur plus faible. La profondeur usée maximale est identique sur le tube GV et sur la BAV.

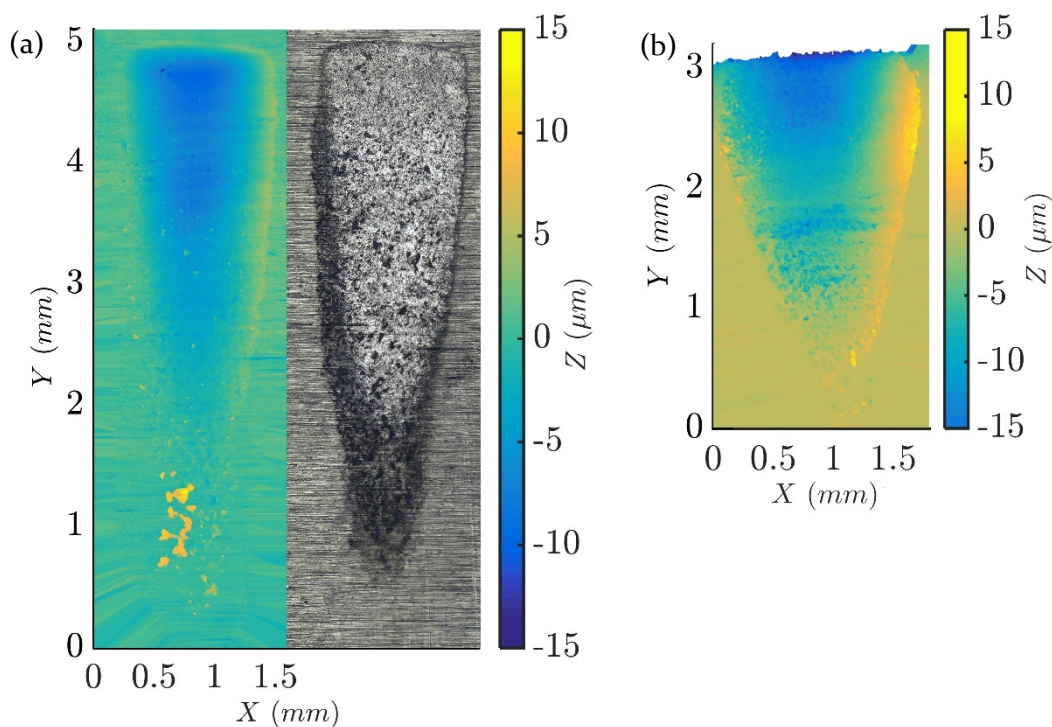


FIGURE 4.2 Trace d'usure observée par interférométrie et par microscopie optique. (a) Tube GV ; (b) BAV

La figure 4.3 présente deux profils d'usure associés à la trace sur le tube GV, selon l'axe X , à $Y = 4,8$ mm (a), et selon l'axe Y , à $X = 0,7$ mm (b).

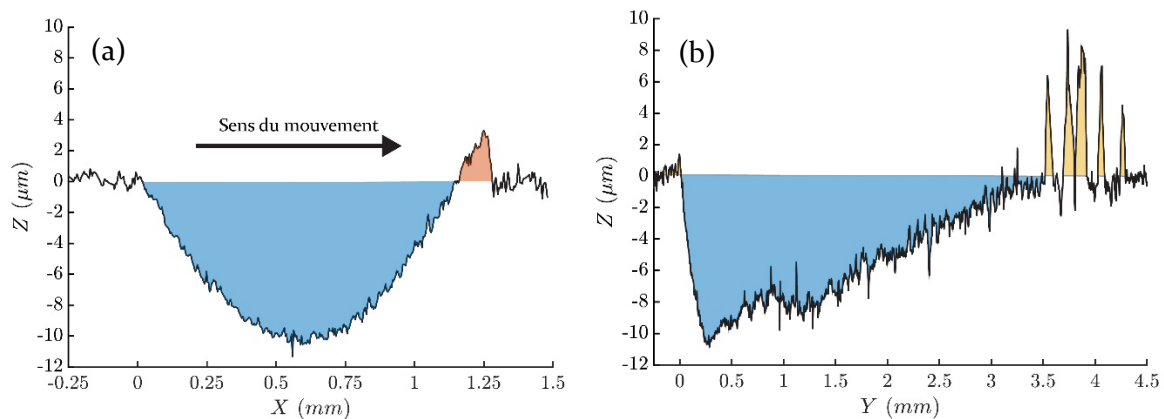


FIGURE 4.3 Profils de la trace usée du tube GV présentée figure 4.2 (a). (a) Selon l'axe X , à $Y = 4,8$ mm ; (b) selon l'axe Y , à $X = 0,7$ mm. Zone bleue : volume négatif V^- ; zone rouge : amas lié à de la déformation plastique ; zone jaune : débris d'usure

On observe sur la figure 4.3 (a) que la zone usée, représentée en bleu, est symétrique par rapport à son plan milieu YZ , à $X = 0,6$ mm. La rugosité importante des surfaces usées est également visible sur ces deux profils, de l'ordre de grandeur de la rugosité initiale du tube GV. Un volume positif V^+ est observé en périphérie de la trace d'usure. Celui-ci correspond soit à des débris d'usure qui se réamalgament à la surface, soit à de la déformation plastique. Ces deux sources de volume positif sont distinguées à partir des observations réalisées par interférométrie et MEB. Les débris d'usure ont une texture granulaire et de l'oxydation est observée autour d'eux (zones en jaune sur la figure 4.3). La déformation plastique est reconnaissable par l'existence d'un amas lisse à proximité immédiate du volume d'usure négatif (zone en rouge sur la figure 4.3). L'existence de débris d'usure est observée plus fréquemment pour les angles rasants, tandis que de la déformation plastique apparaît davantage pour les angles proches de la normale.

4.3.2. Influence de l'angle d'incidence sur l'usure en air

Les essais d'usure en air présentés sont effectués à énergie incidente constante, égale à 0,45 mJ. Les caractéristiques dynamiques des impacts, telles que le coefficient de restitution, le rapport de percussion, la perte d'énergie ou la distance glissée, sont constants pendant toute la durée des essais. Il n'y a donc pas d'influence du changement de la topographie ni de la conformation des surfaces usées sur la dynamique des impacts.

La figure 4.4 représente le volume d'usure par impact V_{imp}^- en fonction de l'angle d'incidence moyen α_i pour chacun des essais d'usure réalisés en air. Les 21 essais effectués sont représentés par des points. L'usure augmente avec l'angle d'incidence dans la gamme 0° - 25° , passant de 0 à $8 \mu\text{m}^3$ par impact. Un maximum d'usure est atteint à une incidence de 25° par rapport à l'horizontale, ce qui est cohérent avec les observations réalisées dans d'autres études [87]. Dans la gamme 25° - 90° , l'usure diminue avec l'angle d'incidence, passant de $8 \mu\text{m}^3$ à $3 \mu\text{m}^3$ par impact. Il est à noter que l'usure mesurée à incidence normale n'est pas nulle, contrairement aux observations réalisées dans d'autres études [87].

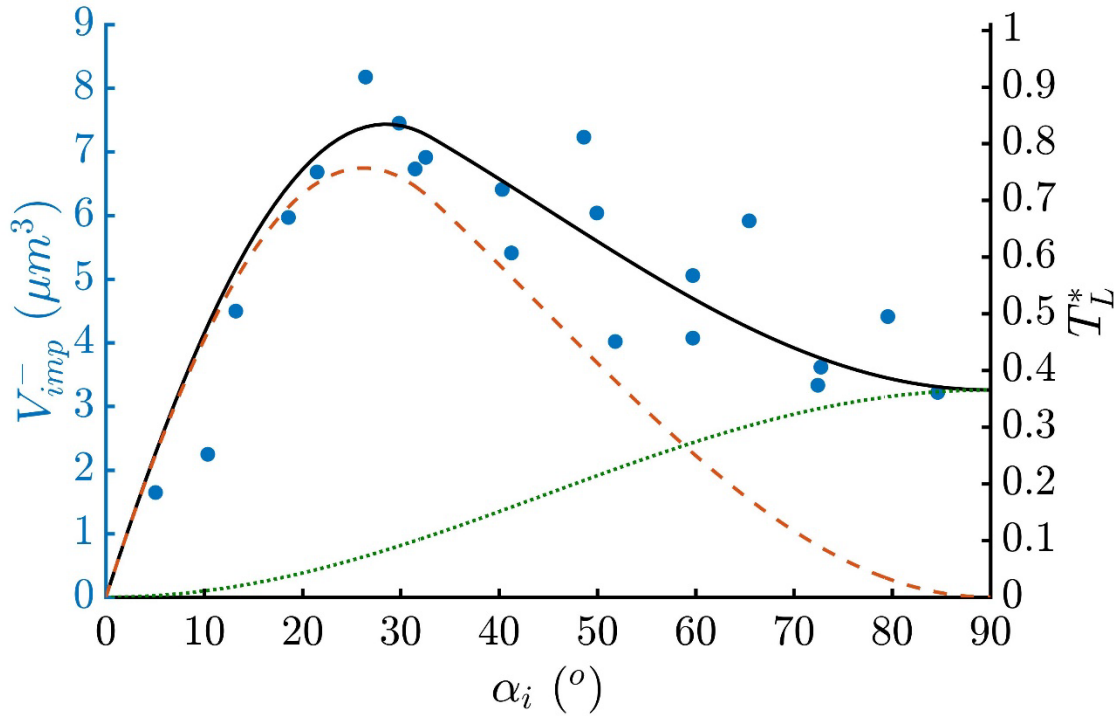


FIGURE 4.4 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en air à énergie incidente constant égale à 0,45 mJ. Perte d'énergie adimensionnée (ligne noire solide) ; composante normale de la perte d'énergie adimensionnée (ligne pointillée verte) ; composante tangentielle de la perte d'énergie adimensionnée (ligne pointillée rouge)

Les lignes de la figure 4.4 correspondent à la perte d'énergie adimensionnée totale par impact T_L^* présentée figure 3.6 (ligne noire solide), sa composante normale T_{Ln}^* présentée figure 3.5 (a) (ligne pointillée verte) et sa composante tangentielle T_{Lt}^* présentée figure 3.5 (b) (ligne pointillée rouge). Deux cas sont observés : pour les angles d'incidence faibles ($\alpha_i \leq 50^\circ$), la composante tangentielle de l'énergie T_{Lt}^* domine ; pour les angles d'incidence importants ($\alpha_i \geq 50^\circ$), la composante normale de l'énergie T_{Ln}^* domine. Dans les deux cas, une très bonne concordance est observée entre l'usure et la perte d'énergie totale. Cela montre qu'il n'y a pas d'influence prépondérante des effets tangentiels par rapport aux effets normaux concernant l'usure en air, ce qui est en contradiction avec plusieurs études précédentes traitant de l'usure par impact [67, 87].

En admettant que le volume d'usure total V^- est proportionnel à l'énergie incidente des impacts T_i et au nombre d'impacts n_{imp} qui se sont produits au cours d'un essai complet (ces deux affirmations seront justifiées dans le suite), la loi d'usure par impact suivante est introduite, faisant apparaître le coefficient d'usure par impact K_{air} :

$$\frac{V^-}{n_{imp} T_i} = K_{air} T_L^*(\alpha_i, e_n, \mu(\alpha_i)) \quad (4.1)$$

où T_L^* est donné par l'équation (3.17), à partir de la valeur du coefficient μ modélisée avec l'équation (3.16), et la valeur moyenne du coefficient de restitution pour des impacts en air sur la gamme 0° - 90° observée figure 3.2 ($e_n = 0,80$). La valeur expérimentale du coefficient d'usure par impact K_{air} obtenue est :

$$K_{air} = 2 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$$

Le coefficient K_{air} peut être interprété comme un volume d'usure adimensionné par l'énergie mécanique perdue lors des impacts subis. Même si le contact est intermittent lors de cinématiques d'impacts, ce coefficient est analogue au coefficient d'Archard utilisé pour des cinématiques de glissement continu. Le coefficient K_{air} peut être comparé :

- aux coefficients énergétiques introduits dans les études d'usure par fretting [94-97],
- au coefficient d'usure communément utilisé dans l'industrie nucléaire [71, 98],
- aux coefficients d'usure obtenus précédemment avec une configuration expérimentale similaire mais dont l'environnement est considéré plus usant (essais en eau à 290°C) [99].

Ces coefficients d'usure varient de $0,7 \cdot 10^4$ à $6 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$, ce qui correspond au même ordre de grandeur que la valeur de K_{air} mesurée.

4.4. Usure en eau

4.4.1. Description qualitative des traces usées

Une trace d'usure typique, générée par des impacts en eau, est observée par microscopie optique et par interférométrie ; la figure 4.5 (a) présente l'usure côté tube GV, la figure 4.5 (b) côté BAV. Les faciès observés sont similaires à ceux générés par des impacts en environnement proche du milieu REP [99]. On observe la même forme triangulaire allongée que pour les impacts en air, preuve d'un défaut de parallélisme dans le contact tube-plan. La surface usée est par contre significativement plus lisse en eau qu'en air ; elle présente également de larges cuvettes de 500 μm de longueur et 100 μm de largeur, similaires aux cupules observées par Kaiser [77]. De nombreuses stries d'abrasion de longueur comprise entre 10 et 20 μm et de largeur allant de 1 à 2 μm sont visibles sur la surface usée. Ces stries d'abrasion sont analysées plus en profondeur dans le paragraphe 5.2.3. La zone d'usure observée sur la BAV est de même largeur que celle sur le tube GV, avec une longueur plus faible. La profondeur usée maximale est du même ordre de grandeur sur le tube et sur la BAV.

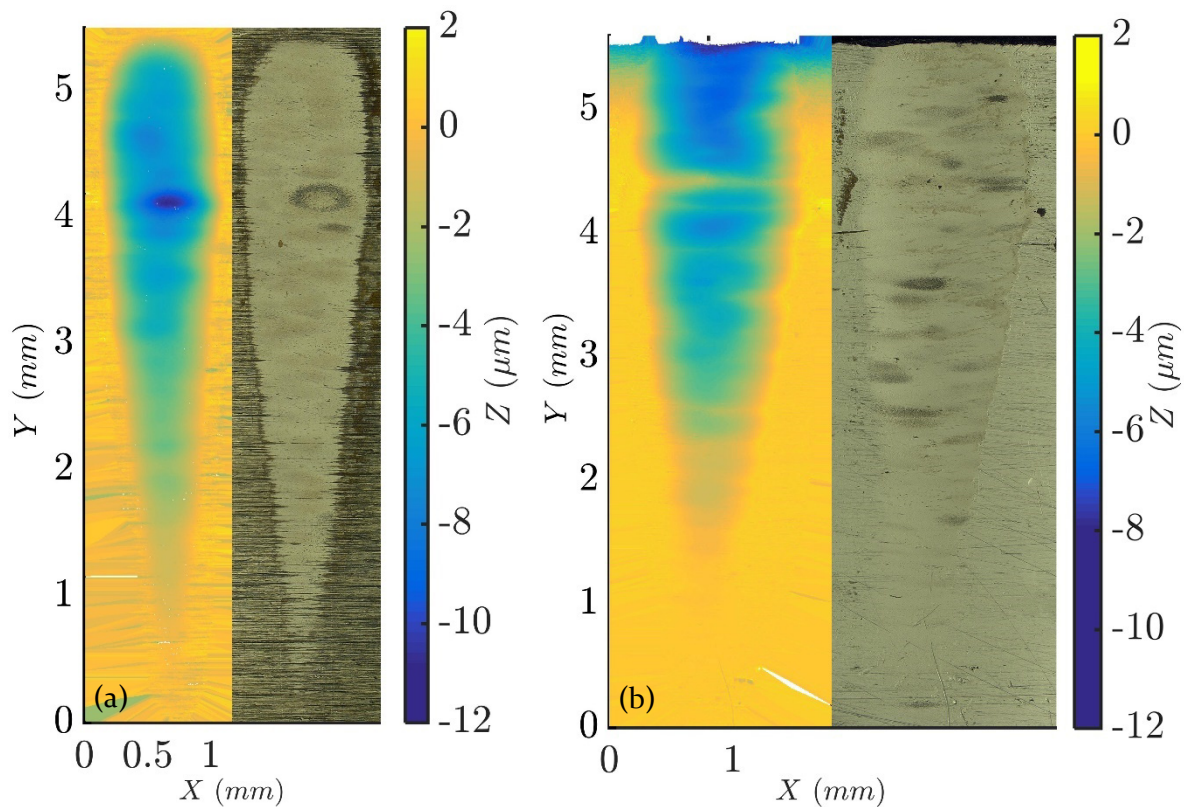


FIGURE 4.5 Trace d'usure observée par interférométrie et par microscopie optique. (a) Tube GV ; (b) BAV

La figure 4.6 présente deux profils d'usure associés à la trace sur le tube GV, selon l'axe X , à $Y = 4,9 \text{ mm}$ (a), et selon l'axe Y , à $X = 0,6 \text{ mm}$ (b).

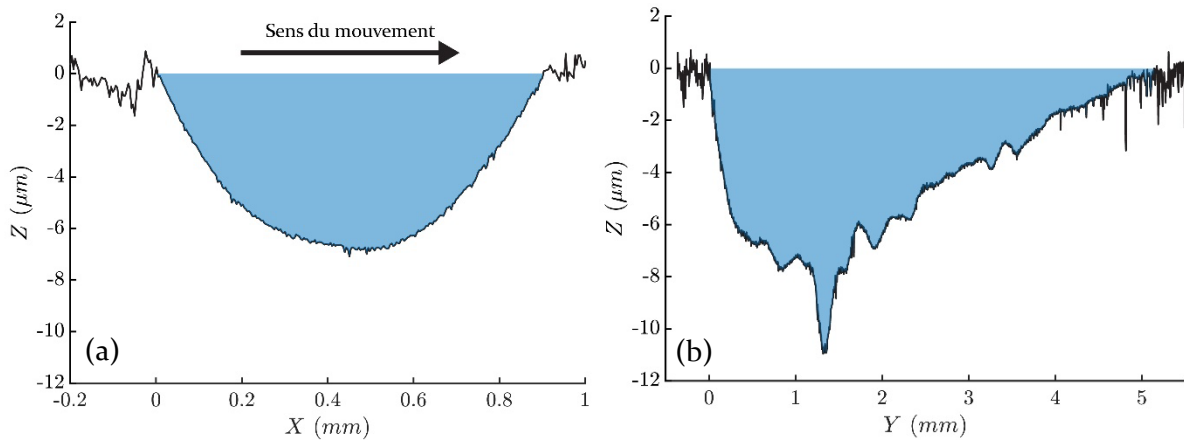


FIGURE 4.6 Profils de la trace usée du tube GV présentée figure 4.5 (a). (a) Selon l'axe X , à $Y = 4,9$ mm ; (b) selon l'axe Y , à $X = 0,6$ mm. Zone bleue : volume négatif V^-

Comme pour les essais en air, la zone usée en bleu est symétrique par rapport à son plan milieu YZ , à $X = 0,5$ mm. La rugosité des surfaces usées est par contre très faible, et aucun volume positif significatif n'est observé en périphérie des zones usées, dénotant une absence d'amas plastique et de débris d'usure amalgamés à la surface. L'existence des cuvettes décrites précédemment est également observable sur le profil de la figure 4.6 (b).

4.4.2. Evolution temporelle des caractéristiques dynamiques des impacts au cours des essais d'usure

Contrairement aux essais d'usure en air, les caractéristiques dynamiques des impacts, telles que le coefficient de restitution, le rapport de percussion, la perte d'énergie ou la distance glissée, évoluent en fonction du temps au cours des essais d'usure en eau. Nous nous proposons dans ce paragraphe d'étudier l'influence de l'évolution des caractéristiques topographiques des surfaces usées en eau sur la dynamique des impacts.

4.4.2.1. Coefficient de restitution

La figure 4.7 présente le coefficient de restitution normal e_n en fonction du temps au cours d'un essai long d'usure en eau, d'une durée de 20 h à 20 impacts par seconde, à angle d'incidence constant égal à 30° et énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. La couleur des points expérimentaux correspond au coefficient de restitution tangentiel e_t . On observe une légère décroissance linéaire de la valeur médiane de e_n , passant de 0,92 à $t=0$, à 0,78 à $t=20$ h. Le coefficient de restitution tangentiel e_t augmente de manière très importante en début d'essai, passant de 0,1 à $t=0$, à 0,8 à $t=6$ h, puis reste constant autour de 0,8 entre $t=6$ h et $t=20$ h. Cette évolution du coefficient de restitution avec le temps est observée pour tous les essais d'impacts en eau réalisés.

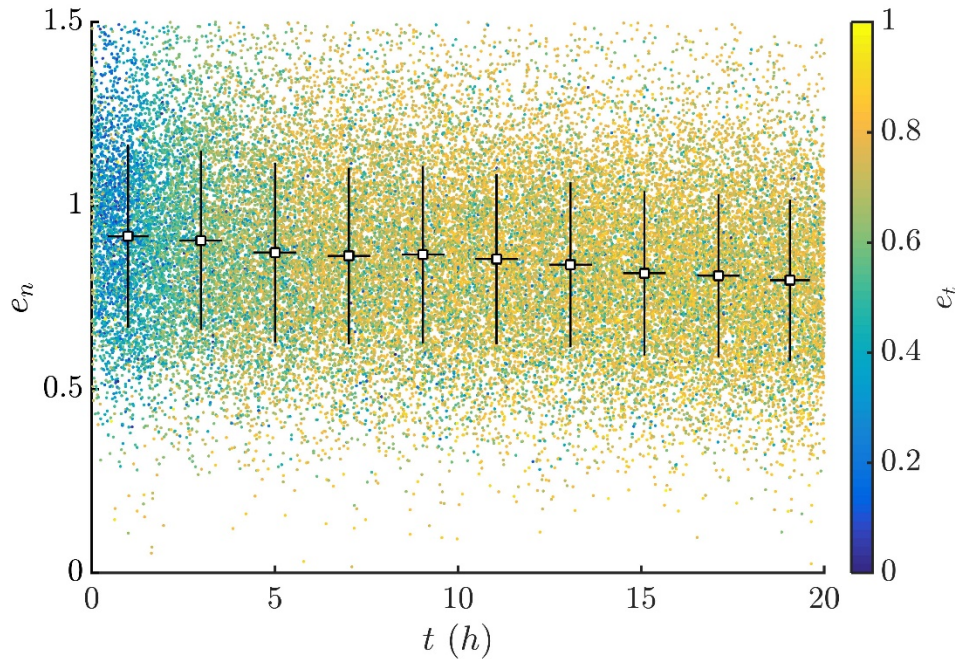


FIGURE 4.7 Evolution temporelle du coefficient de restitution normal e_n au cours d'un essai long d'usure à incidence $\alpha_i = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution tangentiel e_t

4.4.2.2. Rapport de percussion

La figure 4.8 présente le rapport de percussion μ en fonction du temps au cours du même essai long d'usure en eau que celui de la figure 4.7. La couleur des points expérimentaux correspond à l'angle de rebond α_r . On observe une décroissance importante de la valeur médiane du rapport de percussion μ au début de l'essai, passant de 0,7 à 0,3 entre $t=0$ et $t=6$ h. μ est ensuite constant jusqu'à la fin de l'essai, autour de 0,3. L'angle de rebond décroît également très fortement au début de l'essai, passant de $\alpha_r = 90^\circ$ à $\alpha_r = \alpha_i = 30^\circ$ entre $t=0$ et $t=2$ h, pour rester constant à 30° jusqu'à la fin de l'essai. L'essai présenté en exemple ici est celui pour lequel la différence entre rapports de percussion initial et final est la plus élevée. Cette décroissance du rapport de percussion et de l'angle de rebond avec le temps est observée pour deux tiers des essais en eau effectués, mais dans des proportions plus faibles.

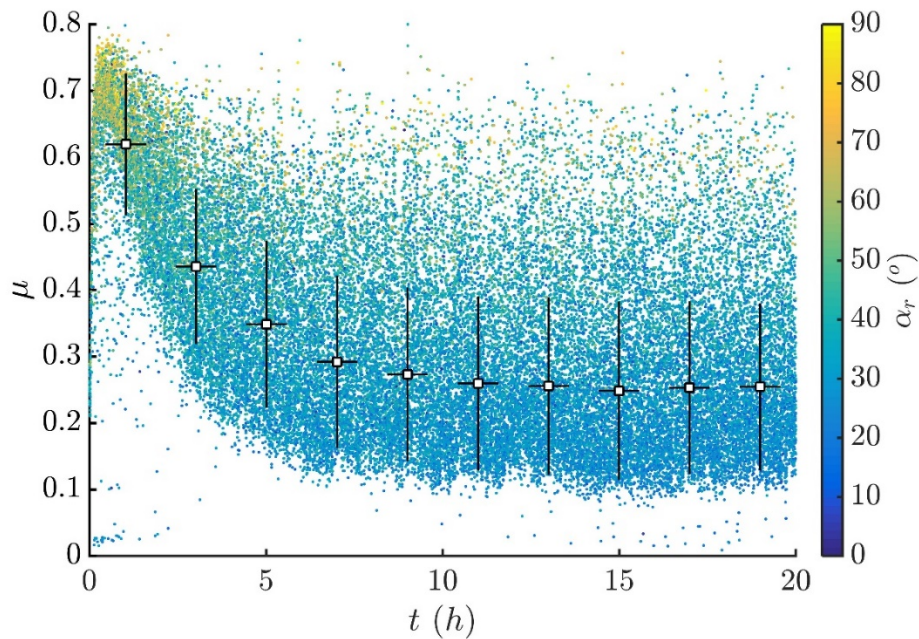


FIGURE 4.8 Evolution temporelle du rapport de percussion μ au cours d'un essai long d'usure à incidence $\alpha_i = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond α_r

Le rapport de percussion décroît avec le temps au cours des essais en eau mais reste constant en air. Cette décroissance n'est donc pas liée au changement macroscopique de la géométrie du contact lié au méplat formé progressivement sur le tube usé, puisque ce changement existe à la fois en eau et en air. Par contre, la rugosité des surfaces usées diffère selon l'environnement ; les traces d'usure en eau présentées sur la figure 4.5 sont beaucoup plus lisses que celles en air. Ainsi, la décroissance de μ observée sur la figure 4.8 peut être liée à ce lissage progressif des surfaces usées en eau.

Pour vérifier cette hypothèse, la rugosité de la surface des tubes usés dans le cas d'essais longs en eau est analysée de manière approfondie. Pour chacun des essais d'usure longs, on évalue la valeur moyenne du paramètre de rugosité R_q sur la ligne moyenne de la trace d'usure. La figure 4.9 représente la valeur du rapport de percussion à la fin de l'essai μ_f en fonction du paramètre de rugosité R_q , pour les essais longs en eau effectués à énergie et angle d'incidence constants, décrits plus en détails dans la suite aux paragraphes 4.4.3.1 et 4.4.3.2. La couleur des points correspond à l'angle d'incidence moyen au cours de l'essai.

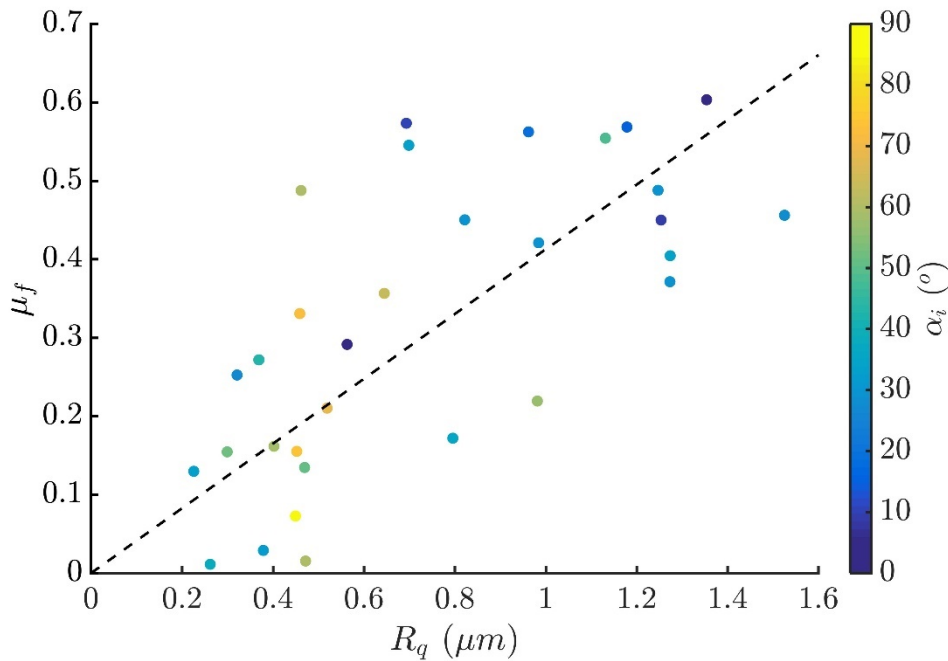


FIGURE 4.9 Rapport de percussion à la fin de l'essai d'usure en fonction du paramètre de rugosité R_q de la trace d'usure ; ligne pointillée : régression linéaire

Le rapport de percussion μ_f augmente linéairement de 0 à 0,6 quand R_q augmente de 0 à 1,6. On observe également que, de manière générale, les rapports de percussion les plus grands sont atteints aux angles d'incidence les plus faibles, ce qui est parfaitement cohérent avec les résultats présentés au paragraphe 3.4.2. Quelques points de la figure 4.9 ne suivent pas cette tendance, ayant une incidence faible et un rapport de percussion faible, ou une incidence importante et un rapport de percussion élevé. Néanmoins, ils suivent la proportionnalité apparente entre rapport de percussion final et rugosité. En d'autres termes, il y a un effet combiné de l'angle d'incidence et du lissage des surfaces usées sur le rapport de percussion. Lors de certains essais de longue durée, l'usure générée entraîne une diminution de la rugosité des surfaces suffisamment importante pour induire une diminution du coefficient de frottement cinétique μ_k au cours de l'essai. Cette diminution, au regard des deux régimes de frottement observés sur la figure 3.9, entraîne deux effets :

- diminution de la valeur de μ pour une incidence comprise entre 0° et l'angle critique α_c ;
- augmentation de la valeur de l'angle critique α_c .

Ainsi, le régime de frottement caractérisé par du glissement pendant tout l'impact existe pour des incidences plus importantes que celles observées pour les essais non-usants.

4.4.2.3. Perte d'énergie

La figure 4.10 présente la perte d'énergie adimensionnée au cours d'un impact T_L^* en fonction du temps au cours du même essai long d'usure en eau que celui de la figure 4.7. La couleur des points expérimentaux correspond au rapport de percussion μ . On observe le même comportement pour la valeur médiane de T_L^* que pour le coefficient de restitution tangential et le rapport de percussion :

- entre $t=0$ et $t=6$ h, décroissance de T_L^* , passant de 0,7 à 0,4,
- entre $t=6$ et $t=20$ h, valeur constante de T_L^* autour de 0,4.

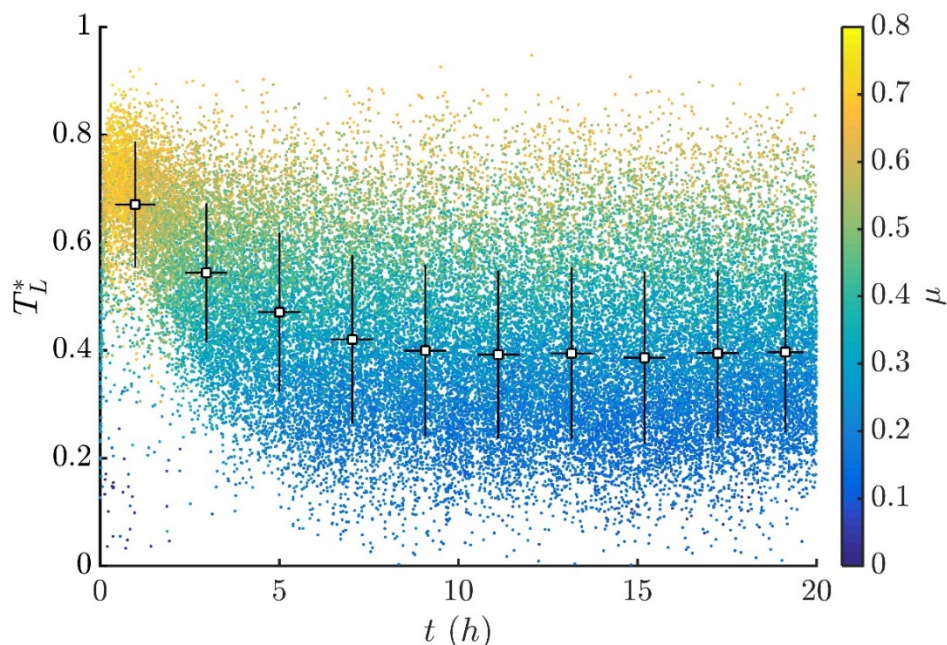


FIGURE 4.10 Evolution temporelle de la perte d'énergie adimensionnée T_L^* au cours d'un essai long d'usure à incidence $\alpha_i = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion μ

En observant la couleur des points expérimentaux, on retrouve la décroissance de μ avec le temps. On observe également que plus μ est important, plus la perte d'énergie T_L^* est importante, ce qui est parfaitement cohérent avec l'équation (3.17), où $\alpha_i = 30^\circ$, $e_n \approx 0,85$ et μ est compris entre 0 et 1. Cette même équation permet d'expliquer la décroissance de T_L^* au cours du temps, à partir de la décroissance de μ observée au paragraphe précédent.

4.4.2.4. Distance glissée

La figure 4.11 présente la distance glissée au cours d'un impact l_g en fonction du temps, au cours du même essai long d'usure en eau que celui de la figure 4.7. La couleur des points expérimentaux correspond à la durée d'impact tangentielle d_t . On observe le même comportement en deux phases pour la distance glissée que pour les caractéristiques présentées précédemment :

- entre $t=0$ et $t=6$ h, croissance de l_g passant de 13 à 22 μm , et de d_t passant de 0,32 ms à 0,43 ms ;
- entre $t=6$ et $t=20$ h, valeur constante de l_g autour de 22 μm et de d_t autour de 0,43 ms.

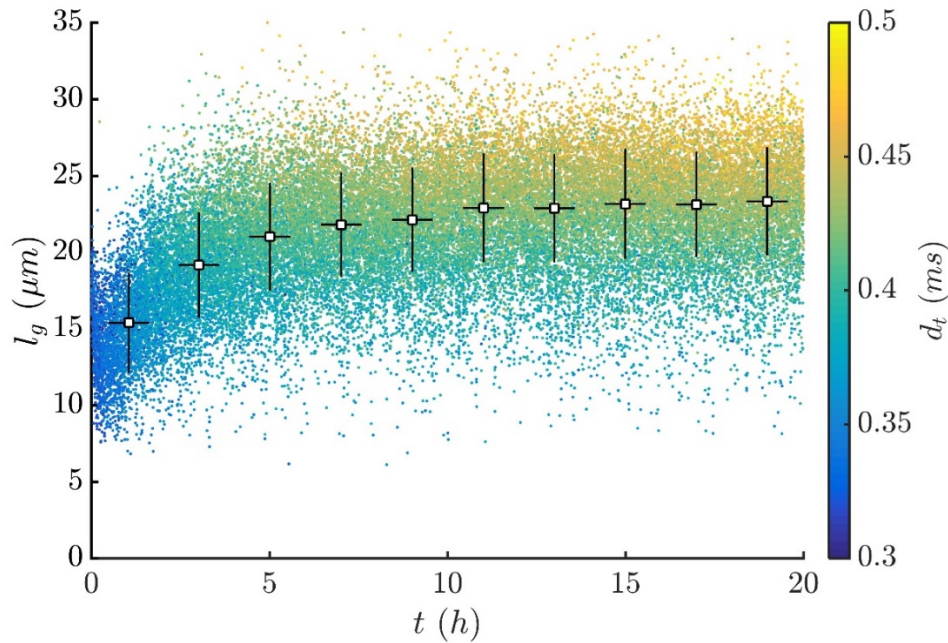


FIGURE 4.11 Evolution temporelle de la distance glissée l_g au cours d'un essai long d'usure à incidence $\alpha_i = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : durée d'impact tangentielle d_t

On observe également que plus la durée d'impact tangentielle d_t est importante, plus la distance glissée l_g est grande, ce qui est cohérent avec l'équation (2.52). L'augmentation de la distance glissée l_g avec le temps est une conséquence de la diminution du coefficient de frottement cinétique μ_k commentée au paragraphe 4.4.2.2, au regard de la relation qui existe entre l_g et μ_k (équation (3.27)).

4.4.3. Influence des caractéristiques des impacts sur le volume d'usure macroscopique

4.4.3.1. Influence de l'angle d'incidence sur l'usure en eau

La figure 4.12 représente le volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence moyen, pour chaque essai d'usure réalisé en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ, d'une durée de 20 h et à 20 impacts par seconde. L'usure augmente de 3 à 5 μm^3 par impact entre 5° et 20° et diminue de 5 à 0 μm^3 entre 20° et 90° . L'usure est maximale à 20° , ce qui est cohérent avec d'autres études s'intéressant à l'usure générée par des impacts percussifs faiblement chargés [85, 87].

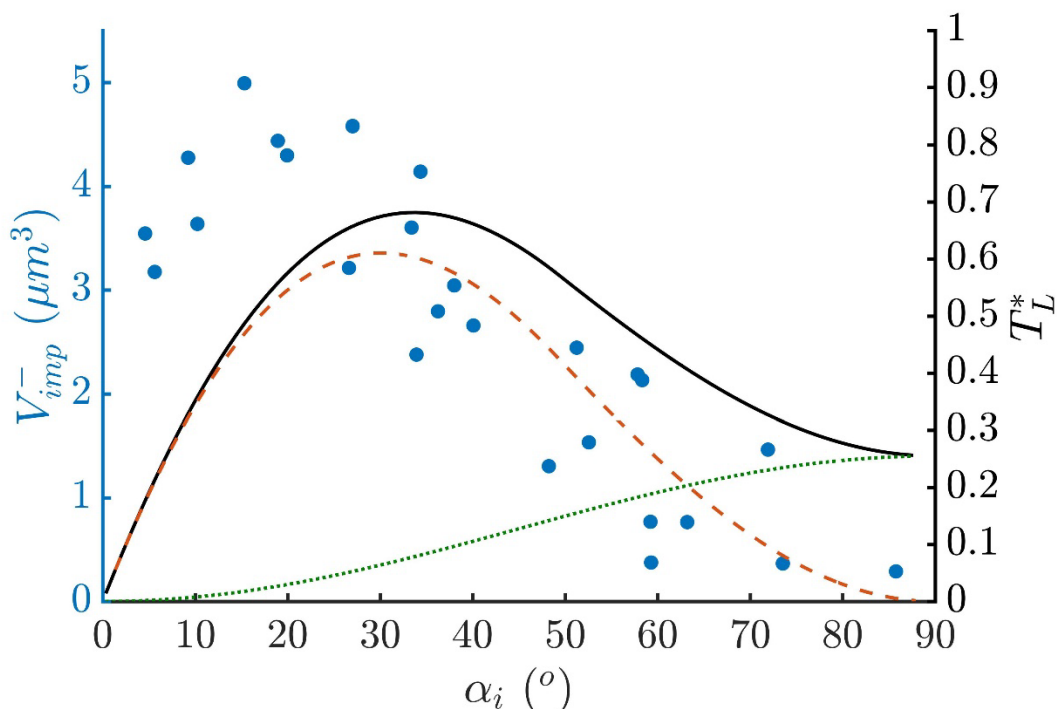


FIGURE 4.12 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. Perte d'énergie adimensionnée (ligne noire solide) ; composante normale de la perte d'énergie adimensionnée (ligne pointillée verte) ; composante tangentielle de la perte d'énergie adimensionnée (ligne pointillée rouge)

L'évolution de l'usure en fonction de l'angle d'incidence pour des impacts en eau présente des similitudes avec celle en air : augmentation du volume usé en fonction de l'angle pour les faibles incidences, existence d'un maximum d'usure à une incidence particulière, puis décroissance du volume avec l'angle pour des incidences de plus en plus normales. On observe également plusieurs différences : le volume d'usure en eau est près de deux fois plus faible qu'en air quel que soit l'angle d'incidence, pour des conditions d'essais équivalentes en termes d'énergie incidente et de nombre d'impacts. Le maximum d'usure est atteint à 20° en eau, contre 25° en air. Enfin, l'usure en eau est nulle à incidence normale, alors qu'on observe une usure significative en air. Ces différences peuvent s'expliquer par le rôle lubrifiant de l'eau dans l'interface : l'existence d'un film d'eau entre les surfaces du tube GV et de la BAV réduit la sévérité des mécanismes d'usure, induisant des volumes d'usure plus faibles en eau qu'en air. Les contacts lubrifiés sont également moins sujets à l'usure par adhésion, ce qui explique l'absence d'usure aux incidences normales en eau, alors que ce mécanisme d'usure est prédominant en incidence normale pour les essais en air.

Les lignes de la figure 4.12 correspondent aux pertes d'énergie adimensionnées par impact T_L^* présentée figure 3.11 (ligne noire solide), T_{Ln}^* présentée figure 3.10 (a) (ligne pointillée verte) et T_{Lt}^* présentée figure 3.10 (b) (ligne pointillée rouge). Contrairement à l'usure en air, l'évolution de l'usure en eau en fonction de l'angle d'incidence n'est pas bien prédite par les courbes de perte d'énergie, en particulier concernant l'incidence pour laquelle le volume d'usure est maximum. La perte d'énergie seule n'est donc pas suffisante pour prédire le volume d'usure générée par des impacts en eau : l'usure dépend à la fois de la perte d'énergie et de l'angle d'incidence.

4.4.3.2. Influence de l'énergie incidente

La figure 4.13 représente le volume d'usure par impact en fonction de la perte d'énergie totale T_L (a) et tangentielle T_{Lt} (b) moyenne par impact, pour chaque essai d'usure effectué en eau à angle d'incidence maintenu à 30° , d'une durée de 20 h et à 20 impacts par seconde, avec une énergie incidente T_i variant entre 0,1 et 1 mJ par impact selon l'essai (couleur des points). Le volume d'usure augmente linéairement avec la perte d'énergie totale et avec la perte d'énergie tangentielle, allant de 0 à $12 \mu\text{m}^3$ dans la gamme 0-0,6 mJ. Les lignes pointillées de la figure 4.13 correspondent aux régressions linéaires des points expérimentaux, définies avec un coefficient de proportionnalité exprimé en $\mu\text{m}^3/\text{J}$ par :

$$V_{imp}^- = 1,95 \cdot 10^4 T_L \quad (4.2)$$

$$V_{imp}^- = 1,98 \cdot 10^4 T_{Lt} \quad (4.3)$$

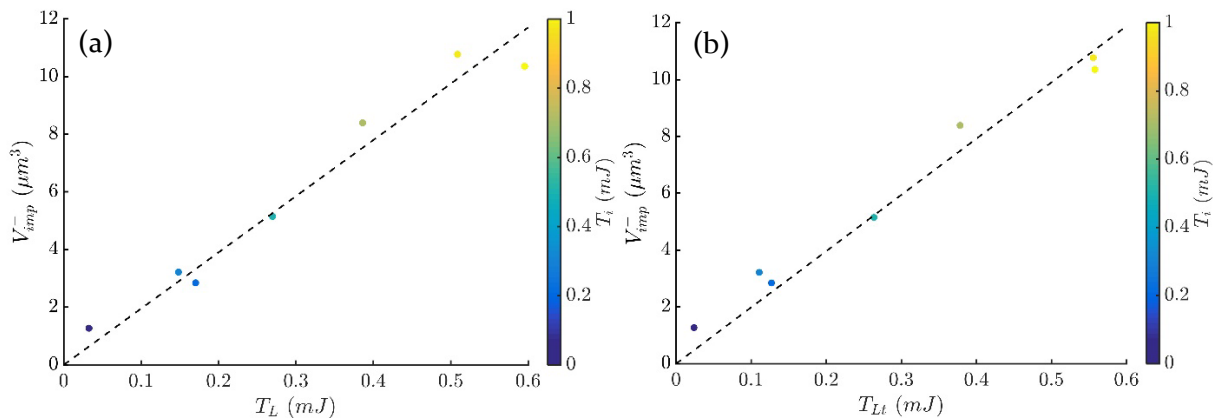


FIGURE 4.13 Volume d'usure par impact en fonction de la perte d'énergie totale T_L (a) et tangentielle T_{Lt} (b), à angle d'incidence constant égal à 30° ; couleur : énergie incidente ; lignes pointillées : régressions linéaires

La proportionnalité observée entre le volume d'usure et la perte d'énergie pendant un impact est cohérente avec de nombreuses études [29, 36, 43–47, 53, 88, 100]. Ce résultat montre que dans la gamme 0-0,6 mJ, une proportion constante de l'énergie perdue pendant un impact est consommée par le processus d'enlèvement de matière. Cette proportionnalité est observée entre le volume d'usure et la perte d'énergie totale, et entre le volume d'usure et la perte d'énergie tangentielle, ne permettant pas de privilégier une de ces deux caractéristiques.

4.4.3.3. Influence du nombre d'impacts

La figure 4.14 représente le volume d'usure total en fonction du nombre d'impacts, pour chaque essai d'usure effectué en eau à angle d'incidence maintenu à 30° , à énergie incidente à 0,35 mJ et à 20 impacts par seconde.

Le volume d'usure augmente linéairement avec le nombre d'impacts, allant de 0 à $16 \cdot 10^6 \mu\text{m}^3$ quand le nombre d'impacts augmente de 0 à 5 millions. La ligne pointillée de la figure 4.14 correspond à la régression linéaire des points expérimentaux, définie avec un coefficient de proportionnalité exprimé en $\mu\text{m}^3/\text{impact}$ par :

$$V_{imp}^- = 3,2 n_{imp} \quad (4.4)$$

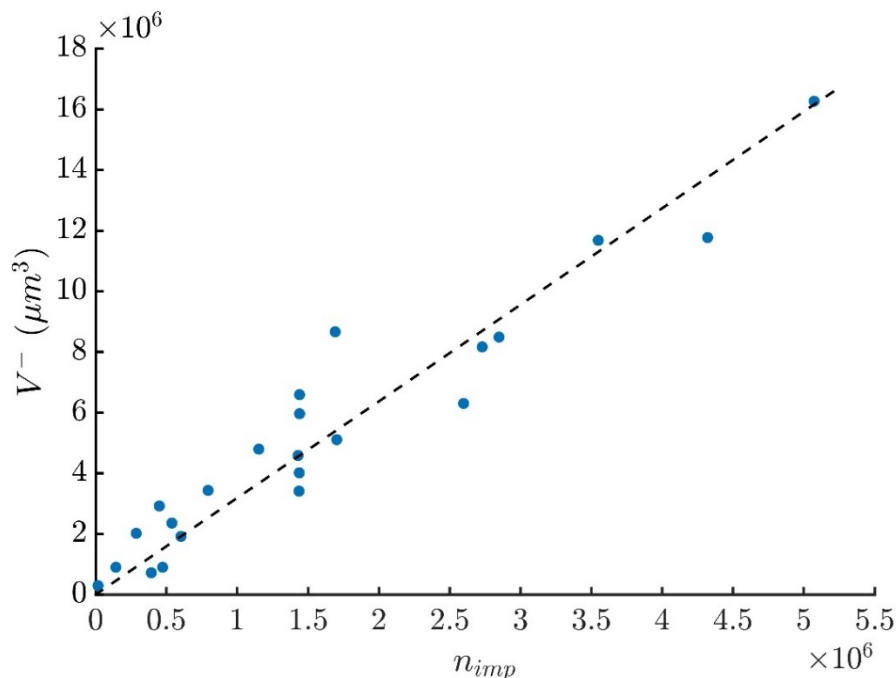


FIGURE 4.14 Volume d'usure total en fonction du nombre d'impacts, à angle d'incidence constant égal à 30° et énergie incidente constante égale à 0,35 mJ ; ligne pointillée : régression linéaire

La proportionnalité observée entre le volume d'usure total et le nombre d'impacts est également cohérente avec de nombreuses études, portant sur l'usure érosive [43, 87, 101–104] ou sur l'usure par impacts percussifs [29, 105].

On remarque également sur la figure 4.14 l'absence de période d'incubation : de l'usure apparaît dès les premiers impacts, en cohérence avec certaines études sur l'usure par impact [105], et contrairement à d'autres [29, 87, 102].

4.4.4. Modèle d'usure pour des essais à angle d'incidence constant

Les résultats présentés aux paragraphes 4.4.3.1, 4.4.3.2 et 4.4.3.3 montrent que :

- le volume d'usure en eau dépend de l'angle d'incidence, et qu'il n'y pas de proportionnalité directe entre le volume et la perte d'énergie quel que soit l'angle d'incidence :

$$V_{imp}^- \neq K_{T_L} T_L(\alpha_i, T_i = cte, \mu, e_n) \quad (4.5)$$

- à angle d'incidence constant, le volume d'usure est proportionnel à la perte d'énergie (totale ou tangentielle de manière équivalente), par un coefficient d'usure K_{T_L} et $K_{T_{L_t}}$:

$$V_{imp}^- = K_{T_L} T_L(\alpha_i = cte, T_i, \mu, e_n) \quad (4.6)$$

- à angle et énergie d'incidence constants, le volume d'usure total est proportionnel au nombre d'impacts, sans période d'incubation :

$$V^- = K_{T_L} n_{imp} T_L(\alpha_i = cte, T_i = cte, \mu, e_n) \quad (4.7)$$

Les équations (4.5) et (4.6) impliquent que le volume d'usure est proportionnel à la perte d'énergie (totale ou tangentielle selon les observations du paragraphe 4.4.3.2) quel que soit l'angle d'incidence, mais avec un coefficient de proportionnalité qui dépend de l'angle d'incidence. Pour vérifier cette assertion, la figure 4.15 présente le volume d'usure par impact V_{imp}^- en fonction de la perte d'énergie totale par impact T_L (a), et la perte d'énergie tangentielle par impact T_{Lt} (b), et l'angle d'incidence moyen α_i pour chaque essai d'usure réalisé en eau, d'une durée de 20 h et à 20 impacts par seconde ; les essais considérés ici sont donc ceux présentés aux paragraphes 4.4.3.1 et 4.4.3.2. La couleur des points expérimentaux correspond aussi à l'angle d'incidence α_i .

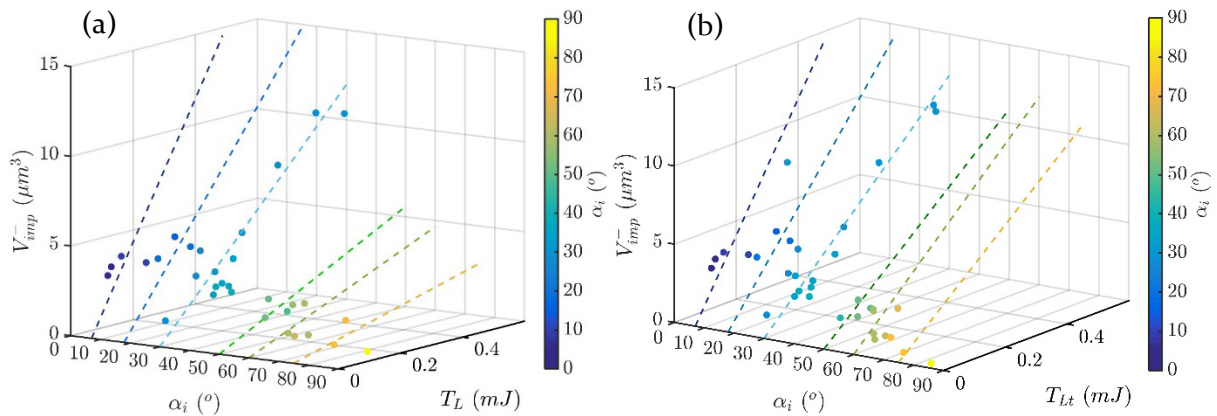


FIGURE 4.15 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence et de la perte d'énergie totale (a) et de la perte d'énergie tangentielle (b) ; couleur : angle d'incidence ; lignes pointillées : régressions linéaires

Les six lignes pointillées correspondent aux six régressions linéaires des points expérimentaux dont l'angle d'incidence moyen fait respectivement partie des gammes 5-15°, 15-25°, 25-45°, 45-55°, 55-70° et 70-85°. Pour chacune de ces gammes, une bonne proportionnalité est effectivement observée entre le volume d'usure V_{imp}^- et la perte d'énergie T_L , et entre le volume d'usure V_{imp}^- et la perte d'énergie T_{Lt} . Les coefficients d'usure K_{T_L} entre le volume d'usure et la perte d'énergie totale, et $K_{T_{Lt}}$ entre le volume d'usure et la perte d'énergie tangentielle, sont différents pour chacune de ces gammes et dépendent de l'angle d'incidence :

$$V_{imp}^- = K_{T_L}(\alpha_i) T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (4.8)$$

$$V_{imp}^- = K_{T_{Lt}}(\alpha_i) T_{Lt}(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (4.9)$$

La figure 4.16 présente l'évolution des coefficients d'usure K_{T_L} (a) et $K_{T_{Lt}}$ (b) de la figure 4.15 en fonction de l'angle d'incidence α_i . On observe une évolution des coefficients d'usure en deux régimes en fonction de l'angle d'incidence :

- concernant K_{T_L} , décroissance linéaire forte de $4 \cdot 10^4$ à $1 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$ entre $\alpha_i = 0^\circ$ et $\alpha_i = 40^\circ$, puis décroissance linéaire plus faible de $1 \cdot 10^4$ à $0,2 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$ entre $\alpha_i = 40^\circ$ et $\alpha_i = 90^\circ$
- concernant $K_{T_{Lt}}$, décroissance linéaire forte de $4 \cdot 10^4$ à $2 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$ entre $\alpha_i = 0^\circ$ et $\alpha_i = 30^\circ$, puis valeur constante égale à $2 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$ entre $\alpha_i = 30^\circ$ et $\alpha_i = 90^\circ$.

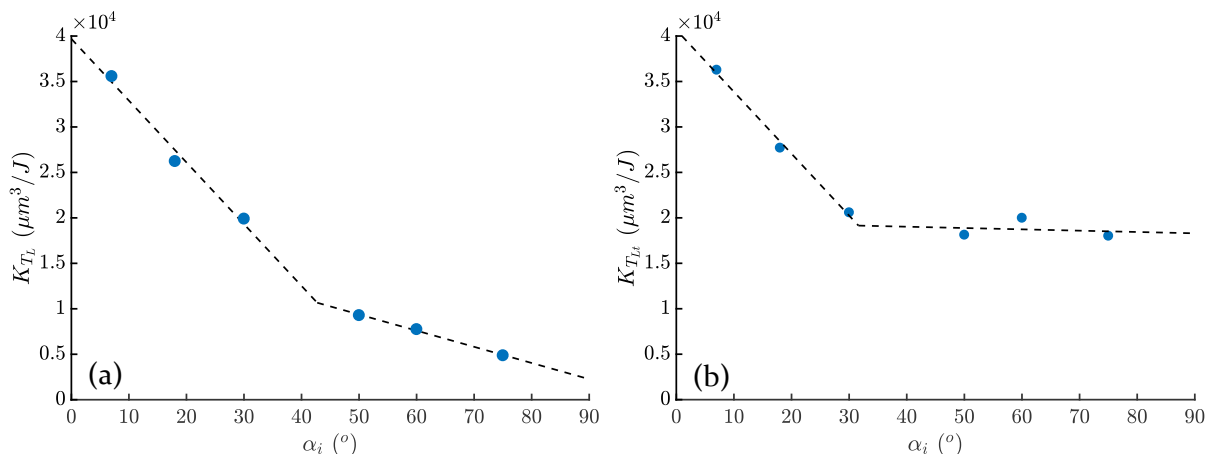


FIGURE 4.16 Coefficients d'usure K_{T_L} (a) et $K_{T_{Lt}}$ (b) en fonction de l'angle d'incidence α_i , issus de la figure 4.15

Cette évolution en deux régimes est à mettre en regard des deux régimes de frottement décrits au paragraphe 3.4, pour lesquels l'angle incidence de transition est du même ordre de grandeur que celui observé ici, entre 30° et 40° .

Les équations (3.5) exprimant μ_c en fonction de α_i , (3.17) exprimant T_L^* en fonction de α_i , μ et e_n , (3.29) exprimant μ en fonction de μ_k et μ_c , (4.7) exprimant V^- en fonction de n_{imp} et (4.8) exprimant V_{imp}^- en fonction de $K_{T_L}(\alpha_i)$ et T_L permettent d'écrire le modèle suivant, applicable aux essais au cours desquels l'angle d'incidence α_i ne varie pas :

$$V^- = \begin{cases} K_{T_L}(\alpha_i) n_{imp} T_i \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[1 - e_n + \frac{2\mu_k}{\tan \alpha_i} - \mu_k^2 (1 + e_n) \right], & \alpha_i \leq \alpha_c \\ K_{T_L}(\alpha_i) n_{imp} T_i (1 - e_n^2 \sin^2 \alpha_i), & \alpha_i > \alpha_c \end{cases} \quad (4.10)$$

4.4.5. Modèle d'usure généralisé

Les essais longs présentés dans les paragraphes précédents sont réalisés à angle d'incidence constant tout au long des 20 h d'essai. L'influence de la distribution des valeurs d'angle d'incidence au cours d'un essai sur l'usure est étudiée en réalisant deux types d'essais :

- des essais à énergie incidente constante et angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} toutes les 200 secondes ;

- des essais à énergie incidente constante et angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} à la moitié de l'essai.

Ces essais correspondent aux cinématiques bimodales en angle d'incidence et unimodale en énergie incidente présentés au paragraphe 2.7.2, avec les couples $[\alpha_{i1} \alpha_{i2}]$ suivants : $[20^\circ 70^\circ]$, $[30^\circ 70^\circ]$, $[40^\circ 70^\circ]$, $[20^\circ 60^\circ]$, $[30^\circ 60^\circ]$, $[-30^\circ 30^\circ]$, $[-40^\circ 40^\circ]$.

La figure 4.17 représente le volume d'usure expérimental V_{exp}^- en fonction du volume d'usure V_{mod}^- estimé à partir de l'équation (4.10) et des valeurs de coefficient d'usure $K_{T_L}(\alpha_i)$ de la figure 4.16 (a), pour les essais longs réalisés en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. Le volume V_{mod}^- correspond à la somme sur tous les impacts de l'essai des volumes par impact $V_{mod_{imp}}^-$ calculés à partir des angles d'incidence mesurés pour chacun des impacts de l'essai :

$$V_{mod}^- = \sum_{impacts} V_{mod_{imp}}^-(\alpha_i) = \sum_{impacts} K_{T_L}(\alpha_i) T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (4.11)$$

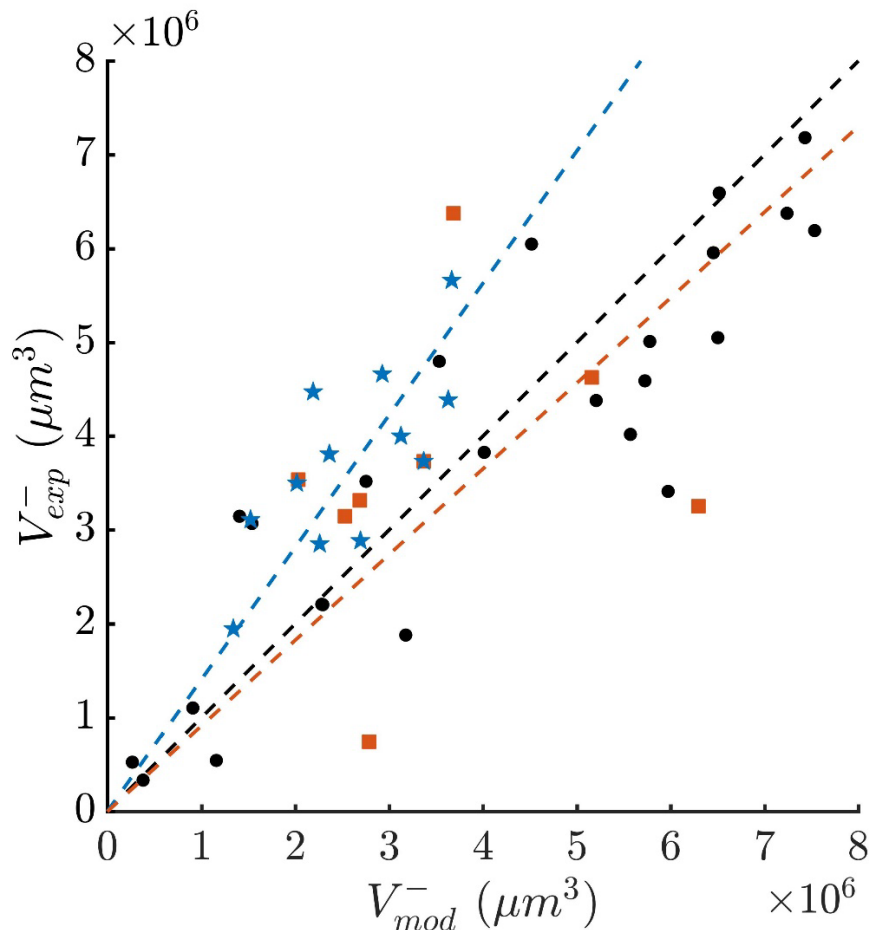


FIGURE 4.17 Volume d'usure expérimental V_{exp}^- en fonction du volume d'usure estimé à partir de l'équation (4.13) V_{mod}^- pour les essais longs réalisés en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. Points ronds noirs : essais à angle d'incidence constant pendant 20 h ; points carrés rouges : essais à angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} toutes les 200 secondes ; points étoilés bleus : essais à angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} à la moitié de l'essai.

Les points ronds noirs correspondent aux essais à angle d'incidence constant pendant 20 h utilisés pour établir le modèle d'usure défini par l'équation (4.10). La ligne pointillée noire représente la régression linéaire de ces points, et correspond à la droite $V_{exp}^- = V_{mod}^-$. Le rapport V_{exp}^-/V_{mod}^- a un écart-type de 0,46 et des valeurs allant de 0,5 à 2.

Les points carrés rouges correspondent aux essais à angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} toutes les 200 secondes, à énergie constante. La variation de l'angle d'incidence au cours de l'essai induit une perturbation de la cinématique des impacts, se traduisant par l'existence d'impacts secondaires. Le volume V_{mod}^- est calculé à partir de l'équation (4.11) en tenant compte de ces impacts secondaires. On observe que le volume expérimental V_{exp}^- est supérieur à V_{mod}^- pour tous les essais, indiquant une sévèrisation de l'usure liée au changement de consigne en angle d'incidence. La régression linéaire des points expérimentaux donne $V_{exp}^- = 1,8 V_{mod}^-$ (ligne pointillée bleue) et le rapport V_{exp}^-/V_{mod}^- présente un écart-type égal à 0,6 ; la sévèrisation observée reste dans des proportions faibles, et peut également s'expliquer par la moindre maîtrise de la cinématique des impacts lors de ces essais.

Les points étoilés bleus correspondent aux essais à angle d'incidence passant de la valeur α_{i1} à la valeur α_{i2} à la moitié de l'essai. De même que pour les essais à angle d'incidence variés décrits précédemment, on observe une moindre maîtrise de la cinématique des impacts avec l'apparition d'impacts secondaires, surtout durant la deuxième moitié de l'essai. La régression linéaire des points expérimentaux donne $V_{exp}^- = 0,9 V_{mod}^-$ (ligne pointillée rouge) et le rapport V_{exp}^-/V_{mod}^- présente un écart-type égal à 0,5 ; le volume V_{mod}^- défini comme la somme des volumes calculés pour chaque impact donne une bonne estimation du volume réel. Une variation lente de l'angle d'incidence au cours du temps ne semble donc pas induire d'effet sévèrisant sur l'usure.

Que ce soit pour les essais à angle d'incidence variant toutes les 200 secondes ou à la moitié de l'essai, il n'y a pas d'effets significatifs de la distribution des paramètres incidents sur l'usure résultante, autrement dit :

$$V^- = \sum_{impacts} K_{T_L} T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (4.12)$$

Les équations (3.5), (3.17), (3.29), (4.8) et (4.12) permettent d'écrire le modèle d'usure suivant, correspondant à une proportionnalité du volume usé V^- à la perte d'énergie totale T_L par le facteur $K_{T_L}(\alpha_i)$:

$$V^- = \sum_{\alpha_i < \alpha_c} K_{T_L}(\alpha_i) T_i \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[1 - e_n + \frac{2\mu_k}{\tan \alpha_i} - \mu_k^2 (1 + e_n) \right] + \sum_{\alpha_i > \alpha_c} K_{T_L}(\alpha_i) T_i (1 - e_n^2 \sin^2 \alpha_i) \quad (4.13)$$

Le volume d'usure total est exprimé comme la somme des volumes d'usure générés par chaque impact, dont la formulation dépend de l'angle d'incidence : si $\alpha_i < \alpha_c$, alors $\mu = \mu_k$, si

$\alpha_i > \alpha_c$, alors $\mu = \mu_c$, induisant une expression différente du volume d'usure. Ce modèle est fonction de paramètres incidents : angle d'incidence α_i et énergie incidente T_i , de paramètres associés au contact : coefficient de frottement cinétique μ_k et coefficient de restitution e_n , et d'un coefficient d'usure qui dépend de l'angle d'incidence $K_{T_L}(\alpha_i)$.

Le modèle d'usure correspondant à une proportionnalité du volume usé V^- à la perte d'énergie tangentielle T_{Lt} par le facteur $K_{T_{Lt}}(\alpha_i)$ est obtenu de façon similaire :

$$V^- = \sum_{\alpha_i < \alpha_c} K_{T_{Lt}}(\alpha_i) T_i \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[\frac{2\mu_k}{\tan \alpha_i} - \mu_k^2 (1 + e_n) \right] + \sum_{\alpha_i > \alpha_c} K_{T_{Lt}}(\alpha_i) T_i \cos^2(\alpha_i) \quad (4.14)$$

4.4.6. Relation volume - profondeur

Dans la problématique industrielle, les seuils d'usure des tubes GV à ne pas dépasser sont exprimés en termes de profondeur d'usure maximale acceptable, associée directement au percement du tube GV. Le volume usé, s'il est directement associé aux phénomènes de dissipation d'énergie, n'est pas un indicateur direct du percement des tubes : des volumes d'usure importants peuvent se répartir sur des zones larges, induisant de faibles profondeurs d'usure ; à l'inverse, de faibles volumes très localisés sur une zone induisent des profondeurs usées importantes.

La figure 4.18 représente la profondeur usée maximale h_0 en fonction du volume usé total V^- au cours des essais d'impacts réalisés en eau, correspondant aux essais des paragraphes 4.4.3.1, 4.4.3.2 et 4.4.3.3. La couleur des points correspond à l'aire apparente de la zone usée. Pour la majorité des essais, la profondeur usée maximale h_0 augmente linéairement avec le volume V^- , passant de 0 à 16 μm pour un volume usé allant de 0 à 12 $10^6 \mu\text{m}^3$. Pour ces essais, l'aire usée A est globalement constante et prend des valeurs comprises entre 1,5 10^6 et 2,5 $10^6 \mu\text{m}^2$.

La ligne pointillée de la figure 4.18 correspond à la régression linéaire des points expérimentaux pour lesquels l'aire usée est inférieure à 4 $10^6 \mu\text{m}^2$:

$$h_0 = 1,36 \cdot 10^{-6} V^- \quad (4.15)$$

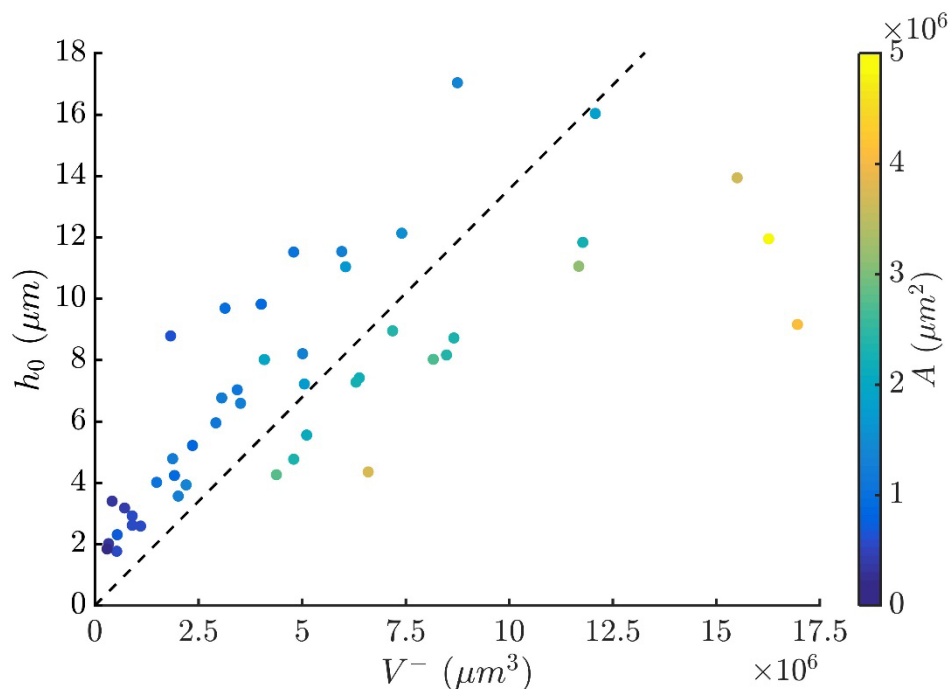


FIGURE 4.18 Profondeur usée h_0 en fonction du volume usé total V^- pour les essais d'impacts réalisés en eau. Couleur des points expérimentaux : aire apparente usée A

Quelques points ne suivent pas cette tendance, avec un volume d'usure important et une profondeur faible. Ces points se distinguent également par une aire usée plus importante que les autres essais : entre $4,5 \cdot 10^6$ et $5 \cdot 10^6 \mu\text{m}^2$, ce qui est cohérent avec la profondeur usée plus faible de ces essais : l'usure est répartie sur une zone plus large, induisant une profondeur plus faible pour un même volume usé. Cette différence de répartition de l'usure peut s'expliquer par un défaut de parallélisme différent entre tube GV et BAV entre chaque essai. La majorité des essais réalisés présentent un défaut de parallélisme : le tube GV impacte sur l'arête de la BAV et l'usure se répartit selon une forme triangulaire allongée comme observée sur la figure 4.2, avec une profondeur usée plus importante dans la zone en contact avec l'arête de la BAV. Les essais à profondeur faible et volume et aire usés importants correspondent à des défauts de parallélisme très faibles voire nuls : le tube GV impacte sur la largeur entière de la BAV et l'usure se répartit selon un rectangle dont la largeur correspond à celle de la BAV, induisant une profondeur constante sur toute la zone usée et une aire usée plus importante à volume équivalent.

La relation entre profondeur et volume usé sera analysée plus en détails au paragraphe 5.3.3, avec notamment le développement d'un modèle géométrique permettant de prédire la profondeur en fonction du volume et du défaut de parallélisme dans le cas d'un contact tube-BAV.

4.5. Conclusions

Les essais d'usure, réalisés en air puis en eau à température ambiante, permettent d'étudier l'influence des caractéristiques dynamiques des impacts sur l'usure générée. En air, l'usure observée est proportionnelle à la perte d'énergie au cours des impacts. Elle présente un maximum à 25° et n'est pas nulle à incidence normale. La loi énergétique d'usure par impact proposée s'appuie sur un coefficient d'usure par impact indépendant de l'angle d'incidence. Les volumes d'usure expérimentaux sont bien prédits par le modèle proposé.

Les surfaces usées en eau présentent des faciès très particuliers : leur rugosité est plus faible, elles présentent des cuvettes dont les dimensions sont de l'ordre de la centaine de microns, et des stries d'abrasion d'une dizaine de microns recouvrent la surface. Cette modification de la topographie de surface, à mesure que l'usure est générée, induit un changement de la dynamique des impacts, caractérisée notamment par une diminution du coefficient de frottement cinétique en début d'essai.

En eau, les essais réalisés montrent que l'usure est reliée linéairement à la perte d'énergie par un coefficient qui dépend fortement de l'angle d'incidence des impacts, sans période d'incubation. La perte d'énergie seule est insuffisante pour prédire l'usure en eau : elle dépend à la fois de l'angle d'incidence des impacts et de la perte d'énergie. Le volume usé présente un maximum à 20° et est nul à incidence normale. Le modèle d'usure par impacts en eau proposé prédit de manière satisfaisante les volumes usés expérimentaux, y compris dans le cas d'essais à incidence variée pour lesquels le volume usé total correspond à la somme des volumes calculés pour chaque impact.

5. Du scénario d'endommagement

Sommaire

5.1. Introduction.....	132
5.2. Caractérisations topographiques et matériaux des surfaces usées.....	133
5.2.1. Dureté et microstructure.....	133
5.2.2. Analyses chimiques des stries micrométriques.....	134
5.2.3. Analyse topographique des stries micrométriques.....	136
5.2.4. Analyse des cuvettes.....	141
5.3. Modèle d'usure générée par des impacts obliques en eau.....	143
5.3.1. Scénario d'endommagement.....	143
5.3.2. Modèle énergétique du volume usé.....	144
5.3.3. Profondeur usée maximale en fonction du volume d'usure.....	148
5.4. Synthèse des équations : modèle énergétique de la profondeur usée dans le cas d'impacts obliques en eau.....	152

5.1. Introduction

Le chapitre précédent s'est intéressé à l'influence des caractéristiques dynamiques des impacts sur l'usure générée. De fortes dépendances de l'usure à la perte d'énergie et à l'angle d'incidence ont notamment été observées. Ce chapitre étudie plus en détails ces relations à travers une analyse précise des caractéristiques des matériaux et de la topographie des faciès d'usure, afin de comprendre les mécanismes d'endommagement qui interviennent. L'étude des caractéristiques des impacts présentée au chapitre 3 et de leur relation avec l'usure présentée au chapitre 4, associée à l'analyse des mécanismes d'endommagement de ce chapitre, permettent de formuler un modèle d'usure complet.

Le paragraphe 5.2 présente une analyse des surfaces usées des tubes GV, observées après un essai d'impacts de longue durée en eau. Les caractéristiques des matériaux et des débris, la topographie des surfaces, avec notamment les stries micrométriques présentées brièvement au paragraphe 4.4.1, sont décrites précisément.

Le paragraphe 5.3 propose un scénario d'endommagement et un modèle d'usure énergétique respectant ce scénario et formulé en associant les résultats des chapitres 3 et 4. La relation entre volume et profondeur maximale usée observée expérimentalement au paragraphe 4.4.5 est étudiée.

Le paragraphe 5.4 présente une synthèse des équations développées dans cette étude pour aboutir à un modèle énergétique de prédiction de la profondeur usée maximale dans le cas d'impacts obliques en eau.

5.2. Caractérisations topographiques et matériaux des surfaces usées

5.2.1. Dureté et microstructure

Les matériaux soumis à des impacts répétés peuvent subir des modifications entraînant un changement de leurs caractéristiques et de leur microstructure, notamment une augmentation de la dureté et un affinement de la taille des grains proches de la surface. Pour étudier l'influence de l'usure sur ces caractéristiques, un essai d'impacts en eau d'une durée de 20 h est effectué, à angle d'incidence $\alpha_i = 30^\circ$ et énergie incidente $T_i = 0,35 \text{ mJ}$.

On réalise une coupe transversale du tube GV au niveau de la zone usée. La surface de coupe est polie, et des essais de micro-indentation sont effectués (micro-indenteur Zwick, pointe Vickers, mesure normalisée ISO14577). La figure 5.1 représente la dureté H du matériau en fonction de la profondeur h sous la surface non-usée (ligne pointillée) et sous la surface usée du tube GV (ligne solide).

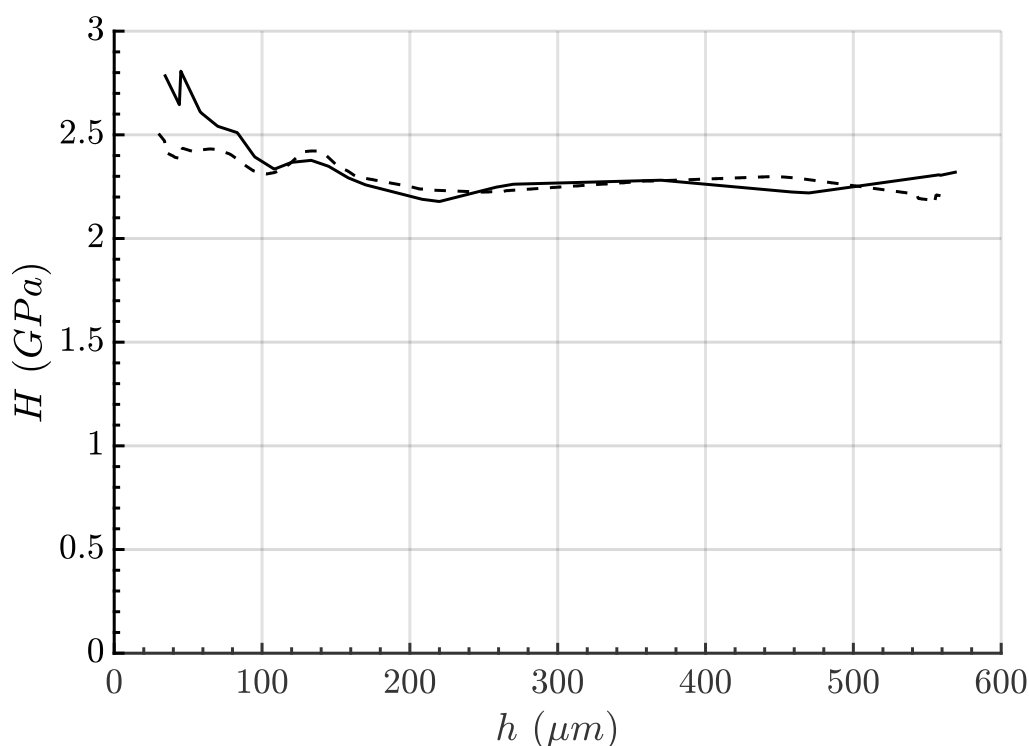


FIGURE 5.1 Dureté en fonction de la profondeur sous la surface non-usée du tube GV (ligne pointillée) et sous la surface usée du tube GV (ligne solide)

Dans la gamme 30 μm – 200 μm sous la surface, la dureté diminue avec la profondeur, passant de 2,5 à 2,25 GPa sous la zone non-usée, et de 2,7 à 2,25 GPa sous la zone usée. La dureté est légèrement plus importante sous la zone usée : les impacts répétés en eau induisent un faible durcissement du matériau dans les 100 premiers microns sous la surface. La diminution de la dureté avec la profondeur sous la zone non-usée peut s'expliquer par un durcissement en surface lié aux procédés de mise en forme des tubes GV. Dans la gamme 200 μm – 600 μm sous la surface, la dureté est constante et vaut 2,25 GPa sous la zone non-usée et sous la zone usée.

La figure 5.2 représente une image MEB de la surface de coupe sous la zone usée du tube GV après attaque chimique du matériau par le réactif Adler, après un grossissement x 2000.



FIGURE 5.2 Microstructure du tube GV sous la zone usée au grossissement x 2000

On distingue très nettement les grains du matériau, de l'ordre de 40 μm de largeur. On observe aucune modification de la microstructure au-delà de 10 μm sous la surface.

La faible modification de la dureté et de la microstructure du tube GV soumis aux impacts répétés en eau révèle une absence d'écaillage et de déformation plastique importante, également cohérente avec l'absence de bourrelet plastique en périphérie des zones usées. On note également l'absence de fissure sous la surface du matériau.

5.2.2. Analyses chimiques des stries micrométriques

Les faciès d'usure obtenus lors d'impacts en eau, brièvement décrits au paragraphe 4.4.1, présentent des stries d'une dizaine de microns de long et un micron de large, à la fois sur les surfaces usées du tube GV et sur celles de la BAV. La figure 5.3 représente des images MEB de la zone usée du tube GV (a) et de la BAV (b) au grossissement x 2000.

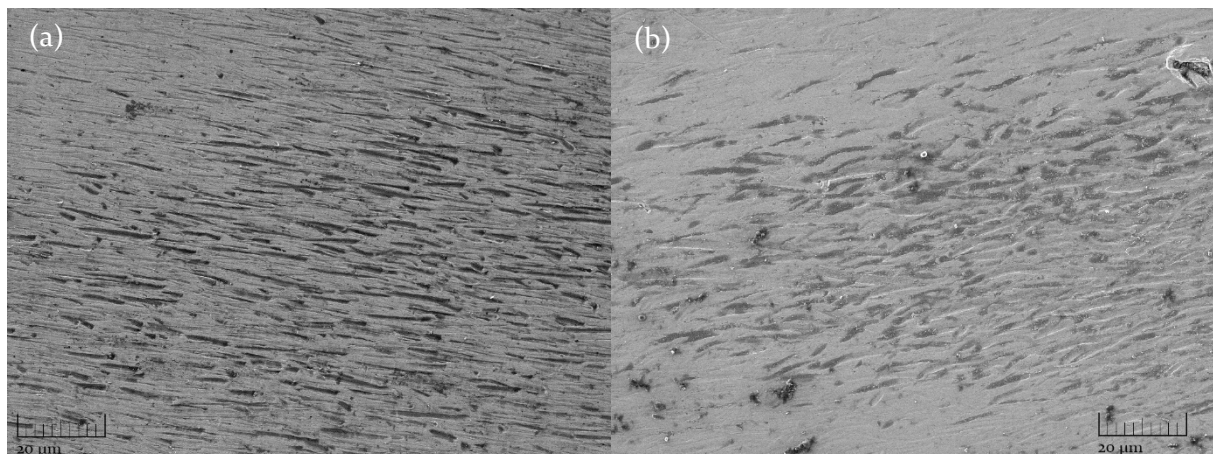


FIGURE 5.3 Image MEB de la zone usée du tube GV (a) et de la BAV (b) au grossissement x 2000

On observe très clairement sur ces images les stries micrométriques, orientées selon une direction privilégiée correspondant à celle du mouvement du tube GV par rapport à la BAV. Ces faciès correspondent à ceux obtenus usuellement lors d'abrasion à deux ou trois corps [106].

La figure 5.4 représente une image MEB d'une strie micrométrique particulière observée sur le tube GV (a) et sur la BAV (b). La forme de ces stries correspond aux rayures observées usuellement sur un matériau ductile rayé par une particule abrasive [9]. Au cours de la rayure, le matériau abradé est repoussé vers les côtés et à l'extrémité de la rayure, formant un débris d'usure.

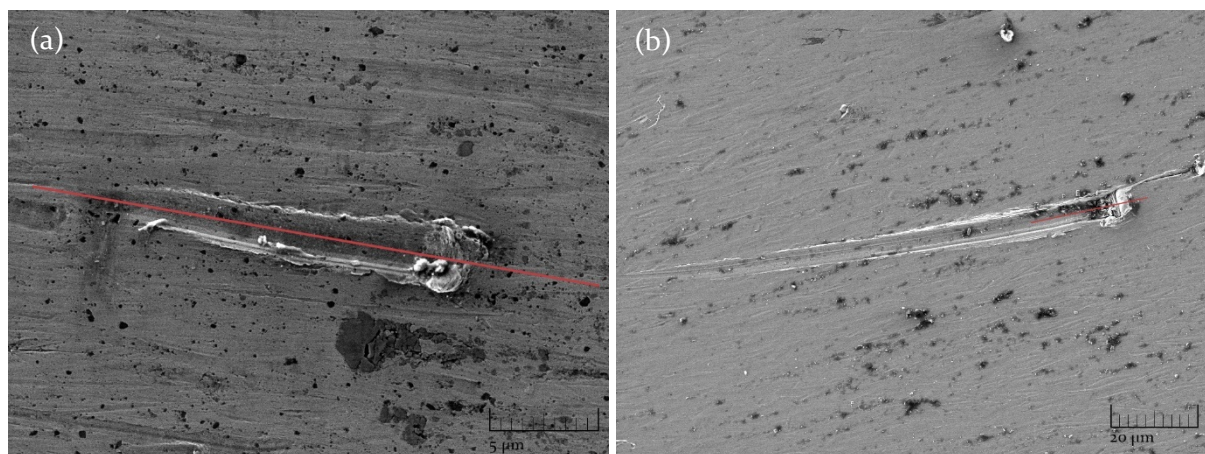


FIGURE 5.4 Image MEB d'une strie micrométrique observée sur le tube GV (a) et sur la BAV (b). Lignes rouges : lignes d'estimation de la composition chimique du matériau en surface

Des analyses dispersives en énergie (EDS) sont effectuées pour estimer la composition chimique des stries présentes sur les surfaces usées du tube GV et de la BAV. La figure 5.5 représente la teneur massique en fer (bleu), nickel (rouge), oxygène (jaune) et carbone (violet) du tube GV (a) et de la BAV (b) le long des lignes rouges représentées sur la figure 5.4.

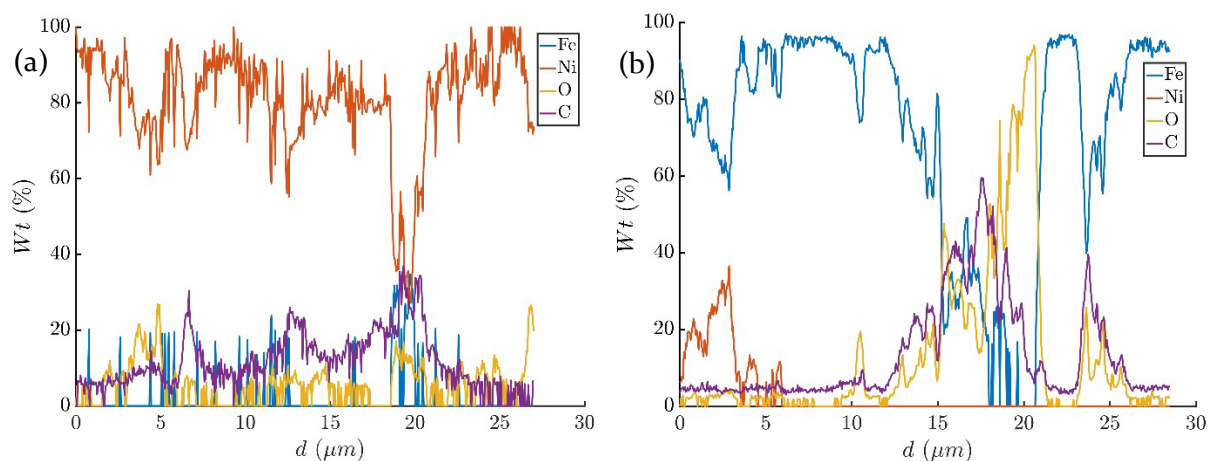


FIGURE 5.5 Composition massique le long de la strie micrométrique du tube GV (a) et de la BAV (b)

On observe que le composant le plus présent dans le tube GV en Inconel 690 est bien le nickel, et celui de la BAV en acier 410s est le fer. Un pic d'oxygène existe à l'extrémité (droite)

des rayures du tube GV et de la BAV, ce qui montre l'existence d'oxydes dans cette zone pouvant être lié à la présence d'un débris d'usure.

Concernant la rayure du tube GV, on constate une hausse de la teneur en fer et en carbone à son extrémité droite, pouvant dénoter le passage d'un débris d'usure en acier 410s. Concernant la rayure de la BAV, on constate une hausse de la teneur en nickel à son extrémité gauche, pouvant dénoter le passage d'un débris d'usure en Inconel 690.

Aucune trace du matériau antagoniste n'est détectée en dehors de ces rayures, indiquant l'absence de phénomènes d'usure par adhésion. Ces observations tendent à confirmer un endommagement par abrasion fine des surfaces. Après une première phase de génération de débris d'usure en acier 410s et en Inconel 690, ces débris rayent les surfaces en contact au cours des impacts, formant de nouveaux débris à partir de la matière repoussée au cours de ces rayures.

5.2.3. Analyse topographique des stries micrométriques

Les caractéristiques dimensionnelles des stries observées au paragraphe précédent sont analysées plus profondément. Pour cela, des mesures interférométriques plus précises sont effectuées sur des portions représentatives de l'ensemble de la surface usée, avec une résolution verticale inférieure à 0,1 nm et latérale de l'ordre de 0,1 μm . Ces mesures interférométriques sont analysées avec des techniques empruntées au traitement d'images, décrites notamment par Sonka [107], pour en extraire une caractérisation quantitative de chacune des stries observées. La figure 5.6 présente les différentes étapes de ce traitement, appliqué à une portion de la surface usée du tube GV ayant subi un essai d'impacts en eau à angle d'incidence constant égal à 30° d'une durée de 20 h :

- (a) Image interférométrique de départ
- (b) Redressement de la surface suivant un plan
- (c) Segmentation de l'image par approche régions
 - (c1) Conversion du profil colorimétrique de l'image en nuance de gris
 - (c2) Filtrage en chapeau haut-de-forme, permettant de retenir les zones de l'image correspondant aux stries, indépendamment des variations lentes de fond
 - (c3) Correction du contraste de l'image
 - (c4) Transformation de l'image en image binaire par seuillage selon la méthode d'Otsu [108]
 - (c5) Remplissage des objets dont l'intérieur de la forme présente des trous, par un algorithme récursif de remplissage par diffusion
 - (c6) Elimination des objets trop petits ne correspondant pas à des stries d'abrasion
 - (c7) Elimination des objets tronqués, situés sur les frontières de l'image

- (c8) Distinction des objets non-connectés de l'image binaire, par un algorithme de remplissage par diffusion
- (d) Extraction des caractéristiques de chaque strie individuelle (volume V_{strie} , longueur L_{strie} , largeur l_{strie} , profondeur minimale h_{strie} , aire apparente A_{strie} , excentricité e_{strie} , orientation α_{strie} par rapport à l'axe horizontal X de l'image)
- (e) Reconstruction tridimensionnelle de chaque strie

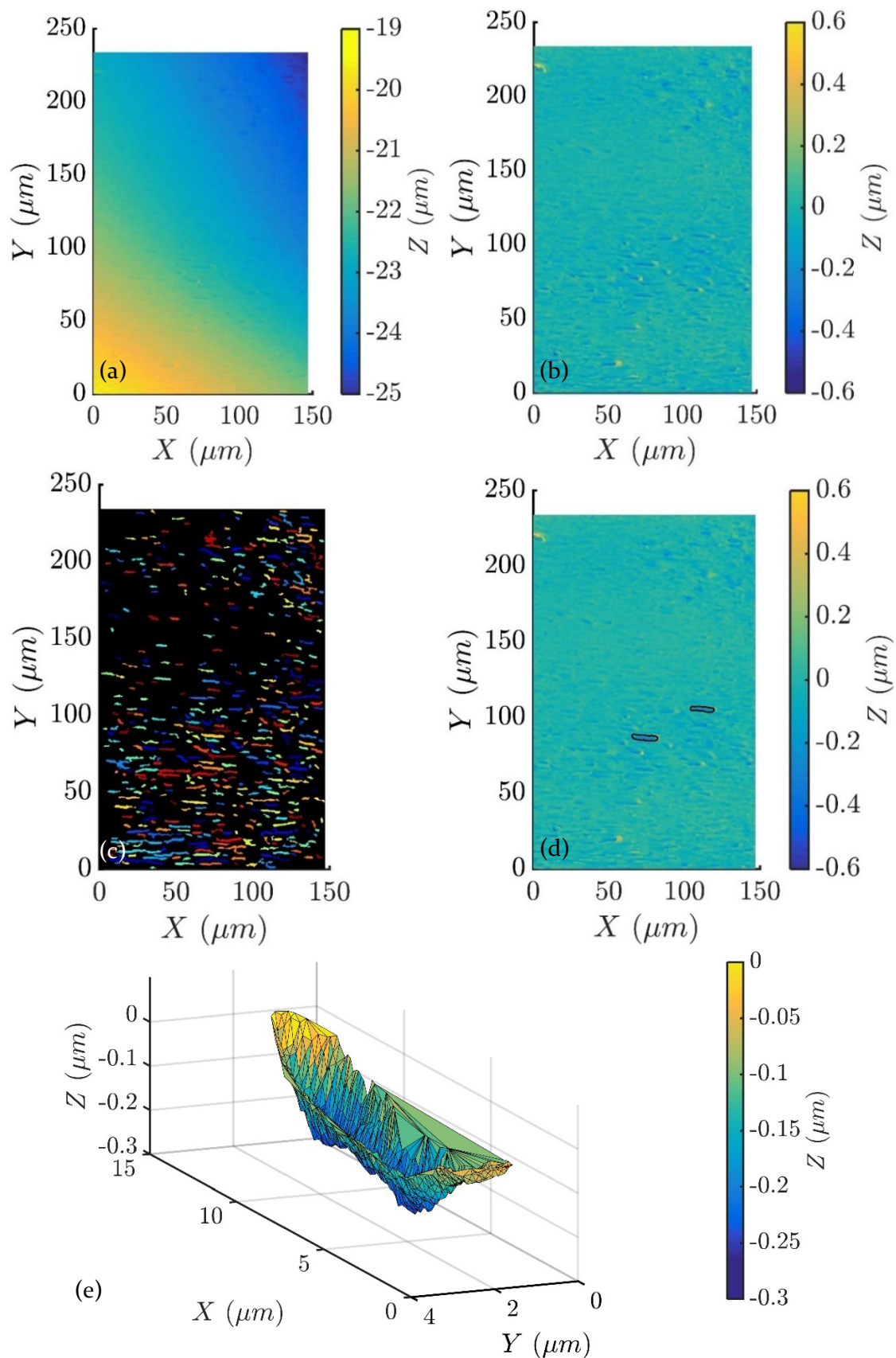


FIGURE 5.6 Etapes du processus de segmentation et d'extraction des caractéristiques de chaque strie. (a) Image interférométrique de départ ; (b) Redressement de la surface ; (c) Segmentation de l'image ; (d) Extraction des caractéristiques de chaque strie ; (e) Reconstruction tridimensionnelle de chaque strie

Pour chacune des stries, on calcule :

- son volume V_{strie} , défini comme le volume sous la surface résultant de l'interpolation linéaire de l'altitude Z sur la triangulation de Delaunay des points (X, Y) issus de la mesure interférométrique
- sa longueur L_{strie} et largeur l_{strie} , définies comme la longueur du grand axe et du petit axe de l'ellipse ayant le même moment centré d'ordre 2 de la strie considérée
- sa profondeur minimale h_{strie}
- son aire apparente A_{strie}
- son excentricité e_{strie} , définie comme l'excentricité de l'ellipse susmentionnée ; $e_{strie} = 0$ correspond à un cercle, $e_{strie} = 1$ correspond à un segment de droite
- son orientation α_{strie} , définie comme l'angle entre le grand axe de l'ellipse susmentionnée et l'axe horizontal X de l'image.

Une des caractéristiques intéressantes mais non mesurable des stries est leur âge ; certaines stries observées sur la figure 5.6 peuvent ainsi avoir été générées au cours du dernier impact de l'essai, tandis que d'autres peuvent être des stigmates de stries générées précédemment dont la forme et les caractéristiques auront été modifiées par les impacts suivants.

La figure 5.7 représente les histogrammes de répartition de chacune de ces caractéristiques pour les stries observables sur la portion de la zone usée délimitée par la figure 5.6. Toutes ces caractéristiques suivent qualitativement une loi de Rayleigh. Le volume d'usure par strie V_{strie} a une valeur médiane de $0,3 \mu\text{m}^3$, avec des valeurs allant de 0 à $3,5 \mu\text{m}^3$ par strie (moyenne de $0,66 \mu\text{m}^3$, écart-type de $0,69 \mu\text{m}^3$). Cette distribution des valeurs peut s'expliquer par l'effet de l'âge des stries décrit précédemment, les stries au volume le plus faible correspondant aux stigmates lissés des stries les plus anciennes, celles au volume le plus important correspondant aux plus récentes. Ces valeurs sont 1 à 10 fois supérieures au volume macroscopique d'usure par impact observé au paragraphe 4.4.3.1 (de l'ordre de $3,5 \mu\text{m}^3$). Si l'on suppose que le volume d'usure macroscopique est la somme des volumes d'usure de chacune des stries et que seules 25 % des stries les plus volumineuses observées sur la figure 5.6 n'ont pas été altérées par les impacts suivants (dernier quartile), le volume d'une strie est compris entre 0,9 et $3,5 \mu\text{m}^3$, ce qui correspond à la génération d'une à trois stries par impact. Ces valeurs sont du même ordre de grandeur que le nombre de points en contact n_a estimé au paragraphe 2.5.2.3.3. Par ailleurs, on observe un volume positif à l'extrémité droite de certaines stries de la figure 5.6, qui correspondrait alors à la matière repoussée par le corps abrasif lors de la génération de la strie.

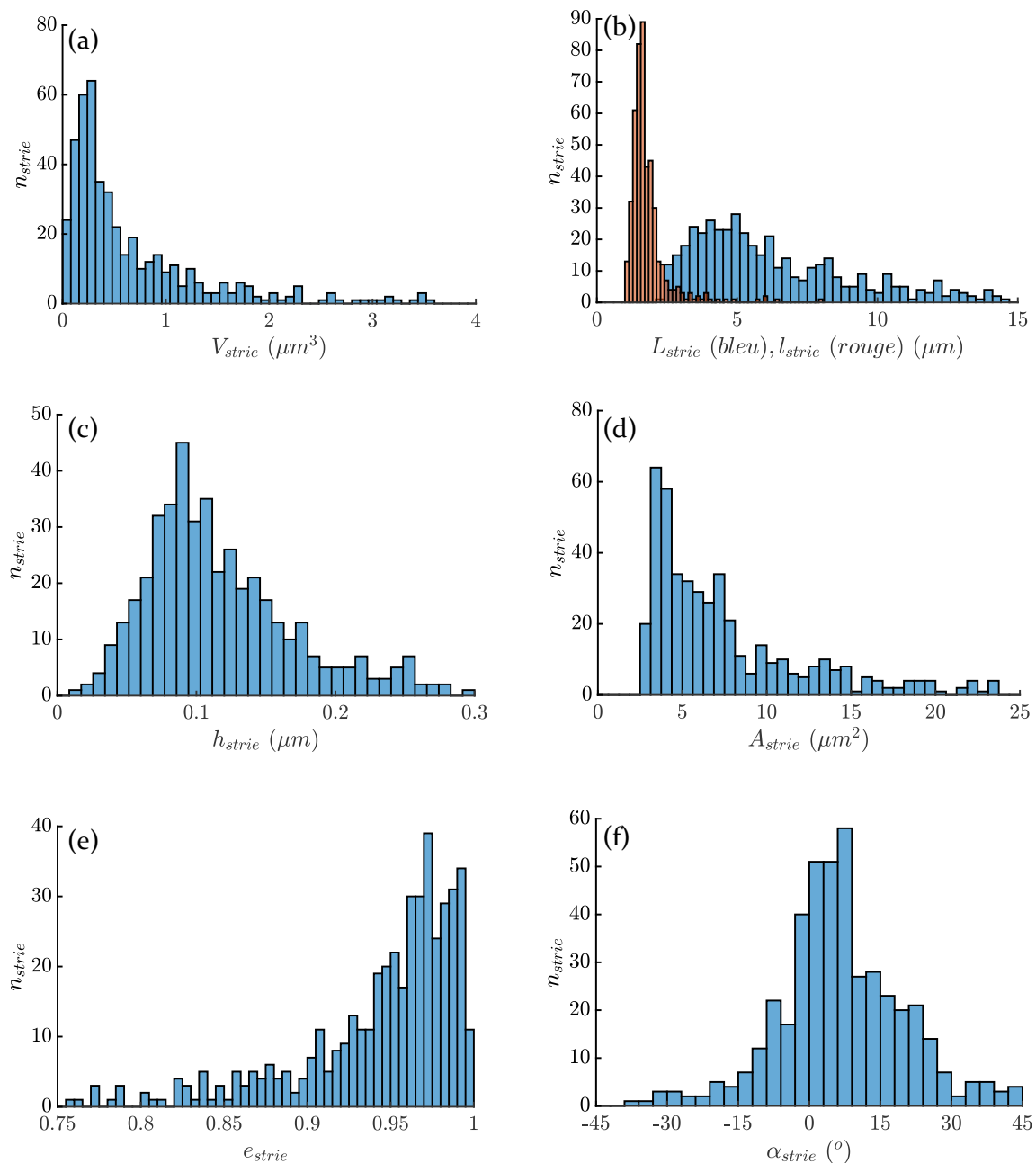


FIGURE 5.7 Histogrammes des caractéristiques des n_{strie} stries extraites à partir de l’analyse de la zone usée de la figure 5.6. (a) Volume V_{strie} ; (b) longueur L_{strie} (bleu) et largeur l_{strie} (rouge) ; (c) profondeur minimale h_{strie} ; (d) aire usée apparente A_{strie} ; (e) excentricité e_{strie} ; (f) orientation α_{strie} par rapport à l’axe X

La longueur de strie L_{strie} a une valeur médiane de 5 μm , avec des valeurs très distribuées, allant de 2 à 15 μm (moyenne de 6,2 μm , écart-type de 2,8 μm). Avec un raisonnement similaire à celui développé précédemment pour le volume par strie, la longueur des stries appartenant au dernier quartile des données observées figure 5.6 est comprise entre 9 et 15 μm , avec une valeur moyenne de 1 μm , en parfaite concordance avec la longueur glissée observée au paragraphe 3.4.4, comprise entre 9 et 17 μm avec une valeur moyenne de 12 μm . Le corps abrasif générant la strie se déplace donc d’une longueur égale à la longueur glissée au cours d’un impact.

La largeur de strie l_{strie} est très resserrée autour de la valeur médiane $1,6 \mu\text{m}$, avec des valeurs allant de 1 à $5 \mu\text{m}$ (moyenne de $1,8 \mu\text{m}$, écart-type de $0,8 \mu\text{m}$). Cette faible distribution des largeurs souligne une faible distribution de la taille des corps abrasifs. La profondeur minimale de strie h_{strie} a une valeur médiane $0,1 \mu\text{m}$, avec des valeurs allant de 0 à $0,3 \mu\text{m}$ (moyenne de $0,1 \mu\text{m}$, écart-type de $0,05 \mu\text{m}$). L'aire apparente de strie A_{strie} a une valeur médiane de $6 \mu\text{m}^2$, avec des valeurs allant de 3 à $25 \mu\text{m}^2$ (moyenne de $7,5 \mu\text{m}^2$, écart-type de $4,7 \mu\text{m}^2$). L'excentricité e_{strie} a une valeur médiane de $0,96$, avec des valeurs allant de $0,75$ à 1 (moyenne de $0,94$, écart-type de $0,05$). Ces valeurs très proches de 1 sont cohérentes avec la forme très allongée des stries observée qualitativement. Enfin, l'orientation des stries α_{strie} a une valeur médiane de $5,7^\circ$, avec des valeurs allant de -45 à $+45^\circ$ (moyenne de $6,5^\circ$, écart-type de 13°). Ces valeurs proches de 0° dénotent une orientation privilégiée des stries, selon la direction du glissement macroscopique correspondant à l'axe X .

5.2.4. Analyse des cuvettes

Les surfaces usées du tube GV et de la BAV soumis à des impacts répétés en eau présentent, en plus des stries micrométriques, de larges cuvettes de $500 \mu\text{m}$ de longueur et $100 \mu\text{m}$ de largeur. Ces cuvettes sont observables sur la figure 5.8, représentant des images réalisées au microscope optique des surfaces usées du tube GV (a) et de la BAV (b) suite à des essais longs d'impacts obliques en eau.

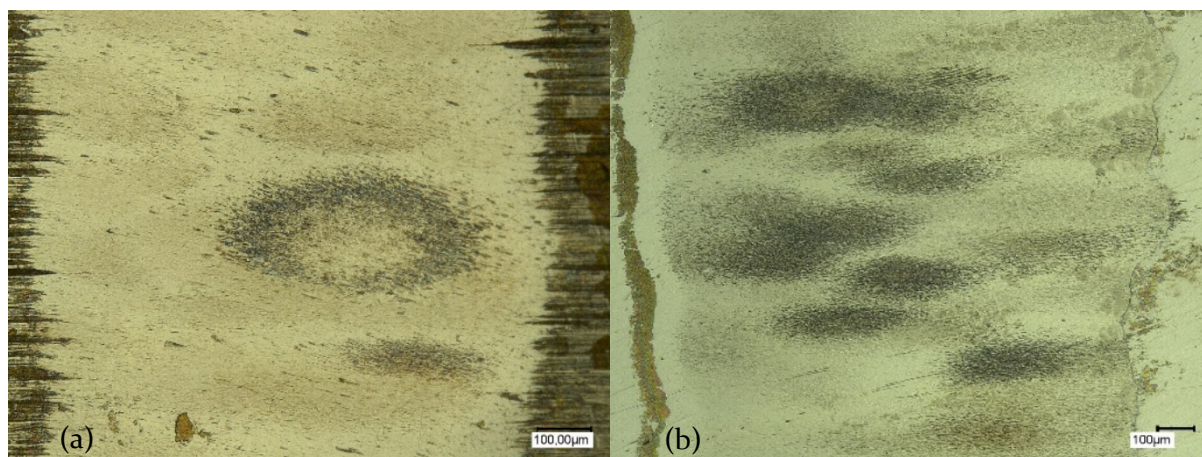


FIGURE 5.8 Surfaces usées du tube GV et de la BAV suite à un essai long d'impacts obliques en eau

Ces cuvettes sont similaires, en forme et en taille, aux cupules observées précédemment par Kaiser [77]. Néanmoins, l'explication avancée quant à la formation d'une cupule (adhérence d'une zone lamellaire à la surface et abrasion de cette zone par une aspérité en contact) n'est pas compatible avec nos observations, dès lors que la création de zone lamellaire n'est pas observée.

La figure 5.9 représente la topographie des surfaces usées mesurée par interférométrie du tube GV et de la BAV suite au même essai long d'impacts obliques en eau.

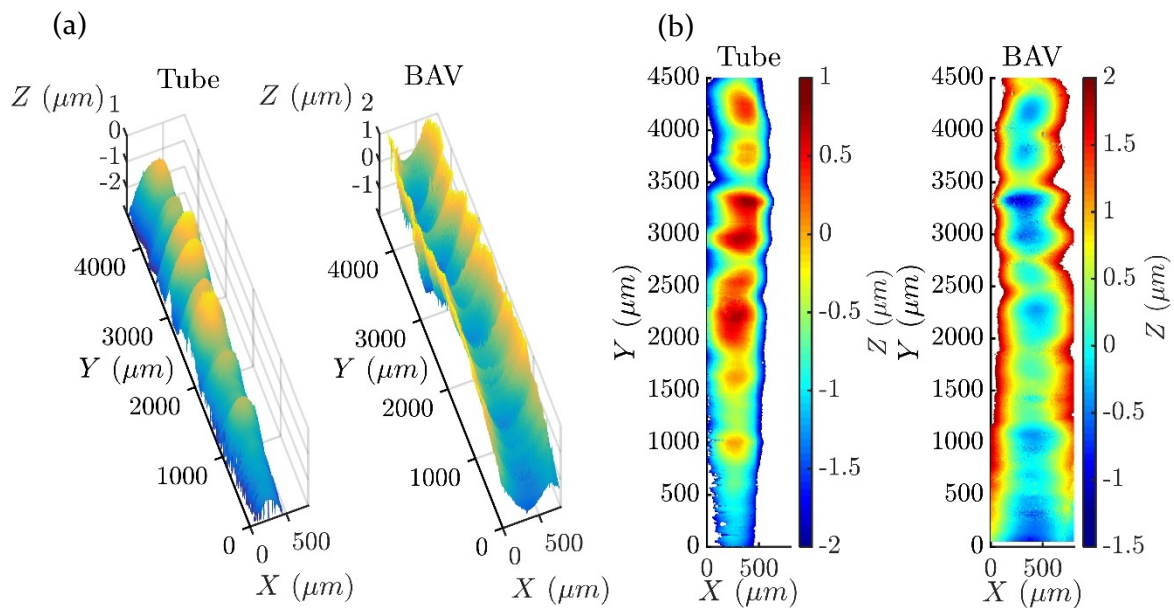


FIGURE 5.9 Surfaces usées du tube GV et de la BAV suite à un essai long d'impacts obliques en eau

On observe là encore l'existence des cuvettes sur le tube GV et sur la BAV, avec une parfaite concordance des formes entre les deux surfaces. Chaque creux du tube GV correspond à une bosse de la BAV et inversement. On observe donc une parfaite conformation des surfaces entre tube GV et BAV, et des cuvettes associées.

La forme particulière de ces cuvettes peut être rapprochée à la forme de certains ventifacts (roches érodées par des grains de sable ou des cristaux de glace transportés par le vent) étudiés en géomorphologie. Des roches désertiques présentent en effet des faciès similaires, avec des formes de coquille (« scallops ») générés par érosion éolienne (transport de grains de sable abrasifs par le vent) [109]. Les mêmes faciès sont observés dans le cas d'érosion en milieu aqueux (transport de grains abrasifs par des courants d'eau) [110], comme le montre la figure 5.10. Si les matériaux en jeu ne sont pas les mêmes, l'origine de l'usure est similaire : abrasion par débris transportés par un fluide.

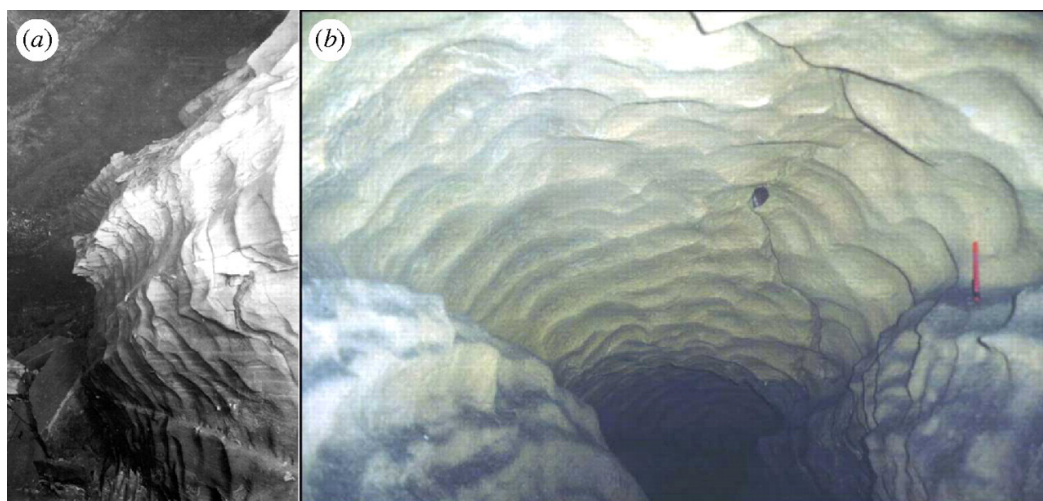


FIGURE 5.10 Murs de grotte présentant des faciès d'usure composés de formes en coquille. Source : Meakin [110]

5.3. Modèle d'usure générée par des impacts obliques en eau

5.3.1. Scénario d'endommagement

Les observations du paragraphe 4.4.2 sur l'évolution des caractéristiques dynamiques des impacts au cours du temps et celles du paragraphe 5.2 sur les propriétés des matériaux soumis aux impacts et les faciès obtenus permettent de proposer un scénario d'endommagement fondé sur un enlèvement de matière uniquement généré par des micro-rayures d'abrasion, et constitué de deux phases distinctes :

- une phase d'usure transitoire, survenant dans les premières heures de l'essai, au cours desquelles il y a plastification des aspérités en contact et génération des premiers débris d'usure issue de la fissuration de ces aspérités. Cette phase est caractérisée par un coefficient de frottement cinétique d'abord élevé, qui décroît à mesure que de nouveaux débris d'usure se forment et séparent les surfaces en contact, passant ainsi d'un contact à deux corps à un contact à trois corps, avec un coefficient de frottement cinétique plus faible. La topographie des surfaces usées change très nettement au cours de cette phase, passant de la rugosité des matériaux non usés à un faciès plus lisse.
- une phase d'usure stationnaire, survenant après les premières heures d'usure transitoire, au cours desquelles les corps sont progressivement usés par abrasion fine. Les débris d'usure présents à l'interface rayent la surface du tube GV et de la BAV à chaque impact, formant de nouveaux débris d'usure, rayant à leur tour les surfaces au cours de l'impact suivant.

La figure 5.II illustre un impact intervenant dans la phase d'usure stationnaire du scénario d'endommagement proposé.

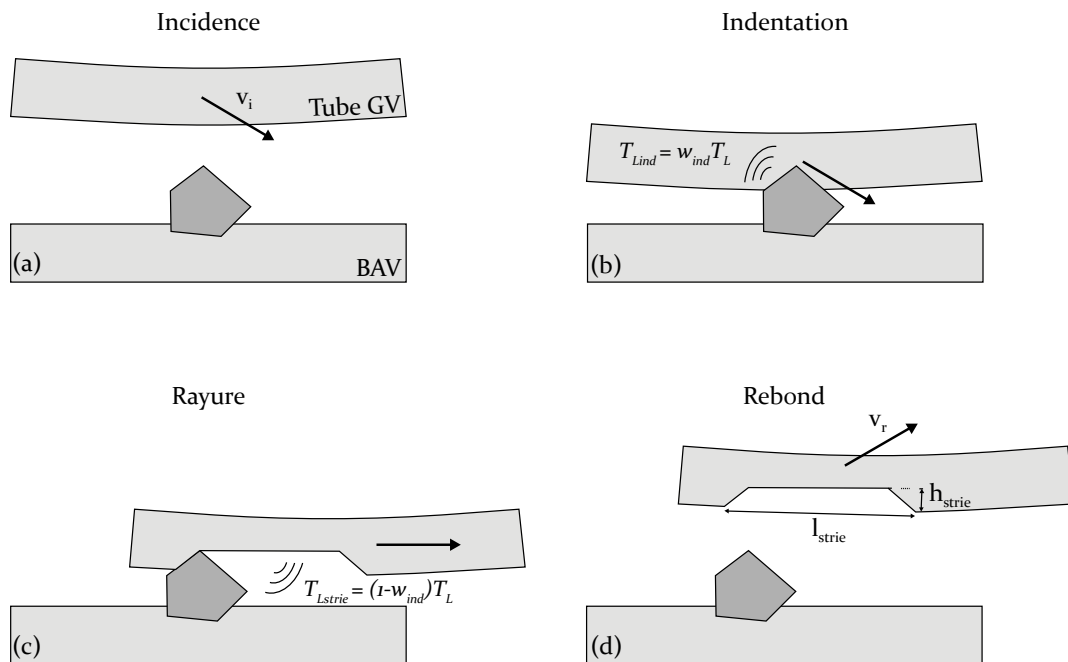


FIGURE 5.II Illustration d'un impact intervenant au cours de la phase d'usure stationnaire du scénario d'endommagement proposé. Forme gris foncé : débris d'usure ; solide gris clair supérieur : tube GV ; solide gris clair inférieur : BAV

Il se décompose en quatre étapes :

- (a) phase d'incidence : le tube GV s'approche avec une vitesse v_i de la BAV juste avec l'impact,
- (b) phase d'indentation : un ou plusieurs débris d'usure adhérents à une des surfaces s'indentent dans la surface opposée ; une fraction w_{ind} (supposée dépendre de l'angle d'incidence) de l'énergie perdue au cours de cet impact est dissipée pendant cette phase d'indentation :

$$T_{Lind} = w_{ind}(\alpha_i) T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (5.1)$$

- (c) phase de rayure : le tube GV glisse par rapport à la BAV et les débris usants rayent la surface opposée, dissipant une fraction $(1 - w_{ind})$ de l'énergie perdue au cours de cet impact T_L ,

$$T_{Lstrie} = (1 - w_{ind}(\alpha_i)) T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (5.2)$$

- (d) phase de rebond : le tube GV s'éloigne avec une vitesse v_r de la BAV juste après l'impact.

Les phases d'indentation et de rayure reprennent celles choisies par Kermouche [III] dans sa modélisation d'essais de rayure.

5.3.2. Modèle énergétique du volume usé

Nous considérons que seule la phase de rayure entraîne une perte de matière significative du tube GV ou de la BAV. En supposant que le volume usé au cours d'un impact V_{imp}^- est relié linéairement à l'énergie perdue pour générer les rayures T_{Lstrie} par un coefficient d'usure constant $K_{T_L}^c$, nous obtenons :

$$V_{imp}^- = K_{T_L}^c T_{Lstrie} = K_{T_L}^c (1 - w_{ind}(\alpha_i)) T_L(\alpha_i, T_i, \mu, e_n) \quad (5.3)$$

D'après les équations (4.8) et (5.3) on a donc une correspondance entre le coefficient d'usure K_{T_L} dépendant de l'angle d'incidence α_i introduit au paragraphe 4.4.4, et le coefficient d'usure constants $K_{T_L}^c$ introduit précédemment :

$$K_{T_L}(\alpha_i) = K_{T_L}^c (1 - w_{ind}(\alpha_i)) \quad (5.4)$$

La figure 5.12 représente la fraction w_{ind} de l'énergie perdue au cours d'un impact T_L correspondant à la dissipation pendant la phase d'indentation, déterminée à partir de l'équation (5.4) et la figure 4.16 (a), avec une valeur de $K_{T_L}^c$ telle que $0 < w_{ind} < 1$: $K_{T_L}^c = 4 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$.

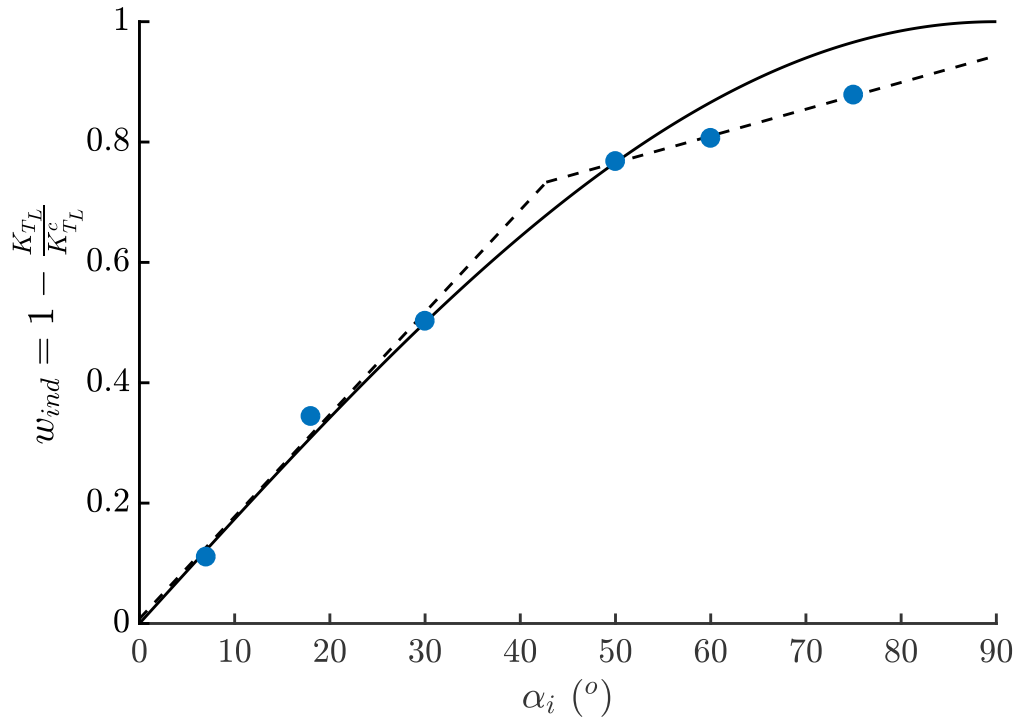


FIGURE 5.12 Fraction w_{ind} de l'énergie perdue au cours d'un impact T_L correspondant à la dissipation pendant la phase d'indentation, déterminée à partir de l'équation (5.4) et la figure 4.16 (a) ; courbe pointillée : reprise des deux régimes de la figure 4.16 (a) ; courbe continue : fonction sinus

La fraction w_{ind} de l'énergie perdue au cours d'un impact T_L correspondant à la dissipation pendant la phase d'indentation, présente deux cas limites théoriques :

- le cas $\alpha_i = 0^\circ$, correspondant au cas limite d'une incidence purement horizontale, est caractérisé par une composante d'indentation nulle. On a alors :

$$w_{ind}(\alpha_i = 0^\circ) = 0 \quad (5.5)$$

- le cas $\alpha_i = 90^\circ$, correspondant au cas limite d'une incidence purement verticale, est caractérisé par une composante de rayure nulle. On a alors :

$$w_{ind}(\alpha_i = 90^\circ) = 1 \quad (5.6)$$

La courbe continue de la figure 5.12 correspond à la fonction sinus, qui respecte ces deux conditions ; les valeurs expérimentales de w_{ind} sont prédites de manière satisfaisante par la fonction sinus. On considère pour la suite :

$$w_{ind}(\alpha_i) = \sin(\alpha_i) \quad (5.7)$$

Les équations (5.3), (5.7), (3.17) exprimant T_L^* en fonction de α_i , μ et e_n , et (3.16) exprimant T_L^* en fonction de α_i et e_n permettent d'obtenir le modèle d'usure énergétique suivant, permettant d'exprimer le volume d'usure par impact V_{imp}^- en fonction des paramètres incidents (énergie incidente T_i , angle d'incidence α_i), des paramètres matériaux (coefficient de frottement cinétique μ_k , coefficient de restitution e_n), de l'angle critique α_c défini par l'équation (3.15) et d'un coefficient d'usure constant $K_{T_L}^c$:

$$V_{imp}^- = K_{T_L}^c (1 - \sin(\alpha_i)) T_i \sin^2 \alpha_i \begin{cases} (1 + e_n) \left[1 - e_n + \frac{2\mu_k}{\tan \alpha_i} - \mu_k^2 (1 + e_n) \right], & 0^\circ \leq \alpha_i \leq \alpha_c \\ (1 - e_n^2 \sin^2 \alpha_i), & \alpha_i \geq \alpha_c \end{cases} \quad (5.8)$$

Par rapport au modèle d'usure proposé au chapitre précédent (équation (4.8)), le coefficient d'usure $K_{T_L}^c$ ne dépend pas de l'angle d'incidence. Un seul essai d'usure réalisé à une incidence quelconque est ainsi nécessaire pour déterminer sa valeur pour un couple de matériaux donné.

La figure 5.13 représente le volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour les essais en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ, correspondant à ceux de la figure 4.12. La courbe noire correspond au modèle énergétique défini par l'équation (5.8), en injectant la valeur moyenne du coefficient de restitution e_n observée figure 3.8 ($e_n = 0,86$), le rapport de percussion μ calculé à partir de l'équation (3.30), et avec $K_{T_L}^c = 3,7 \cdot 10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$:

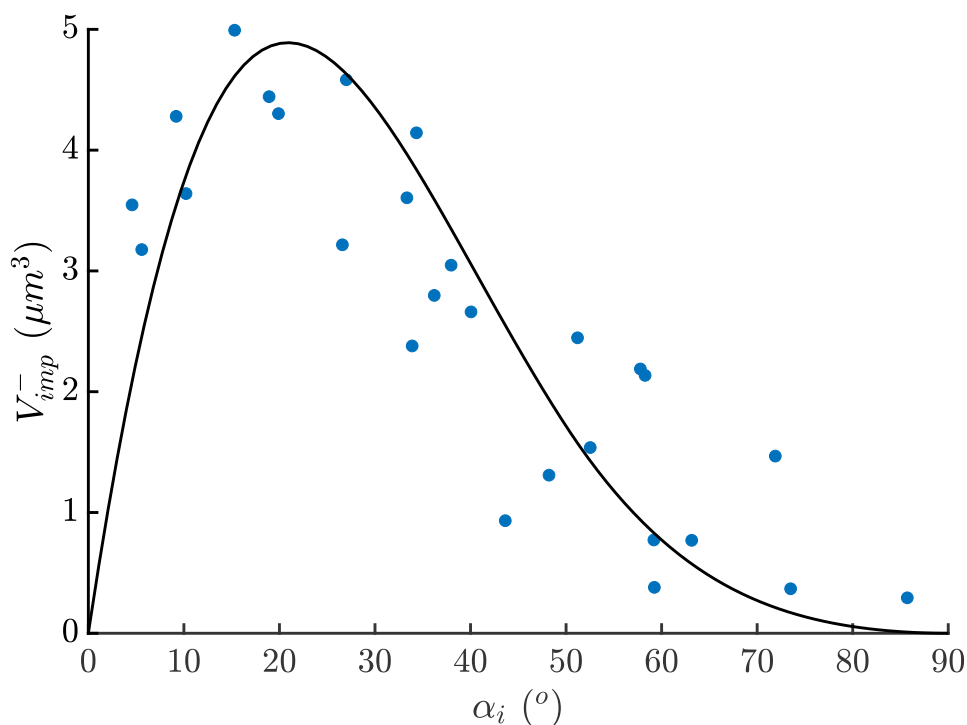


FIGURE 5.13 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ ; courbe noire : modèle énergétique avec dépendance à la perte d'énergie totale T_L

Les points expérimentaux sont bien prédits par le modèle énergétique d'usure proposé, notamment le pic d'usure à 20° d'incidence. La corrélation observée entre volume expérimental et modélisé confirme la pertinence du scénario d'endommagement proposé, notamment en ce qui concerne la décomposition de l'impact en une phase d'indentation et une phase de rayure, dissipant toutes deux de l'énergie, mais générant de l'usure que pendant la rayure.

5.3.3. Profondeur usée maximale en fonction du volume d'usure

La profondeur usée est le paramètre critique industriellement parlant, étant associée directement à l'évolution du percement du tube GV. Dans ce paragraphe, nous proposons un modèle permettant de prédire la profondeur usée maximale en fonction du volume usé et du défaut de parallélisme $\alpha_{//}$ entre le tube GV et la BAV.

La figure 5.14 représente les configurations géométriques simplifiées du contact entre le tube GV et la BAV utilisées pour ce modèle. On suppose qu'en début de processus d'usure, la BAV impacte sur son arête selon la configuration (a). Dans cette configuration, le défaut de parallélisme a une forte influence sur la profondeur usée maximale h_0 . A mesure que le tube GV est usé, la longueur usée l_0 augmente, jusqu'à atteindre la valeur de la largeur de la BAV l_b . Il y a alors usure sur toute la largeur de la barre (configuration (b)). Dans cette configuration, l'influence du défaut de parallélisme est négligeable devant les autres paramètres. Nous nous plaçons donc pour ce calcul dans le cas $\alpha_{//} = 0^\circ$.

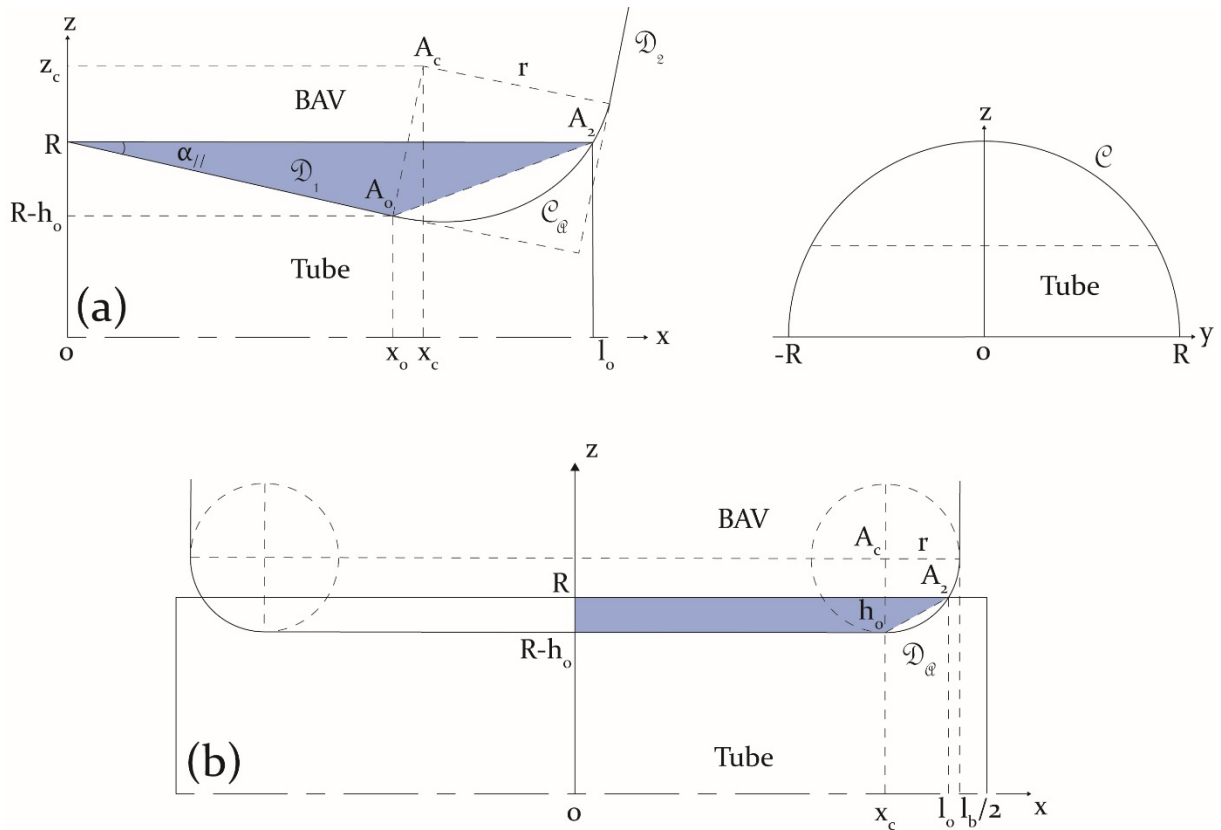


FIGURE 5.14 Configurations géométriques simplifiées du contact entre le tube GV et la BAV utilisées pour le calcul de la profondeur usée maximale en fonction du volume usé

Les calculs correspondant aux deux configurations de la figure 5.14 sont développés en annexes A (cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV sans arrondi), B (cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV arrondie) et O (cas d'une usure répartie sur la largeur totale de la BAV). Les équations donnant la profondeur maximale usée h_0 en fonction du volume usé V^- et du défaut de parallélisme $\alpha_{//}$ pour chacun sont les suivantes :

$$h_{0 \text{ arrondi nul}} = \left(\frac{15 V^- \cos \alpha_{\parallel} \sin \alpha_{\parallel}}{8 \sqrt{2R}} \right)^{2/5} \quad (5.9)$$

$$h_1 = h_{0 \text{ arrondi non nul}} \approx \sqrt{\frac{15 V^- \alpha_{\parallel}}{2 \sqrt{2R} \left(5 \alpha_{\parallel} \sqrt{r} + 4 \left(\frac{15 V^- \alpha_{\parallel}}{8 \sqrt{2R}} \right)^{1/5} \right)}} \quad (5.10)$$

$$h_2 = h_{0 \text{ largeur BAV}} \approx \left(\frac{3 V^-}{2 \sqrt{R} \left(2 \sqrt{2} l_b - 4 \sqrt{2} r + 3 \sqrt{r} \left(\frac{3 \sqrt{2} V^-}{8 \sqrt{R} l_b} \right)^{1/3} \right)} \right)^{2/3} \quad (5.11)$$

Le modèle combiné final s'exprime alors par :

$$h_0 = \begin{cases} h_1 = \sqrt{\frac{15 V^- \alpha_{\parallel}}{2 \sqrt{2R} \left(5 \alpha_{\parallel} \sqrt{r} + 4 \left(\frac{15 \alpha_{\parallel}}{8 \sqrt{2R}} \right)^{1/5} \right)}}, & l_0 \leq l_b \\ h_2 = h_1(l_b) - h_2(l_b) + \left(\frac{3 V^-}{2 \sqrt{R} \left(2 \sqrt{2} l_b - 4 \sqrt{2} r + 3 \sqrt{r} \left(\frac{3 \sqrt{2} V^-}{8 \sqrt{R} l_b} \right)^{1/3} \right)} \right)^{2/3}, & l_0 \geq l_b \end{cases} \quad (5.12)$$

avec V^- le volume usé, α_{\parallel} le défaut de parallélisme, R le rayon extérieur du tube GV, r le rayon de l'arrondi de la BAV et l_b la largeur de la BAV.

5.3.3.1. Analyse du cas d'une usure localisée sur l'arête de la BAV

La figure 5.15 présente l'évolution de la profondeur usée maximale h_0 pour un volume usé $V^- = 1 \mu\text{m}^3$ en fonction du défaut de parallélisme α_{\parallel} , sur la plage 0° - 45° (a) et 0° - 1° (b), dans le cas d'une usure localisée sur l'arête de la BAV. La courbe bleue correspond à un arrondi de BAV nul, la courbe rouge correspond à un arrondi de BAV $r = 1 \text{ mm}$.

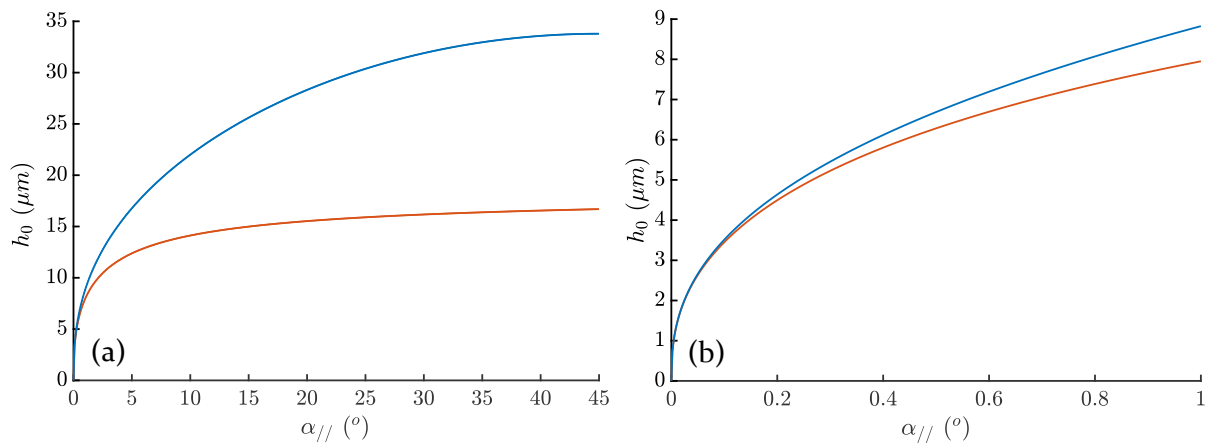


FIGURE 5.15 Profondeur usée maximale h_0 en fonction du défaut de parallélisme α_{\parallel} sur l'intervalle $0^\circ - 45^\circ$ (a) et $0^\circ - 1^\circ$ (b). Courbe bleue : arrondi de BAV nul ; courbe rouge : arrondi de BAV $r = 1$ mm

Dans le cas d'un rayon d'arrondi de BAV nul, la profondeur maximale usée h_0 augmente de 0 à 35 μm quand le défaut de parallélisme α_{\parallel} augmente de 0 à 45° . Pour un arrondi de 1 mm, h_0 augmente de 0 à 15 μm sur le même intervalle, avec une très forte pente entre 0 et 15° puis une valeur de h_0 autour de 15 μm qui varie peu entre 15 et 45° . Pour un volume usé égal, la répartition de l'usure dépend ainsi très fortement du rayon de l'arrondi de la BAV et du défaut de parallélisme, le cas maximisant h_0 correspondant à un arrondi nul et un défaut de parallélisme important.

Les valeurs de défaut de parallélisme rencontrées usuellement sont inférieures au degré. On peut observer sur la figure 5.15 (b) que sur cette plage, l'effet de l'arrondi de la BAV sur la profondeur maximale usée est moindre : 8,5 μm au lieu de 7,5 μm pour $\alpha_{\parallel} = 1^\circ$ entre le cas $r = 0$ mm et $r = 1$ mm.

On note sur la figure 5.15 qu'un défaut de parallélisme nul induit une profondeur usée nulle alors que le volume usé est non nul, ce qui n'est pas réaliste. Ce résultat s'explique par les hypothèses de cette configuration, qui ne prend pas en compte le fait que la longueur usée maximale l_0 est bornée par la largeur de la BAV. Ainsi pour cette configuration, le volume usé V^- se répartit sur une longueur infinie pour un défaut de parallélisme nul.

La figure 5.16 représente la profondeur maximale usée h_0 estimée à partir de l'équation (5.53) et la valeur de la pente moyenne des traces d'usure expérimentales α_{exp} , en fonction de la profondeur h_{0exp} observée expérimentalement sur tous les essais réalisés en eau. La couleur des points correspond à l'aire de la zone usée. La courbe pointillée correspond à la droite $h_0 = h_{0exp}$. Une très bonne adéquation est obtenue entre la valeur de profondeur maximale usée expérimentale et celle estimée par l'équation (5.53).

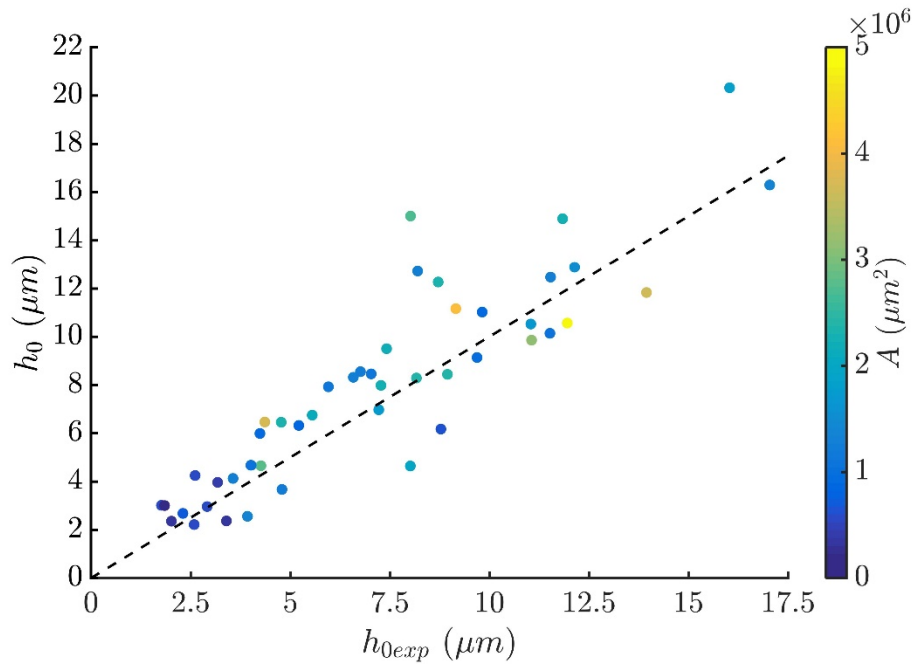


FIGURE 5.16 Profondeur maximale usée estimée à partir de l'équation (5.53) en fonction de la profondeur observée expérimentalement sur les essais réalisés en eau. Couleur : aire de la zone usée ; courbe pointillée : $h_0 = h_{0exp}$

5.3.3.2. Analyse du modèle final

La figure 5.17 représente l'évolution de la profondeur maximale h_0 en fonction du volume usé V^- , calculée à partir du système d'équations (5.12) pour $\alpha_{\parallel} = 0,1^\circ$ (a) et $\alpha_u = 1^\circ$ (b), avec $R = 10$ mm, $r = 1$ mm, et $l_b = 12$ mm. La courbe noire correspond au modèle combiné final, la courbe bleue au modèle dans le cas d'une usure sur l'arête de la BAV, la courbe rouge dans le cas d'une usure sur la largeur totale de la BAV.

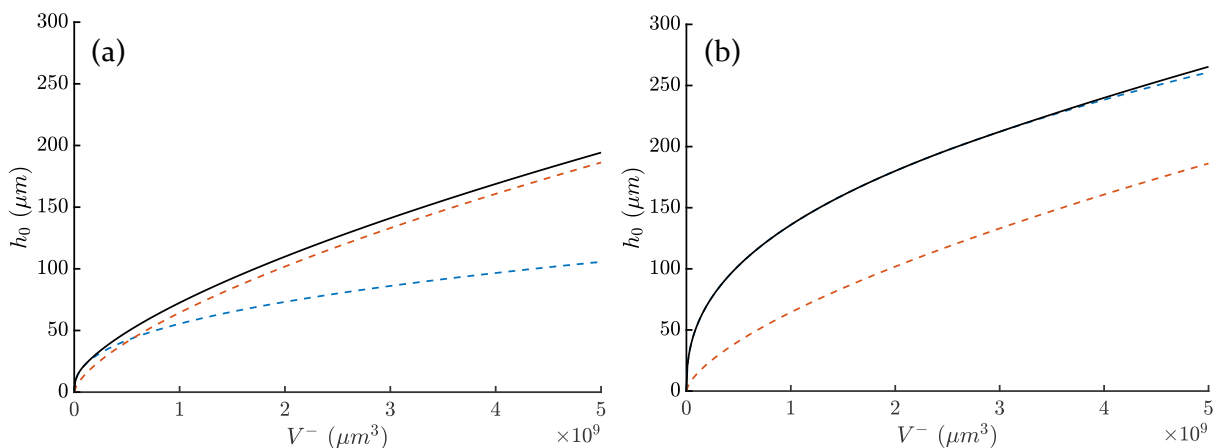


FIGURE 5.17 Profondeur usée maximale h_0 en fonction du volume d'usure V^- , pour un défaut de parallélisme $\alpha_{\parallel} = 0,1^\circ$ (a) et $\alpha_{\parallel} = 1^\circ$ (b). Courbe noire : modèle combiné final ; courbe bleue : modèle dans le cas usure sur arête ; courbe rouge : modèle dans le cas usure sur largeur totale de la BAV

La profondeur usée maximale h_0 augmente quand le volume usé V^- augmente de 0 et $5 \cdot 10^9 \mu\text{m}^3$ d'usure, allant de 0 à 200 μm pour $\alpha_{\parallel} = 0,1^\circ$ et 250 μm pour $\alpha_{\parallel} = 1^\circ$. Le défaut de

parallélisme a un effet très sévère sur la profondeur maximale usée au début de la génération de l'usure, tant que celle-ci n'est pas encore répartie sur toute la largeur de la BAV.

L'évolution de la profondeur usée maximale avec le temps n'est donc pas la même que celle du volume usé : l'usure constatée en termes de profondeur au début de la vie des tubes GV sera d'autant plus sévère que les défauts de parallélisme entre tube et BAV sont importants. Après une période transitoire, l'usure se répartit sur toute la largeur de la BAV est l'usure constatée évolue de la même façon quel que soit le défaut de parallélisme initial.

5.4. Synthèse des équations : modèle énergétique de la profondeur usée dans le cas d'impacts obliques en eau

Les chapitres 3, 4 et 5 donnent les équations suivantes :

$$h_0 = \begin{cases} h_1 = \sqrt{\frac{15V^- \alpha_{\parallel}}{2\sqrt{2R} \left(5\alpha_{\parallel} \sqrt{r} + 4 \left(\frac{15\alpha_{\parallel}}{8\sqrt{2R}} \right)^{1/5} \right)}}, & l_0 \leq l_b \\ h_2 = h_1(l_b) - h_2(l_b) + \left(\frac{3V^-}{2\sqrt{R} \left(2\sqrt{2}l_b - 4\sqrt{2}r + 3\sqrt{r} \left(\frac{3\sqrt{2}V^-}{8\sqrt{R}l_b} \right)^{1/3} \right)} \right)^{2/3}, & l_0 \geq l_b \end{cases} \quad (5.13)$$

$$V^- = \sum_{\alpha_i < \alpha_c} K_{T_L}(\alpha_i) T_i \sin^2 \alpha_i (1 + e_n) \left[1 - e_n + \frac{2\mu_k}{\tan \alpha_i} - \mu_k^2 (1 + e_n) \right] + \sum_{\alpha_i > \alpha_c} K_{T_L}(\alpha_i) T_i (1 - e_n^2 \sin^2 \alpha_i) \quad (5.14)$$

$$\alpha_c = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\mu_k} \frac{1}{1 + e_n} \right) \quad (5.15)$$

$$K_{T_L}(\alpha_i) = K_{T_L}^c (1 - \sin(\alpha_i)) \quad (5.16)$$

Les équations (5.13) à (5.16) permettent d'exprimer la profondeur usée du tube GV dans le cas d'impacts obliques en eau contre une BAV rectangulaire arrondie, en fonction du défaut de parallélisme α_{\parallel} , du rayon extérieur R du tube GV, du rayon r de l'arrondi de la BAV, de la largeur l_b de la BAV, du coefficient de restitution e_n , du coefficient de frottement cinétique μ_k , de l'énergie incidente des impacts T_i , de l'angle d'incidence des impacts α_i et d'un coefficient d'usure constant $K_{T_L}^c$.

Conclusion générale

L'usure générée par les impacts répétés entre tubes de générateur de vapeur (GV) et barres antivibratoires (BAV), et plus généralement l'usure induite par des impacts glissants obliques faiblement chargés, est complexe à étudier et son analyse nécessite de s'appuyer sur une démarche expérimentale ciblée et rigoureuse. Un banc d'essais a ainsi été conçu afin de reproduire le contact intermittent entre tube GV et BAV, dans le but d'obtenir une maîtrise fine de la cinématique des impacts et une mesure précise de leurs caractéristiques dynamiques.

L'étude expérimentale de la dynamique des impacts obliques montre une très forte dépendance de leurs caractéristiques à l'angle d'incidence, avec l'existence de deux régimes de frottement distincts. Les angles rasants conduisent à un régime de frottement à l'impact caractérisé par du glissement pendant tout l'impact. Les angles proches de la normale conduisent à un régime de frottement à l'impact caractérisé par un arrêt du glissement alors que les surfaces sont toujours en contact. On observe une très bonne corrélation entre les formulations de Brach sur la dynamique de l'impact d'une particule érosive solide sur une surface plane et les résultats expérimentaux obtenus. Ceci permet d'étendre la validité de cette formulation érosive au cas d'impacts percussifs multi-aspérités faiblement chargés. Nous sommes ainsi capables d'exprimer les caractéristiques dynamiques des impacts en fonction des paramètres incidents, après une caractérisation expérimentale initiale du coefficient de frottement cinétique et du coefficient de restitution, et prédire notamment le rapport de percussion, la perte d'énergie ou la distance glissée au cours d'un impact.

L'étude de l'usure générée par des impacts obliques à température ambiante en air et en eau montre que celle-ci est reliée linéairement à la perte d'énergie, sans période d'incubation, par un coefficient constant en air, et par un coefficient qui dépend fortement de l'angle d'incidence en eau. Le modèle d'usure par impacts en eau proposé exprime le volume usé en fonction des paramètres incidents et d'un coefficient d'usure dépendant de l'angle d'incidence. On observe par ailleurs que la distribution des paramètres incidents au cours d'un essai n'entraîne pas de sévèrisation de l'usure. Les essais réalisés à angle d'incidence variant présentent néanmoins des résultats dispersés et de nouvelles études peuvent être envisagées pour confirmer ce résultat.

L'étude des caractéristiques des matériaux et de la topographie des surfaces usées révèle l'absence de déformation plastique importante, l'absence de fissures sous la surface du matériau et l'absence d'adhésion entre les surfaces. Les zones usées présentent sur toute leur surface des stries semblables à de fines rayures d'abrasion, de longueur du même ordre de grandeur que la distance glissée mesurée au cours des impacts, et de volume du même ordre de grandeur que le volume usé par impact mesuré. On observe également l'existence de larges cuvettes, similaires aux cupules décrites dans de précédentes études [77] et aux formes observées en géomorphologie. Des études complémentaires sont nécessaires pour expliquer leur formation.

Le scénario d'endommagement proposé sur la base des observations de la topographie et des matériaux des zones usées est fondé sur un enlèvement de matière uniquement généré par des micro-rayures d'abrasion. Le nouveau modèle d'usure par impacts en eau formulé respecte le scénario d'endommagement proposé et exprimant le volume usé en fonction des paramètres incidents et d'un coefficient d'usure cette fois indépendant de l'angle d'incidence.

Le modèle d'usure de la profondeur usée proposé permet de répondre à la problématique industrielle. Nous sommes ainsi capables d'exprimer la profondeur usée du tube GV en fonction des paramètres incidents des impacts, du coefficient de restitution, du coefficient de frottement cinétique, des caractéristiques géométriques du tube GV et de la BAV et d'un coefficient d'usure constant. Par ailleurs, une méthode simple, rapide et efficace d'essais de rampe en angle d'incidence est proposée pour déterminer le coefficient de restitution, le coefficient de frottement cinétique et leur évolution éventuelle en fonction de l'incidence des impacts. Le seul paramètre inconnu reste le coefficient d'usure, inhérent à tout modèle d'usure.

Cette étude montre l'influence prépondérante de la dynamique des impacts sur l'usure générée et la pertinence de réaliser des essais ne reproduisant pas forcément l'environnement du contact réel mais permettant de mieux maîtriser les cinématiques incidentes et d'obtenir des mesures plus précises en termes d'efforts et de déplacements au cours de l'impact. Néanmoins, l'influence de l'environnement ne doit pas être oubliée et des améliorations du banc d'essai peuvent être envisagées en ce sens, sans perdre en qualité de maîtrise et de mesure, permettant notamment de réaliser des essais en température et avec une circulation d'eau.

Bien que cette étude porte en premier lieu sur le contact cylindre-plan entre tube GV en Inconel et BAV en acier 410s, les résultats, méthodes et modèles présentés peuvent s'appliquer à des systèmes soumis à des impacts répétés faiblement chargés pour tout matériau et géométrie de contact étroit. En particulier, les évolutions des caractéristiques dynamiques des impacts (rapport de percussion, perte d'énergie, distance glissée) en fonction de l'angle d'incidence peuvent être transposées après une caractérisation expérimentale du coefficient de restitution et du coefficient de frottement cinétique du système tribologique étudié.

Annexes

A. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume usé dans le cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV sans arrondi

Considérons une BAV de section rectangulaire sans arrondi venant impacter la surface cylindrique d'un tube GV. La BAV présente un défaut de parallélisme par rapport à l'axe du tube, représenté par l'angle α_{\parallel} . Nous supposons que l'usure de la BAV est négligeable par rapport à celle du tube, et donc que la forme géométrique de la barre reste inchangée au cours du temps. La forme de la trace usée est donc telle que représentée figure A.1.

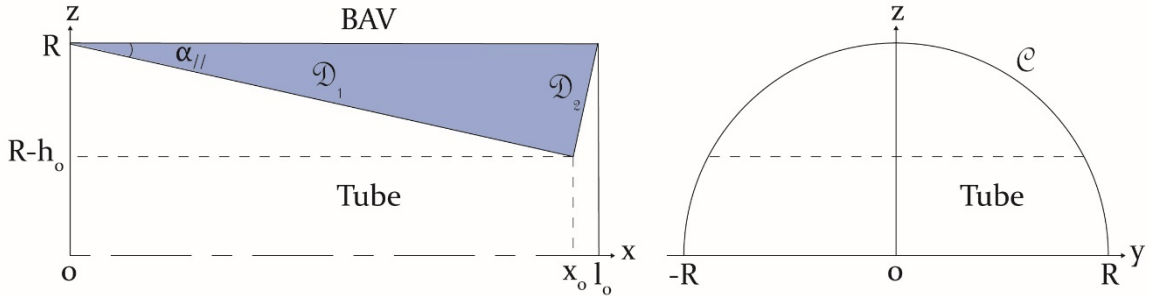


FIGURE A.1 Représentation du tube usé

On note R le rayon du tube, h_0 la profondeur usée maximale, x_0 la position en x de la profondeur usée maximale, l_0 la longueur de la trace d'usure. Quelques considérations géométriques donnent immédiatement :

$$l_0 = h_0 \left(\tan(\alpha_{\parallel}) + \frac{1}{\tan(\alpha_{\parallel})} \right) \quad (5.17)$$

$$x_0 = \frac{h_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} \quad (5.18)$$

$$C : y^2 + z^2 \quad (5.19)$$

$$D_1 : z = R - x \tan(\alpha_{\parallel}) \quad (5.20)$$

$$D_2 : z = \frac{1}{\tan(\alpha_{\parallel})} x - \frac{l_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} + R \quad (5.21)$$

Le volume d'usure V^- correspond à l'intégrale triple de la zone définie par les droites D_1 et D_2 et par le cercle C :

$$V^- = I_1 + I_2 = \int_{z \in D_1} \int_{z \in C} dx dy dz + \int_{z \in D_2} \int_{z \in C} dx dy dz \quad (5.22)$$

On a :

$$I_C = \int_{z \in C} dy = \int_{-\sqrt{R^2 - z^2}}^{\sqrt{R^2 - z^2}} dy = 2\sqrt{R^2 - z^2} \quad (5.23)$$

$$I_1 = \int_0^{x_0} \int_{R - x \tan(\alpha_{\parallel})}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.24)$$

$$I_2 = \int_{x_0}^{l_0} \int_{\frac{1}{\tan(\alpha_{\parallel})}x - \frac{l_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} + R}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.25)$$

Le calcul des intégrales permet d'obtenir l'expression suivante :

$$V^- = \frac{6R^2 \sqrt{h_0} \sqrt{2R - h_0} + 6R^2 h_0 \operatorname{asin}\left(\frac{h_0}{R} - 1\right) + 3\pi R^2 h_0}{3 \sin(2\alpha_{\parallel})} - \frac{6R^3 \operatorname{asin}\left(\frac{h_0}{R} - 1\right) + 2h_0^{3/2} (2R - h_0)^{3/2} + 3\pi R^3}{3 \sin(2\alpha_{\parallel})} \quad (5.26)$$

Le développement en série de V^- selon h_0 en 0 à l'ordre 3 permet d'obtenir l'expression approximée suivante :

$$V^- \approx \frac{8 h_0^{5/2} \sqrt{2R}}{15 \cos \alpha_{\parallel} \sin \alpha_{\parallel}} \quad (5.27)$$

Nous obtenons une relation qui donne la profondeur d'usure maximale en fonction du volume d'usure V^- , le défaut de parallélisme α_{\parallel} , et le rayon du tube R :

$$h_0 = \left(\frac{15 V^- \cos \alpha_{\parallel} \sin \alpha_{\parallel}}{8 \sqrt{2R}} \right)^{2/5} \quad (5.28)$$

B. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume utilisé dans le cas d'une usure localisée sur l'arête d'une BAV arrondie

Considérons une BAV de section rectangulaire arrondie venant impacter la surface cylindrique d'un tube GV. La BAV présente un défaut de parallélisme par rapport à l'axe du tube, représenté par l'angle α_{\parallel} . Nous supposons que l'usure de la BAV est négligeable par rapport à celle du tube, et donc que la forme géométrique de la barre reste inchangée au cours du temps. La forme de la trace usée est donc telle que représentée figure B.1.

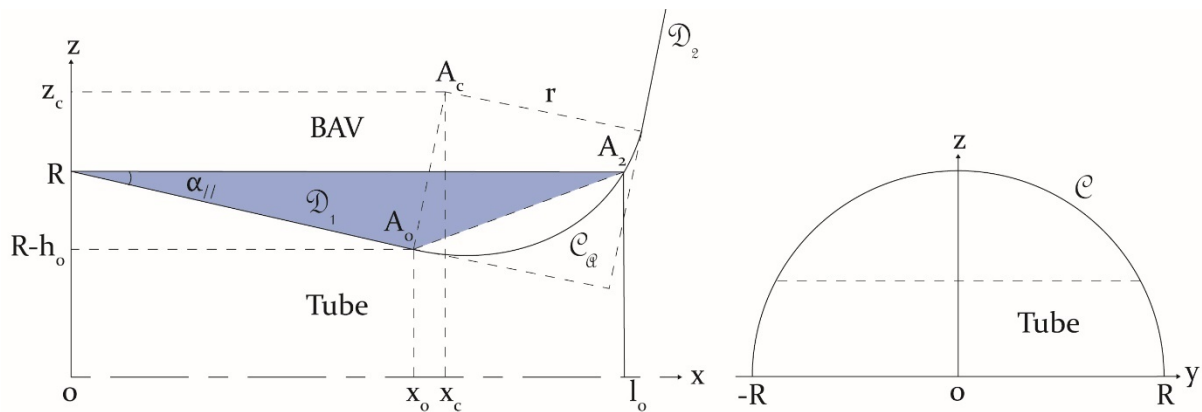


FIGURE B.1 Représentation du tube usé par une BAV arrondie.

Position de A_c

On note R le rayon du tube, h_0 la profondeur usée maximale, x_0 la position en x de la profondeur usée maximale, l_0 la longueur de la trace d'usure et r le rayon de l'arrondi de la BAV. Quelques considérations géométriques donnent immédiatement, en tenant compte des notations de la figure B.1 :

$$x_0 = \frac{h_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} \quad (5.29)$$

$$C : y^2 + z^2 \quad (5.30)$$

$$D_1 : z = R - x \tan(\alpha_{\parallel}) \quad (5.31)$$

$$(A_0A_c) : z = \frac{x}{\tan(\alpha_{\parallel})} + R - h_0 \left(1 + \frac{1}{\tan(\alpha_{\parallel})^2}\right) \quad (5.32)$$

Le point A_c correspond au centre de l'arrondi de l'arête de la BAV. On a :

$$A_c \in (A_0A_c) \text{ et } A_0A_c = r \quad (5.33)$$

D'où :

$$\begin{cases} z_c = \frac{x_c}{\tan(\alpha_{\parallel})} + R - h_0 \left(1 + \frac{1}{\tan(\alpha_{\parallel})^2}\right) \\ r = \sqrt{(x_0 - x_c)^2 + (z_0 - z_c)^2} \end{cases} \quad (5.34)$$

Après résolution du système (5.34), nous obtenons :

$$\begin{cases} x_c = \frac{h_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} + \frac{r \tan(\alpha_{\parallel})}{\sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}} \\ z_c = R - h_0 + \frac{r}{\sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}} \end{cases} \quad (5.35)$$

Longueur l_0

La longueur l_0 est calculée à partir de la position de A_2 . On a :

$$A_2 \in C_a \text{ et } z_2 = R \quad (5.36)$$

D'où :

$$\begin{cases} z_2 = R \\ r = \sqrt{(l_0 - x_c)^2 + (R - z_c)^2} \end{cases} \quad (5.37)$$

Après résolution du système (5.37), nous obtenons :

$$l_0 = \frac{r \tan(\alpha_{\parallel}) + \sqrt{r^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 + 2h_0 r \sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}}}{\sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}} + \frac{h_0}{\tan(\alpha_{\parallel})} \quad (5.38)$$

Equation de la droite (A_0A_2)

L'équation de la droite (A_0A_2) approximant l'arc de cercle C_a est donnée par :

$$(A_0A_2) : z = ax + b \quad (5.39)$$

On a :

$$\begin{cases} R = a l_0 + b \\ z_0 = a x_0 + b \end{cases} \quad (5.40)$$

Après résolution du système (5.40), nous obtenons :

$$a = \frac{h_0 \sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}}{r \tan(\alpha_{\parallel}) + \sqrt{r^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 + 2h_0 r \sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}}} \quad (5.41)$$

$$b = R - h_0 - \frac{h_0^2 \sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}}{\tan(\alpha_{\parallel}) \left(r \tan(\alpha_{\parallel}) + \sqrt{r^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 \tan(\alpha_{\parallel})^2 - h_0^2 + 2h_0 r \sqrt{\tan(\alpha_{\parallel})^2 + 1}} \right)} \quad (5.42)$$

Calcul du volume d'usure

Le volume d'usure V correspond à l'intégrale triple de la zone définie par les droites D_1 et $(A_1 A_2)$, et par le cercle C :

$$V = I_1 + I_2 = \int_{z \in D_1} \int_{z \in C} dx dy dz + \int_{z \in (A_1 A_2)} \int_{z \in C} dx dy dz \quad (5.43)$$

On a :

$$I_C = \int_{z \in C} dy = \int_{-\sqrt{R^2 - z^2}}^{\sqrt{R^2 - z^2}} dy = 2\sqrt{R^2 - z^2} \quad (5.44)$$

$$I_1 = \int_0^{x_0} \int_{R - x \tan(\alpha)}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.45)$$

$$I_2 = \int_{x_0}^{l_0} \int_{ax+b}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.46)$$

Le calcul de I_1 est effectué sans approximation, mais le résultat est développé en série selon h_0 en 0 à l'ordre 3 afin d'en simplifier l'expression :

$$I_1 \approx \frac{8 \sqrt{2R} h_0^{5/2} \cos \alpha_{\parallel}}{15 \sin \alpha_{\parallel}} \quad (5.47)$$

Le changement de variable $\tilde{x} = x - x_0$ est effectué pour calculer I_2 .

$$I_2 = \int_0^{l_0 - x_0} \int_{a(\tilde{x} + x_0) + b}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz d\tilde{x} \quad (5.48)$$

L'intégrale en z est développée en série selon \tilde{x} en 0 à l'ordre 1, puis le résultat est développé en série selon h_0 en 0 à l'ordre 3 et selon α_{\parallel} en 0 à l'ordre 2. On obtient :

$$I_2 \approx \frac{2\sqrt{2R} h_0^2 \sqrt{r}}{3} \quad (5.49)$$

En développant selon h_0 en 0 à l'ordre 3 et selon α_{\parallel} en 0 à l'ordre 2, on a :

$$V = I_1 + I_2 \approx \frac{2\sqrt{2R} h_0^2 (5\alpha_{\parallel}\sqrt{r} + 4\sqrt{h_0})}{15\alpha_{\parallel}} \quad (5.50)$$

On approxime le terme en racine de h_0 en utilisant la valeur de h_0 calculée en annexe A dans le cas d'un contact tube-BAV sans arrondi, développé en série selon α_{\parallel} en 0 à l'ordre 2 :

$$h_0 = \left(\frac{15V \cos \alpha_{\parallel} \sin \alpha_{\parallel}}{8\sqrt{2R}} \right)^{2/5} \quad (5.51)$$

On obtient alors une expression avec une dépendance en une unique puissance de h_0 :

$$V \approx \frac{2\sqrt{2R} h_0^2 \left(5\alpha_{\parallel}\sqrt{r} + 4 \left(\frac{15V\alpha_{\parallel}}{8\sqrt{2R}} \right)^{1/5} \right)}{15\alpha_{\parallel}} \quad (5.52)$$

On obtient alors :

$$h_0 \approx \sqrt[5]{\frac{15V\alpha_{\parallel}}{2\sqrt{2R} \left(5\alpha_{\parallel}\sqrt{r} + 4 \left(\frac{15V\alpha_{\parallel}}{8\sqrt{2R}} \right)^{1/5} \right)}} \quad (5.53)$$

C. Calcul de la profondeur maximale en fonction du volume utilisé dans le cas d'une usure répartie sur la largeur totale de la BAV

Nous étudions cette fois dans le cas d'une usure du tube GV répartie sur la largeur totale de la BAV. On observe que dans ce cas, l'influence du défaut de parallélisme angulaire est négligeable devant les autres paramètres. Nous nous plaçons donc pour ce calcul dans le cas $\alpha_{\parallel} = 0^{\circ}$. La zone usée et les notations utilisées pour ce calcul sont illustrées par la figure C.1.

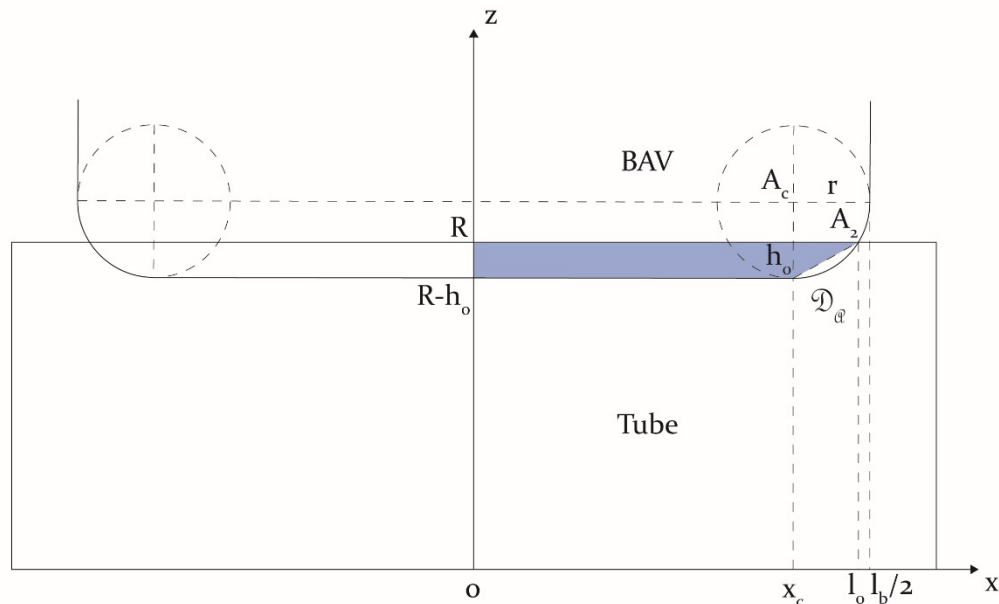


FIGURE C.1 Représentation du tube usé sur la largeur complète d'une BAV arrondie

Longueur usée totale l_0 à partir de la position de A_2

On a :

$$x_c = \frac{l_b}{2} - r \quad (5.54)$$

$$z_c = R - h_0 + r \quad (5.55)$$

La position de A_2 est déterminée par :

$$A_2 \in C_a \text{ et } z_2 = R \quad (5.56)$$

D'où :

$$\begin{cases} z_2 = R \\ r = \sqrt{(l_0 - x_c)^2 + (R - z_c)^2} \end{cases} \quad (5.57)$$

On obtient :

$$l_0 = \frac{l_b}{2} - r + \sqrt{h_0} \sqrt{2r - h_0} \quad (5.58)$$

Equation de la droite D_A

On a :

$$D_A : z = ax + b \quad (5.59)$$

La résolution du système suivant permet de déterminer a et b :

$$\begin{cases} R = a l_0 + b \\ R - h_0 = a x_c + b \end{cases} \quad (5.60)$$

$$a = \frac{\sqrt{h_0}}{\sqrt{2r - h_0}} \quad (5.61)$$

$$b = \frac{2R\sqrt{2r - h_0} - 2h_0\sqrt{2r - h_0} - \sqrt{h_0}l_b + 2\sqrt{h_0}r}{2\sqrt{2r - h_0}} \quad (5.62)$$

Calcul du volume d'usure

Le volume d'usure correspond à l'intégrale triple V de la zone définie par l'ordonnée $z = R - h_0$, $z = R$, par la droite D_A et par le cercle C :

$$V = I_1 + I_2 = \int_{R-h_0}^R \int_{z \in C} dx dy dz + \int_{z \in D_A} \int_{z \in C} dx dy dz \quad (5.63)$$

On a :

$$I_C = \int_{z \in C} dy = \int_{-\sqrt{R^2 - z^2}}^{\sqrt{R^2 - z^2}} dy = 2\sqrt{R^2 - z^2} \quad (5.64)$$

$$I_1 = \int_0^{x_c} \int_{R-h_0}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.65)$$

$$I_2 = \int_{x_c}^{l_0} \int_{ax+b}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.66)$$

Le calcul de I_1 est effectué sans approximation, mais le résultat est développé en série selon h_0 en o à l'ordre 3 afin d'en simplifier l'expression :

$$I_1 \approx \frac{\sqrt{2} h_0^{3/2} (l_b - 2r)(20R - 3h_0)}{30\sqrt{R}} \quad (5.67)$$

Le changement de variable $\tilde{x} = x - x_c$ est effectué pour calculer I_2 .

$$I_2 = \int_0^{l_0 - x_c} \int_{a(\tilde{x} + x_c) + b}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz d\tilde{x} \quad (5.68)$$

L'intégrale en z est développée en série selon \tilde{x} en 0 à l'ordre 3. Le résultat obtenu est développé en série selon h_0 en o à l'ordre 2. On obtient :

$$I_2 \approx \sqrt{R} h_0^2 \sqrt{r} \quad (5.69)$$

D'où, en développant selon h_0 en o à l'ordre 2 :

$$I = 2(I_1 + I_2) \approx \frac{2\sqrt{R} h_0^{3/2} (2\sqrt{2}l_b - 4\sqrt{2}r + 3\sqrt{h_0}\sqrt{r})}{3} \quad (5.70)$$

Profondeur usée dans le cas sans arrondi

On a :

$$V = 2 \int_0^{\frac{l_b}{2}} \int_{R-h_0}^R 2\sqrt{R^2 - z^2} dz dx \quad (5.71)$$

D'où, en développant selon h_0 en o à l'ordre 2 :

$$V \approx \frac{4\sqrt{2}\sqrt{R} h_0^{3/2} l_b}{3} \quad (5.72)$$

On a donc :

$$h_0 = \left(\frac{3\sqrt{2}V}{8\sqrt{R}l_b} \right)^{2/3} \quad (5.73)$$

A partir du calcul de V dans le cas avec arrondi, et en remplaçant le terme h_0 situé sous la racine par la valeur précédente, on obtient :

$$V \approx \frac{2\sqrt{R}h_0^{3/2} \left(2\sqrt{2}l_b - 4\sqrt{2}r + 3\sqrt{r} \left(\frac{3\sqrt{2}V}{8\sqrt{R}l_b} \right)^{1/3} \right)}{3} \quad (5.74)$$

Puis :

$$h_0 \approx \left(\frac{3V}{2\sqrt{R} \left(2\sqrt{2}l_b - 4\sqrt{2}r + 3\sqrt{r} \left(\frac{3\sqrt{2}V}{8\sqrt{R}l_b} \right)^{1/3} \right)} \right)^{2/3} \quad (5.75)$$

Bibliographie

- [1] R.M. Brach. Impact dynamics with applications to solid particle erosion. *International Journal of Impact Engineering* 1988 ; 7 : 37–53. doi : 10.1016/0734-743X(88)90011-5.
- [2] C. Mathon, A. Chaudhary, N. Gay, P. Pitner. Predicting tube repair at French nuclear steam generators using statistical modeling. *Nuclear Engineering and Design* 2014 ; 269 : 6–11. doi : 10.1016/j.nucengdes.2013.08.044.
- [3] F. Axisa, A. Desseaux, R. Gibert. Experimental study of tube/support impact forces in multi-span PWR steam generator tubes. *ASME* 1984.
- [4] M.S.M. Rao, G.D. Gupta, F.L. Eisinger. Vibration and Wear Prediction for Steam Generator Tubes. *EPRI* 1988 : 1–222.
- [5] M.S.M. Rao, G. Srikantiah, L. Laskowski, K. Ahluwalia. Prediction of tube wear due to flow-induced vibration in pwr steam generators. *ASME* 1997 ; 2 : 257–264.
- [6] M.J. Pettigrew, C.E. Taylor. Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview—Part I: flow, damping, fluidelastic instability. *Journal of Fluids and Structures* 2003 ; 18 : 469–483. doi : 10.1016/j.jfluidstructs.2003.08.007.
- [7] M.J. Pettigrew, C.E. Taylor, N.J. Fisher, M. Yetisir, B. a. W. Smith. Flow-induced vibration: recent findings and open questions. *Nuclear Engineering and Design* 1998 ; 185 : 249–276. doi : 10.1016/S0029-5493(98)00238-6.
- [8] K. Kato. Classification of Wear Mechanisms/Models. *Wear - Mater. Mech. Pract.*, vol. 216, Chichester, England : John Wiley & Sons Ltd ; 2014, p. 9–20. doi : 10.1002/9780470017029.ch2.
- [9] G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor. *Engineering Tribology*. vol. 10. Boston : Elsevier ; 2014. doi : 10.1016/C2011-0-07515-4.
- [10] J.T. Burwell, C.D. Strang. Metallic wear. *Proceedings of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences* 1952 ; 212 : 470–477.
- [11] F.T. Barwell. Wear of machine elements. *Fundamentals of Tribology* 1978 : 401–441.
- [12] J.F. Archard, W. Hirst. The Wear of Metals under Unlubricated Conditions. *Proc Roy Soc Lond* 1956 ; A236 : 397–410. doi : 10.1098/rspa.1956.0144.
- [13] P.L. Ko. Metallic wear - a review with special references to vibration-induced wear in power plant components. *Tribology International* 1987 ; 20 : 66–78. doi : 10.1016/0301-679X(87)90092-2.

- [14] H.C. Meng, K.C. Ludema. Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear* 1995 ; 181-183 : 443-457. doi : 10.1016/0043-1648(95)90158-2.
- [15] H.-C. Meng. *Wear Modeling: Evaluation and Categorization of Wear Models*. Thèse de doctorat, The University of Michigan, 1994.
- [16] S. Bahadur. *Wear Research and Development*. *Journal of Lubrication Technology* 1978 ; 100 : 449. doi : 10.1115/1.3453249.
- [17] K.C. Ludema, R.G. Bayer. *Tribological Modeling for Mechanical Designers*. ASTM International ; 1991. doi : 10.1520/STP1105-EB.
- [18] R.G. Bayer. Mechanical wear prediction prevention. *Strain* 1995 ; 31 : 115-115. doi : 10.1111/j.1475-1305.1995.tb00971.x.
- [19] C. Colombié. *Usure induite sous petits débattements identification des phénomènes*. Thèse de doctorat, ANRT, 1986.
- [20] R.B. Waterhouse. Fretting fatigue. *International Materials Reviews* 1992 ; 37 : 77-98. doi : 10.1179/imr.1992.37.1.77.
- [21] J.F. Archard. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics* 1953 ; 24 : 981-988. doi : 10.1063/1.1721448.
- [22] R.G. Bayer, W.C. Clinton, J.L. Sirico. A note on the application of the stress dependency of wear in the wear analysis of an electrical contact. *Wear* 1964 ; 7 : 282-289. doi : 10.1016/0043-1648(64)90090-0.
- [23] R.G. Bayer, T.C. Ku. *Handbook of Analytical Design for Wear*. Handb. Anal. Des. Wear, Boston, MA : Springer US ; 1964, p. 1-97. doi : 10.1007/978-1-4684-7167-0_1.
- [24] R.G. Bayer, W.C. Clinton, C.W. Nelson, R.A. Schumacher. Engineering model for wear. *Wear* 1962 ; 5 : 378-391. doi : 10.1016/0043-1648(62)90075-3.
- [25] A. Palmgren. The service life of ball bearings. *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure* 1924 : 339-341.
- [26] A. Palmgren. *Ball and roller bearing engineering*. vol. 1. 1959.
- [27] N. P. Suh. The delamination theory of wear. *Wear* 1973 ; 25 : 111-124. doi : 10.1016/0043-1648(73)90125-7.
- [28] S. Jahanmir, N.P. Suh. Mechanics of subsurface void nucleation in delamination wear. *Wear* 1977 ; 44 : 17-38. doi : 10.1016/0043-1648(77)90082-5.
- [29] P.A. Engel. *Impact Wear of Materials*. vol. 2. 2nd ed. Elsevier ; 1978. doi : 10.1115/1.3424343.
- [30] P.A. Engel, T.H. Lyons, J.L. Sirico. Impact wear model for steel specimens. *Wear* 1973 ; 23 : 185-201. doi : 10.1016/0043-1648(73)90083-5.
- [31] R.G. Bayer, A.T. Shalkey, A.R. Wayson. Designing for zero wear. *Machine Design* 1969 ; 41

- : 142–151.
- [32] Y.B. Gessesse. On the fretting wear of nuclear power plant heat exchanger tubes using a fracture mechanics approach: theory and verification. Thèse de doctorat, Concordia University (Canada), 1997.
- [33] Y. Gessesse, H. Attia, M.O.M. Osman. A Generalized Impact-Sliding Fretting Wear Model Based on Fracture Mechanics Approach. *Manuf. Eng. Mater. Handl. Eng.*, vol. 2004, ASME ; 2004, p. 1078–1088. doi : 10.1115/IMECE2004-60486.
- [34] H. Attia. A generalized fretting wear theory. *Tribology International* 2009 ; 42 : 1380–1388. doi : 10.1016/j.triboint.2009.04.010.
- [35] H. Attia, Y. Gessesse, M. Osman. New parameter for characterizing and correlating impact-sliding fretting wear to energy dissipation—experimental investigation - Review. *Wear* 2007 ; 263 : 419–429. doi : 10.1016/j.wear.2007.01.105.
- [36] G. Levy, J. Morri. Impact fretting wear in CO₂-based environments. *Wear* 1985 ; 106 : 97–138. doi : 10.1016/0043-1648(85)90106-1.
- [37] R. Lewis. A modelling technique for predicting compound impact wear. *Wear* 2007 ; 262 : 1516–1521. doi : 10.1016/j.wear.2007.01.032.
- [38] M. Akhondizadeh, M. Fooladi Mahani, S.H. Mansouri, M. Rezaeizadeh. A computational wear model of the oblique impact of a ball on a flat plate. *Journal of Solid Mechanics* 2013 ; 5 : 107–115.
- [39] I.G. Goryacheva. *Contact Mechanics in Tribology*. vol. 61. 1998. doi : 10.1016/S0169-7722(03)00014-7.
- [40] K. Kato, K. Adachi. *Wear Mechanisms. Modern Tribology Handbook Vol 1* 2001 : 28. doi : 10.1201/9780849377877.ch7.
- [41] I. Kleis, P. Kulu. *Solid Particle Erosion*. London : Springer London ; 2008. doi : 10.1007/978-1-84800-029-2.
- [42] R.R.R. Ellermaa. Erosion prediction of pure metals and carbon steels. *Wear* 1993 ; 162–164 : 1114–1122. doi : 10.1016/0043-1648(93)90130-E.
- [43] I. Finnie. Erosion of surfaces by solid particles. *Wear* 1960 ; 3 : 87–103. doi : 10.1016/0043-1648(60)90055-7.
- [44] J.G. a. Bitter. A study of erosion phenomena. *Wear* 1963 ; 6 : 169–190. doi : 10.1016/0043-1648(63)90073-5.
- [45] J.H. Neilson, A. Gilchrist. Erosion by a stream of solid particles. *Wear* 1968 ; 11 : 111–122. doi : 10.1016/0043-1648(68)90591-7.
- [46] G.P. Tilly. A two stage mechanism of ductile erosion. *Wear* 1973 ; 23 : 87–96. doi : 10.1016/0043-1648(73)90044-6.

- [47] G. Sundararajan. A comprehensive model for the solid particle erosion of ductile materials. *Wear* 1991 ; 149 : 111–127. doi : 10.1016/0043-1648(91)90368-5.
- [48] G. Beckmann, J. Gotzmann. Analytical model of the blast wear intensity of metals based on a general arrangement for abrasive wear. *Wear* 1981 ; 73 : 325–353. doi : 10.1016/0043-1648(81)90299-4.
- [49] G. Beckmann. A theory of abrasive wear based on shear effects in metal surfaces. *Wear* 1980 ; 59 : 421–432. doi : 10.1016/0043-1648(80)90201-X.
- [50] P. Peter. Strahlverschleiss an konventionellen Dampferzeugern-Prognose und Verschleisschutz. *Wiss Berichte TH Zittau* 1989 ; 1004.
- [51] J. Guinot. Etude Bibliographique des Travaux Expérimentaux menés sur l'usure par impacts glissements : influence des principaux paramètres. 1989.
- [52] S. Zaghdoudi. Analyse des phénomènes d'usure par choc et frottement. Thèse de doctorat, Université de Paris VI, 1992.
- [53] K. Wellinger, H. Breckel. Kenngrößen und Verschleiss beim Stoss metallischer Werkstoffe. *Wear* 1969 ; 13 : 257–281. doi : 10.1016/0043-1648(69)90249-X.
- [54] G.M. Sorokin, T.A. Polyanskaya. Machine for the investigations into the impact fatigue wear. *Zavodskaya Laboratoriya* 1970 ; 36 : 611–612.
- [55] R.G. Bayer, P.A. Engel, J.L. Sirico. Impact wear testing machine. *Wear* 1972 ; 19 : 343–354. doi : 10.1016/0043-1648(72)90125-1.
- [56] S.L. Rice. Reciprocating impact wear testing apparatus. *Wear* 1977 ; 45 : 85–95. doi : 10.1016/0043-1648(77)90104-1.
- [57] R.R.J. Pick, K. Brown, A. Plumtree. Techniques in the study of impact and sliding wear of Zircaloy-4. *Wear* 1979 ; 52 : 381–392. doi : 10.1016/0043-1648(79)90074-7.
- [58] R.D. Watson. *Wear and Corrosion in Water*. 1966.
- [59] S.F. Wayne, S.L. Rice, K. Minakawa, H. Nowotny. The role of microstructure in the wear of selected steels. *Wear* 1983 ; 85 : 93–106. doi : 10.1016/0043-1648(83)90338-1.
- [60] P.L. Ko. Experimental Studies of Tube Frettings in Steam Generators and Heat Exchangers. *Journal of Pressure Vessel Technology* 1979 ; 101 : 125. doi : 10.1115/1.3454611.
- [61] P.L. Ko. Heat Exchanger Tube Fretting Wear: Review and Application to Design. *Journal of Tribology* 1985 ; 107 : 149. doi : 10.1115/1.3261010.
- [62] M.B. Peterson. Design considerations for effective wear control. *Wear Control Handbook*, ASME 1980 : 413–473.
- [63] M.A. Shafia, T.S. Eyre. The effect of surface topography on the wear of steel. *Wear* 1980 ; 61 : 87–100. doi : 10.1016/0043-1648(80)90114-3.

- [64] R.D. Blevins. Fretting Wear of Heat Exchanger Tubes—Part II: Models. *Journal of Engineering for Power* 1979 ; 101 : 630–633. doi : 10.1115/1.3446632.
- [65] S.L. Rice, S.F. Wayne, H. Nowotny. Material transport phenomena in the impact wear of titanium alloys. *Wear* 1980 ; 65 : 215–226. doi : 10.1016/0043-1648(80)90024-1.
- [66] J.R. Barber. The Role of Elastic Tangential Compliance in Oblique Impact. *Journal of Tribology* 1981 ; 103 : 74. doi : 10.1115/1.3251617.
- [67] P.L. Ko. The significance of shear and normal force components on tube wear due to fretting and periodic impacting. *Wear* 1985 ; 106 : 261–281. doi : 10.1016/0043-1648(85)90112-7.
- [68] J.K. Lancaster. The Influence of Temperature on Metallic Wear. *Proceedings of the Physical Society Section B* 1957 ; 70 : 112–118. doi : 10.1088/0370-1301/70/1/316.
- [69] R. Blevins. Vibration-Induced Wear of Heat exchanger tubes. *Journal of Engineering Materials* 1985 ; 107. doi : 10.1115/1.3225772.
- [70] H.J. Connors. Flow-induced vibration and wear of steam generator tubes. *Nuclear Technology* 1981 ; 55 : 311–331. doi : 10.13182/NT55-311.
- [71] T. Frick, T. Sobek, J. Reavis. Overview on the Development and Implementation of Methodologies to compare vibration and wear of steam generators tubes. *Proceedings of the ASME Symposium on Flow-Induced Vibrations* 1984 ; 3 : 149–161.
- [72] N.J. Fisher, A.B. Chow, M.K. Weckwerth. Experimental Fretting-Wear Studies of Steam Generator Materials. *Journal of Pressure Vessel Technology* 1995 ; 117 : 312. doi : 10.1115/1.2842129.
- [73] P.J. Hofmann, T. Schettler, D.A. Steininger. PWR steam generator tube fretting and fatigue wear phenomena and correlations. *ASME Vibration and Noise* 1992 ; 1 : 211–236.
- [74] W.J. Stronge. Smooth dynamics of oblique impact with friction. *International Journal of Impact Engineering* 2013 ; 51 : 36–49. doi : 10.1016/j.ijimpeng.2012.08.001.
- [75] N. Maw, J.R. Barber, J.N. Fawcett. The oblique impact of elastic spheres. *Wear* 1976 ; 38 : 101–114. doi : 10.1016/0043-1648(76)90201-5.
- [76] A.-L. Kaiser, A. Le Bot, S. Bec, C. Langlade, J. Vernot, A. Le Bot, et al. Influence des paramètres mécaniques sur l'usure d'un contact tube-bague en conditions extrêmes. 17ème Congrès Français de Mécanique 2005 : 1–6.
- [77] A.-L. Kaiser. Caractérisations tribologiques d'un acier inoxydable γ sollicité en impacts-glissement dans un environnement sévère. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2005.
- [78] M.J. Puttock, E.G. Thwaite. Elastic Compression of Spheres and Cylinders at Point and Line Contact. *National Standards Laboratory Technical Paper* 1969 ; 25 : 64. doi : 10.11.584.7900.

- [79] J.A. Greenwood, J.B.P. Williamson. Contact of Nominally Flat Surfaces. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 1966 ; 295 : 300–319. doi : 10.1098/rspa.1966.0242.
- [80] K.L. Johnson. *Contact Mechanics*. vol. 133. Cambridge : Cambridge University Press ; 1985. doi : 10.1017/CBO9781139171731.
- [81] T. Souillart, E. Rigaud, A. Le Bot, C. Phalippou. Energy-based wear law for oblique impacts in dry environment. *Tribology International* 2017 ; 105 : 241–249. doi : 10.1016/j.triboint.2016.10.014.
- [82] T. Souillart, E. Rigaud, A. Le Bot, C. Phalippou, A. Le Bot, C. Phalippou, et al. Wear induced by stochastic sliding impacts. *ASME 2015 Press. Vessel. Pip. Conf., Boston : ASME* ; 2015, p. 1–6. doi : 10.1115/PVP2015-45811.
- [83] T. Souillart, E. Rigaud, A. Le Bot, C. Phalippou. Wear generated by sliding impacts. *Proceedings of Congrès Français de Mécanique* 2015 : 1–9.
- [84] Y. Kadmiri, E. Rigaud, J. Perret-Liaudet, L. Vary. Experimental and numerical analysis of automotive gearbox rattle noise. *Journal of Sound and Vibration* 2012 ; 331 : 3144–3157. doi : 10.1016/j.jsv.2012.02.009.
- [85] S.B. Ratner, E.E. Styller. Characteristics of impact friction and wear of polymeric materials. *Wear* 1981 ; 73 : 213–234. doi : 10.1016/0043-1648(81)90292-1.
- [86] E.E. Osakue, R.J. Rogers. An Experimental Study of Friction During Planar Elastic Impact. *Journal of Pressure Vessel Technology* 2001 ; 123 : 493. doi : 10.1115/1.1408304.
- [87] E. Rigaud, A. Le Bot, A. Le Bot. Influence of incidence angle on wear induced by sliding impacts. *Wear* 2013 ; 307 : 68–74. doi : 10.1016/j.wear.2013.07.015.
- [88] I.M. Hutchings. Deformation of metal surfaces by the oblique impact of square plates. *International Journal of Mechanical Sciences* 1977 ; 19 : 45–52. doi : 10.1016/0020-7403(77)90015-7.
- [89] T.M. Frick. An Empirical Wear Projection Technology With Steam Generator Tube Applications and Relations to Work-Rate and Wear Simulations/Tests. *ASME* 1997 ; 2 : 275–282.
- [90] P.J. Hofmann, T. Schettler, N. Wieling, D.A. Steininger. Influence of contact conditions on vibration induced wear of metals. *Nuclear Engineering and Design* 1990 ; 119 : 439–445. doi : 10.1016/0029-5493(90)90183-X.
- [91] T. Souillart, E. Rigaud, A. Le Bot, C. Phalippou. An energy approach for impact wear in water environment. *Wear* 2017 ; 376–377 : 738–746. doi : 10.1016/j.wear.2016.12.059.
- [92] R.M. Brach. Classical planar impact theory and the tip impact of a slender rod. *International Journal of Impact Engineering* 1993 ; 13 : 21–33. doi : 10.1016/0734-743X(93)90106-H.
- [93] R.M. Brach. Friction, Restitution, and Energy Loss in Planar Collisions. *Journal of Applied*

- Mechanics 1984 ; 51 : 164. doi : 10.1115/1.3167562.
- [94] I. Chung, M. Lee. An experimental study on fretting wear behavior of cross-contacting Inconel 690 tubes. Nuclear Engineering and Design 2011 ; 241 : 4103–4110. doi : 10.1016/j.nucengdes.2011.08.024.
- [95] M.-K. Lim, S.-D. Oh, Y.-Z. Lee. Friction and wear of Inconel 690 and Inconel 600 for steam generator tube in room temperature water. Nuclear Engineering and Design 2003 ; 226 : 97–105. doi : 10.1016/S0029-5493(03)00187-0.
- [96] Y.-H. Lee, H.-K. Kim, H.-D. Kim, C.-Y. Park, I.-S. Kim. A comparative study on the fretting wear of steam generator tubes in Korean power plants. Wear 2003 ; 255 : 1198–1208. doi : 10.1016/S0043-1648(03)00147-9.
- [97] S.-H. Jeong, C.-W. Cho, Y.-Z. Lee. Friction and wear of Inconel 690 for steam generator tube in elevated temperature water under fretting condition. Tribology International 2005 ; 38 : 283–288. doi : 10.1016/j.triboint.2004.08.012.
- [98] P.L. Ko. Wear of Power Plant Components Due to Impact and Sliding. Applied Mechanics Reviews 1997 ; 50 : 387. doi : 10.1115/1.3101724.
- [99] C. Phalippou, E. Herms, F. Ruffet. PWR steam generator tube and AVB wear under perpendicular impacting. ASME Press. Vessel. Pip. Conf. July 14–18, Paris, France : 2013, p. 1–10. doi : 10.1115/PVP2013-97263.
- [100] R. Fricke, C. Allen. Repetitive impact wear of steels. Wear 1993 ; 164 : 837–847. doi : 10.1016/0043-1648(93)90085-Z.
- [101] I. Finnie, D.H. McFadden. On the velocity dependence of the erosion of ductile metals by solid particles at low angles of incidence. Wear 1978 ; 48 : 181–190. doi : 10.1016/0043-1648(78)90147-3.
- [102] I.M. Hutchings. A model for the erosion of metals by spherical particles at normal incidence. Wear 1981 ; 70 : 269–281. doi : 10.1016/0043-1648(81)90347-1.
- [103] G.P. Tilly. Sand erosion of metals and plastics: A brief review. Wear 1969 ; 14 : 241–248. doi : 10.1016/0043-1648(69)90048-9.
- [104] I. Finnie. Some observations on the erosion of ductile metals. Wear 1972 ; 19 : 81–90. doi : 10.1016/0043-1648(72)90444-9.
- [105] S. Rice. Variations in wear resistance due to microstructural condition in high strength steel under repetitive impact. Tribology International 1979 ; 12 : 25–29. doi : 10.1016/0301-679X(79)90159-2.
- [106] J.-M. Georges. Frottement, usure et lubrification : tribologie ou science des surfaces. Paris : Editions CNRS ; 2000.
- [107] M. Sonka, V. Hlavac, R. Boyle. Image Processing, Analysis and Machine Vision. Boston, MA : Springer US ; 1993. doi : 10.1007/978-1-4899-3216-7.

- [108] N. Otsu. A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 1979 ; 9 : 62–66. doi : 10.1109/TSMC.1979.4310076.
- [109] P.L. Várkonyi, J.E. Laity. Formation of surface features on ventifacts: Modeling the role of sand grains rebounding within cavities. *Geomorphology* 2012 ; 139–140 : 220–229. doi : 10.1016/j.geomorph.2011.10.021.
- [110] P. Meakin, B. Jamtveit. Geological pattern formation by growth and dissolution in aqueous systems. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 2010 ; 466 : 659–694. doi : 10.1098/rspa.2009.0189.
- [111] G. Kermouche. Contribution à la modélisation théorique et numérique des essais d'indentation et de rayure. Thèse de doctorat, Ecole Centrale De Lyon, 2005.

Liste des figures

FIGURE 0.1 Schéma du principe de fonctionnement général d'une centrale nucléaire REP (source : CEA)	17
FIGURE 0.2 Vue éclatée d'un GV (source : ASN).....	18
FIGURE 0.3 Répartition des barres antivibratoires entre deux plans de tube d'un générateur de vapeur.....	18
FIGURE 0.4 Différents modes de dégradation observés sur le faisceau tubulaire des générateurs de vapeur (source : IRSN)	19
FIGURE 0.5 Evolution des causes de bouchage des tubes GV sur les réacteurs 1300 MWe en France (source : Mathon [2])	20
FIGURE 1.1 Formation d'un débris d'usure suite à un choc [32]	29
FIGURE 2.1 Schéma du banc d'essais d'impact (1 : Capteurs de déplacement, 2 : Pots vibrants, 3 : Masse additionnelle, 4 : Ressorts de liaison, 5 : Porte-échantillon de tube, 6 : Echantillon de tube GV, 7 : Porte-échantillon de BAV et échantillon de BAV, 8 : Capteur de force)	39
FIGURE 2.2 Photographie du banc d'essais d'impact.....	39
FIGURE 2.3 Schéma de principe de l'ensemble projectile. Lignes pointillées rouges : représentation de la localisation des faisceaux laser issus des deux capteurs de déplacement .	40
FIGURE 2.4 Photographie de l'ensemble projectile	40
FIGURE 2.5 Photographie des échantillons de tube GV et de BAV utilisés.....	41
FIGURE 2.6 Etat de surface d'un tube GV (a) et d'une BAV (b) à l'état neuf.....	42
FIGURE 2.7 Trajectoire de l'échantillon de tube GV dans son plan de mouvement. (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact (points : points de mesure, ligne pointillée : courbe de tendance)	46
FIGURE 2.8 Evolution temporelle des déplacements normal (ligne rouge continue) et tangentiel (ligne bleue pointillée). (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact.....	47
FIGURE 2.9 Illustration du suivi de la trajectoire du centre du tube par caméra rapide au cours de chocs à 30° d'incidence.....	47
FIGURE 2.10 Trajectoire du projectile mesurée avec les capteurs de déplacement (a) et avec la caméra rapide (b) au cours de chocs à 30° d'incidence. Ligne bleue pointillée : représentation d'une inclinaison de 30°.....	48
FIGURE 2.11 Trajectoire du projectile mesurée avec les capteurs de déplacement (a) et avec la caméra rapide (b) au cours de chocs à 60° d'incidence. Ligne rouge pointillée : représentation d'une inclinaison de 60°	48

FIGURE 2.12 Evolution temporelle du déplacement d'un objet mesuré avec le capteur Keyence (ligne bleue) et le vibromètre Polytec OFV 505 (ligne rouge)..... 49

FIGURE 2.13 Evolution temporelle de l'effort normal (ligne rouge continue) et de l'effort tangentiel (ligne bleue pointillée). (a) Echelle de temps longue, durant 4 impacts successifs. (b) Echelle de temps courte, durant un seul impact..... 50

FIGURE 2.14 Evolution temporelle des efforts (lignes continues) et des déplacements (lignes pointillées) au cours de trois chocs (a), et au cours d'un choc unique (b), après correction de la synchronisation. Lignes rouges : composante normale ; lignes bleues : composante tangentielle 51

FIGURE 2.15 Evolution temporelle des efforts normaux au cours d'un choc. Ligne rouge solide : effort mesuré avec le capteur du banc d'essais ; ligne noire pointillée : effort mesuré avec le capteur du marteau de choc..... 52

FIGURE 2.16 Evolution temporelle des efforts tangentiels au cours d'un choc. Ligne bleue solide : effort mesuré avec le capteur piézoélectrique ; ligne noire pointillée : effort mesuré avec le capteur du marteau de choc..... 52

FIGURE 2.17 Modèle dynamique du banc d'essais selon la direction normale 54

FIGURE 2.18 Percussion mécanique en fonction de la perte de vitesse normale pendant l'impact. Ligne noire pointillée : régression linéaire sur les points expérimentaux55

FIGURE 2.19 Evolution temporelle des efforts au cours et après un impact 60

FIGURE 2.20 Fonctions de réponse en fréquence de l'ensemble cible sous excitation normale (courbe rouge) et tangentielle (courbe bleue). 61

FIGURE 2.21 Evolution temporelle de l'effort normal pendant un impact : force de réaction expérimentale (-) ; force de réaction $kcxc$ simulée numériquement (- -) ; force de contact $keqxt$ simulée numériquement (-.) 62

FIGURE 2.22 Représentation schématique des composantes normales et tangentiels des vitesses et des angles avant et après impact..... 66

FIGURE 2.23 Evolution temporelle de l'effort normal (a) et du déplacement normal (b) au cours d'un impact principal suivi d'un impact secondaire 67

FIGURE 2.24 Evolution temporelle de l'effort filtré normal (rouge) et tangentiel (bleu) au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23. Croix noires : détection automatique des pics d'effort filtré..... 67

FIGURE 2.25 (a) Evolution temporelle de l'effort non filtré normal (rouge) et tangentiel (bleu) au cours des mêmes impacts que ceux représentés sur la figure 2.23. Croix noires : report des pics de la figure 2.24 ; grand triangle : détection du pic principal d'effort non filtré ; petits triangles : détection de l'instant initial et final du choc principal. (b) Evolution temporelle du déplacement normal (rouge) et tangentiel (bleu). Croix noires : détection automatique du pic de déplacement normal et report sur le déplacement tangentiel ; triangles violets : instants initiaux et finaux de la zone de calcul des vitesses incidentes normales et tangentielles ; triangles verts : instants initiaux et finaux de la zone de calcul des vitesses de rebond normales et tangentielles 67

FIGURE 2.26 Trajectoires du projectile dans le plan vertical (YZ) pour différents angles d'incidence : 5°, 15°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 65°, 70°, 85°..... 72

FIGURE 2.27 Densité de probabilité (a) et évolution temporelle (b) des angles d'impacts mesurés au cours d'essais de 20 h pour différentes consignes d'angles d'incidence : 5°, 15°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 65°, 70°, 85°	73
FIGURE 2.28 Densité de probabilité (a) et évolution temporelle des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 30° à 70° toutes les 200 secondes, et à énergie constante. Couleur : énergie incidente	73
FIGURE 2.29 Densité de probabilité et évolution temporelle des angles d'impacts mesurés au cours d'un essai de 20 h pour une consigne en angle d'incidence passant de 65° à 30° à la moitié de l'essai, et à énergie constante. Couleur : énergie incidente	74
FIGURE 2.30 (a) Evolution temporelle de l'angle d'incidence des impacts au cours d'un essai de rampe en angle à énergie incidente constante ; couleur : énergie incidente des impacts. (b) Evolution temporelle de l'énergie incidente des impacts au cours d'un essai de rampe en énergie à angle d'incidence constante ; couleur : angle d'incidence des impacts.....	74
FIGURE 3.1 Evolution temporelle des déplacements et des efforts au cours d'un impact à $\alpha_i = 10^\circ$ (a) et $\alpha_i = 50^\circ$ (b). Lignes continues : efforts ; lignes pointillées : déplacements ; lignes rouges : composante normale ; lignes bleues : composante tangentielle	79
FIGURE 3.2 Coefficient de restitution normal en fonction de l'angle d'incidence. Couleur : coefficient de restitution tangentiel ; ligne pointillée : régression linéaire des points expérimentaux définie par l'équation (3.2).....	80
FIGURE 3.3 Rapport de percussion en fonction de l'angle d'incidence. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond ; ligne pleine : rapport de percussion modélisé, défini par le système d'équations (3.16).....	82
FIGURE 3.4 Schéma de principe des phases de mouvement lors d'un impact dans le cas $\mu = \mu_c$	84
FIGURE 3.5 (a) Perte d'énergie normale adimensionnée TLn * pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution normal ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.20) ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.18) et de la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0-90° : $en = 0,80$. (b) Perte d'énergie tangentielle adimensionnée TLt * pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.21) ; ligne continue estimée à partir des équations (3.19) et (3.16).....	88
FIGURE 3.6 Perte d'énergie totale adimensionnée TL * pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne continue estimée à partir des équations (3.18), (3.19) et (3.16)	89
FIGURE 3.7 Evolution de la distance glissée au cours d'un impact lg en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport entre les durées d'impact tangentielle dt et normale dn ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27)	90
FIGURE 3.8 Coefficient de restitution en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en eau. Couleur : coefficient de restitution tangentiel ; ligne pointillée : régression linéaire des points expérimentaux définie par l'équation (3.28)	92

FIGURE 3.9 Rapport de percussion en fonction de l'angle d'incidence au cours d'impacts en eau. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond ; ligne estimée à partir de l'équation (3.29) 93

FIGURE 3.10 (a) Perte d'énergie normale adimensionnée $TL_n *$ pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution normal ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.20) ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.18) et de la valeur moyenne du coefficient de restitution sur la gamme 0-90° : $en = 0,86$. (b) Perte d'énergie tangentielle adimensionnée $TL_t *$ pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne pointillée estimée à partir de l'équation (3.21) ; ligne continue estimée à partir des équations (3.19) et (3.16)..... 95

FIGURE 3.11 Perte d'énergie totale adimensionnée $TL *$ pendant un impact en fonction de l'angle d'incidence α_i . Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion ; ligne continue estimée à partir des équations (3.18), (3.19) et (3.16) 96

FIGURE 3.12 Distance glissée en fonction de l'angle d'incidence α_i au cours d'impacts en eau. Couleur des points expérimentaux : rapport des durées d'impact dt / dn ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27) 97

FIGURE 3.13 Coefficient de restitution normal en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur : énergie incidente ; lignes pointillées : régressions linéaires des points expérimentaux définies par les équations (3.32) et (3.33) 99

FIGURE 3.14 Rapport de percussion en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur : angle de rebond ; lignes continues estimées à partir des équations (3.5) et (3.30)100

FIGURE 3.15 Perte d'énergie totale en fonction de l'énergie incidente pour des impacts réalisés au cours d'impacts à angle d'incidence constant égal à 45° en air (a) et en eau (b). Couleur des points expérimentaux : perte d'énergie tangentielle. Ligne noire : perte d'énergie TL calculée à partir de l'équation (3.17).....101

FIGURE 3.16 Distance glissée en fonction de l'énergie incidente Ti au cours d'impacts à angle d'incidence constant égal à 45° pour des impacts réalisés en air (a) et en eau (b). Couleur des points expérimentaux : rapport des durées d'impact dt/dn ; ligne continue estimée à partir de l'équation (3.27)102

FIGURE 4.1 Trace d'usure typique obtenue par interférométrie107

FIGURE 4.2 Trace d'usure observée par interférométrie et par microscopie optique. (a) Tube GV ; (b) BAV109

FIGURE 4.3 Profils de la trace usée du tube GV présentée figure 4.2 (a). (a) Selon l'axe X, à Y = 4,8 mm ; (b) selon l'axe Y, à X = 0,7 mm. Zone bleue : volume négatif $V -$; zone rouge : amas lié à de la déformation plastique ; zone jaune : débris d'usure110

FIGURE 4.4 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en air à énergie incidente constant égale à 0,45 mJ. Perte d'énergie adimensionnée (-) ; composante normale de la perte d'énergie adimensionnée (- -) ; composante tangentielle de la perte d'énergie adimensionnée (-.).....111

FIGURE 4.5 Trace d'usure observée par interférométrie et par microscopie optique. (a) Tube GV ; (b) BAV 113

FIGURE 4.6 Profils de la trace usée du tube GV présentée figure 4.5 (a). (a) Selon l'axe X , à $Y = 4,9$ mm ; (b) selon l'axe Y , à $X = 0,6$ mm. Zone bleue : volume négatif $V -$	114
FIGURE 4.7 Evolution temporelle du coefficient de restitution normal en au cours d'un essai long d'usure à incidence $ai = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : coefficient de restitution tangentiel et	115
FIGURE 4.8 Evolution temporelle du rapport de percussion μ au cours d'un essai long d'usure à incidence $ai = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : angle de rebond ar	116
FIGURE 4.9 Rapport de percussion à la fin de l'essai d'usure en fonction du paramètre de rugosité Rq de la trace d'usure ; ligne pointillée : régression linéaire	117
FIGURE 4.10 Evolution temporelle de la perte d'énergie adimensionnée $TL *$ au cours d'un essai long d'usure à incidence $ai = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : rapport de percussion μ	118
FIGURE 4.11 Evolution temporelle de la distance glissée lg au cours d'un essai long d'usure à incidence $ai = 30^\circ$. Couleur des points expérimentaux : durée d'impact tangentielle dt	119
FIGURE 4.12 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. Perte d'énergie adimensionnée (-) ; composante normale de la perte d'énergie adimensionnée (- -) ; composante tangentielle de la perte d'énergie adimensionnée (. .)	120
FIGURE 4.13 Volume d'usure par impact en fonction de la perte d'énergie totale TL (a) et tangentielle TLt (b), à angle d'incidence constant égal à 30° ; couleur : énergie incidente ; lignes pointillées : régressions linéaires	121
FIGURE 4.14 Volume d'usure total en fonction du nombre d'impacts, à angle d'incidence constant égal à 30° et énergie incidente constante égale à 0,35 mJ ; ligne pointillée : régression linéaire	122
FIGURE 4.15 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence et de la perte d'énergie totale (a) et de la perte d'énergie tangentielle (b) ; couleur : angle d'incidence ; lignes pointillées : régressions linéaires	123
FIGURE 4.16 Coefficients d'usure KTL (a) et $KTLt$ (b) en fonction de l'angle d'incidence ai , issus de la figure 4.15	124
FIGURE 4.17 Rapport entre le volume d'usure expérimental $Vexp -$ et le volume d'usure estimé à partir de l'équation (4.13) $Vmod -$ pour les essais longs réalisés en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ. Points ronds : essais à angle d'incidence constant pendant 20 h ; points carrés : essais à angle d'incidence passant de la valeur $ai1$ à la valeur $ai2$ toutes les 200 secondes ; points étoiles : essais à angle d'incidence passant de la valeur $ai1$ à la valeur $ai2$ à la moitié de l'essai	125
FIGURE 4.18 Profondeur usée $h0$ en fonction du volume usé total $V -$ pour les essais d'impacts réalisés en eau. Couleur des points expérimentaux : aire apparente usée A	128
FIGURE 5.1 Dureté en fonction de la profondeur sous la surface non-usée du tube GV (trait pointillé) et sous la surface usée du tube GV (trait plein)	133
FIGURE 5.2 Microstructure du tube GV sous la zone usée au grossissement x 2000	134
FIGURE 5.3 Image MEB de la zone usée du tube GV (a) et de la BAV (b) au grossissement x 2000	134

FIGURE 5.4 Image MEB d'une strie micrométrique observée sur le tube GV (a) et sur la BAV (b). Lignes rouges : lignes d'estimation de la composition chimique du matériau en surface . 135

FIGURE 5.5 Composition massique le long de la strie micrométrique du tube GV (a) et de la BAV (b)..... 135

FIGURE 5.6 Etapes du processus de segmentation et d'extraction des caractéristiques de chaque strie. (a) Image interférométrique de départ ; (b) Redressement de la surface ; (c) Segmentation de l'image ; (d) Extraction des caractéristiques de chaque strie ; (e) Reconstruction tridimensionnelle de chaque strie 138

FIGURE 5.7 Histogrammes des caractéristiques des n stries extraites à partir de l'analyse de la zone usée de la figure 5.6. (a) Volume V_{strie} ; (b) longueur L_{strie} (bleu) et largeur l_{strie} (rouge) ; (c) profondeur minimale h_{strie} ; (d) aire usée apparente A_{strie} ; (e) excentricité e_{strie} ; (f) orientation a_{strie} par rapport à l'axe X 140

FIGURE 5.8 Surfaces usées du tube GV et de la BAV suite à un essai long d'impacts obliques en eau141

FIGURE 5.9 Surfaces usées du tube GV et de la BAV suite à un essai long d'impacts obliques en eau142

FIGURE 5.10 Murs de grotte présentant des faciès d'usure composés de formes en coquille. Source : Meakin [110]..... 142

FIGURE 5.11 Illustration d'un impact intervenant au cours de la phase d'usure stationnaire du scénario d'endommagement proposé. Forme gris foncé : débris d'usure ; solide gris clair supérieur : tube GV ; solide gris clair inférieur : BAV 143

FIGURE 5.12 Fraction $wind$ de l'énergie perdue au cours d'un impact TL correspondant à la dissipation pendant la phase d'indentation, déterminée à partir de l'équation (5.4) et la figure 4.16 (a) ; courbe pointillée : reprise des deux régimes de la figure 4.16 (a) ; courbe continue : fonction sinus 145

FIGURE 5.13 Volume d'usure par impact en fonction de l'angle d'incidence pour des essais en eau à énergie incidente constante égale à 0,35 mJ ; courbe noire : modèle énergétique avec dépendance à la perte d'énergie totale TL 146

FIGURE 5.14 Configurations géométriques simplifiées du contact entre le tube GV et la BAV utilisées pour le calcul de la profondeur usée maximale en fonction du volume usé 148

FIGURE 5.15 Profondeur usée maximale h_0 en fonction du défaut de parallélisme α sur l'intervalle $0^\circ - 45^\circ$ (a) et $0^\circ - 1^\circ$ (b). Courbe bleue : arrondi de BAV nul ; courbe rouge : arrondi de BAV $r = 1$ mm 150

FIGURE 5.16 Profondeur maximale usée estimée à partir de l'équation (5.53) en fonction de la profondeur observée expérimentalement sur les essais réalisés en eau. Couleur : aire de la zone usée ; courbe pointillée : $h_0 = h_{0exp}$ 151

FIGURE 5.17 Profondeur usée maximale h_0 en fonction du volume d'usure V -, pour un défaut de parallélisme $\alpha = 0,1^\circ$ (a) et $\alpha = 1^\circ$ (b). Courbe noire : modèle combiné final ; courbe bleue : modèle dans le cas usure sur arête ; courbe rouge : modèle dans le cas usure sur largeur totale de la BAV 151

Liste des tableaux

TABLEAU 2.1 Composition chimique massique de l'Inconel 690 et de l'acier 410s..... 42

TABLEAU 2.2 Propriétés mécaniques de l'Inconel 690 et de l'acier 410s 43