



N°d'ordre NNT : 2019LYSEI106

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
INSA Lyon

Ecole Doctorale MEGA N°162
Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité : Génie mécanique

Confidentiel

Soutenue publiquement le 04/12/2019, par :
Martial CROZET

Analyse tribologique du contact siège-soupape d'un moteur diesel

Devant le jury composé de :

GADIOU, Roger

Professeur, IS2M de Mulhouse

Président

BRUNETIERE, Noël
DENAPE, Jean
BOHER, Christine
RICHARD, Caroline
JONES, David

Directeur de recherche CNRS, Université de Poitiers
Professeur, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes
Maître assistante (HDR), IMT-Mines-Albi-Carmaux
Professeure, Université François-Rabelais de Tours
Ingénieur responsable composant, Renault Trucks

Rapporteur
Rapporteur
Examinatrice
Examinatrice
Examineur

BOU-SAID, Benyebka
BERTHIER, Yves

Professeur, INSA-Lyon
Directeur de recherche CNRS, émérite, INSA-Lyon

Directeur de thèse
Co-directeur de thèse

Département FEDORA–INSA Lyon - Ecoles Doctorales–Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr INSA : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI École Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Écully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Philippe NORMAND UMR 5557 Lab. d'Ecologie Microbienne Université Claude Bernard Lyon 1 Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX philippe.normand@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean CAPELLE INSA de Lyon 69 621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04.72.68.49.16 emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Luca ZAMBONI Bât. Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.26.23.45.52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA de Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69 621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Véronique GUICHARD INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 veronique.cervantes@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science

Pour des raisons de confidentialité, certains passages du texte, certaines figures ainsi que des échelles de graphiques ont dû être retirés du corps de cette thèse.

Remerciements

Ce travail de thèse est le fruit d'une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique du Contact et des Structures (LaMCoS) et le département Base Engine de la société Renault Trucks. Cette collaboration a fait l'objet d'un contrat Cifre piloté par l'Association Nationale Recherche Technologie (ANRT).

Je tiens à remercier en premier lieu mon directeur de thèse Benyebka Bou-Saïd (Ben) pour son aide précieuse durant les phases de doute que j'ai pu rencontrer pour orienter mon sujet. La liberté qu'il m'a laissée m'a permis de découvrir de nombreux aspects de la tribologie tant du côté de la modélisation que du côté de l'expérimentation. Son réalisme technique et administratif m'a permis de soutenir ce projet avant la fin de l'année 2019 ce qui était l'objectif initial. Finalement, sa bienveillance et ses encouragements m'ont permis une meilleure gestion de mon stress tout au long de ce projet.

Je remercie tout particulièrement Yves Berthier, mon codirecteur de thèse pour le temps qu'il a pris à me transmettre une petite partie de son immense savoir tribologique. Les longues séances de discussions au sujet des analyses morphologiques des surfaces, des moyens expérimentaux à mettre en œuvre, de mon état d'esprit, et finalement de mon avenir me manqueront. À l'avenir, j'espère de tout cœur pouvoir mettre en place des projets en collaboration avec le LaMCoS pour continuer de partager cette passion de la tribologie.

Mes remerciements vont ensuite à David Jones mon encadrant au sein de l'entreprise Renault Trucks. Je le remercie pour son investissement dans le projet et pour son enthousiasme scientifique qui m'ont, une nouvelle fois permis d'explorer le sujet avec beaucoup de liberté. Son encadrement a été constant tout au long de la thèse malgré les nombreuses réorganisations qui nous ont affectés directement ce qui ajoute encore à ma reconnaissance. Je remercie également les membres du plateau Base Engine qui m'ont aidé.

Je remercie vivement Monsieur Noël Brunetière et Monsieur Jean Denape pour avoir accepté de rapporter ma thèse et pour les remarques faites qui m'ont aidé à prendre encore un peu plus de recul sur le travail que j'ai réalisé avec souvent la « tête dans le guidon ». Je remercie également Madame Christine Boher, Madame Caroline Richard ainsi que Monsieur Roger Gadiou pour avoir participé au jury de cette thèse.

Je remercie Régis Dufour et Eric Chatelet pour leur confiance accordée dans l'adaptation du moyen expérimental nommé le « Cube ». Grâce à cette collaboration entre l'équipe TMI et DCS nous avons pu produire des résultats très intéressants et uniques en reproduisant le fonctionnement local du moteur, mais sans moteur.

Pour leur aide précieuse dans la mise en place, à l'INSA de Lyon, des différents bancs d'essais durant ma thèse, je remercie Amandine Paquet, Franck Legrand, Aurélien Saulot et Romain Trunfio. Sans cette diversité de leurs compétences et sans leur soutien moral, il aurait été difficile de réaliser des essais si « exotiques ».

Au sein de Renault Trucks, je tiens à remercier les membres du laboratoire matériaux, Gwenalle Dourlen, Pierre Carez, Amandine Boucaud, Pascal Mattone, Magalie Tixier et Xavier Demonet pour leur accueil formidable malgré une présence très furtive. Je remercie également Cyril Stalle, Melen Le Moigne, Joël Lucas, Jean-Claud Racault pour leur soutien technique lors de l'adaptation du banc d'essai de culbuterie au sein de l'entreprise. De la même façon, je tiens à remercier Lucas Deschayer, Gaël LeGuellec, Nacer Souid, Sebastien Buffier, Staphane Ravaz, Franck De Falco et Claude Berail qui m'ont facilité la vie dans l'obtention de pièces détachées nécessaires à la mise en place de la démarche expérimentale.

Ma thèse a été ponctuée par différents déplacements pour rencontrer les autres acteurs du groupe Volvo. Pour leur accueil et le partage de leur savoir, je remercie, en Suède, Mark Fowell, Joachim Sjöman et Per Person, et pour le Japon, Yousuke Nagakura-san et Keisuke Yari-san.

Un grand merci à mes collègues et amis du Laboratoire. Merci Manu pour ton rôle de secrétaire tu m'as vraiment aidé pour le bon déroulement de cette thèse et en tant qu'ami tu as été d'un grand soutien. Merci aux doctorants du 2^{ème} et du 3^{ème} étage pour leur bonne humeur (ils se reconnaîtront). À toutes les personnes avec qui j'ai partagé notre super bureau, Julian, Serge, Maria, Samy, Leo, Alessandro et en particulier à mes deux amis long-courrier Loïc et

Pierrick, merci pour tous les bons moments passés ensemble à regarder des vidéos peu intelligentes, mais toujours amusantes dans nos instants de difficultés.

Finalement, je remercie mes parents et mes soeurs qui durant toutes ces années d'étude ont toujours été présents pour m'encourager à leur manière (bon petit plat, oreille attentive, conseils en tout genre, repas en famille...). Un merci particulier à Gilliane, ma conjointe, qui m'as supporté durant ces années difficiles et avec qui je partage tant de bons moments depuis le lycée.

Un grand merci à tous !

Résumé

Au sein du moteur diesel, le contact siège-soupape est l'un des rares contacts secs. Cette absence de lubrification couplée avec la répétition des cycles de combustion (500 millions) et les conditions sévères de fonctionnement (pression de combustion de 18 MPa) l'expose à des dégradations importantes. Celles-ci se matérialisent par des enlèvements de métal au niveau de la soupape d'admission, aboutissant à terme à des fuites de gaz et au dysfonctionnement du moteur.

Dans ce contexte, l'objectif est de comprendre les mécanismes de dégradation du contact siège-soupape, afin d'identifier les paramètres influençant l'usure et de proposer des solutions correctives. Pour y répondre, la démarche choisie s'appuyant sur les notions de triplet tribologique et de débit de matière au sein du contact a fait intervenir une double analyse numérique et expérimentale.

Un modèle dynamique et un banc de culbuterie ont permis de montrer que les débits d'usure pouvaient être activés par l'architecture du mécanisme d'ouverture de la soupape. Par conséquent, la limitation de ces débits est obtenue par le contrôle de la géométrie « globale » du système et donc sans modification des matériaux. De la même manière, un modèle par éléments finis se focalisant sur la réponse locale des 1^{ers} corps (siège-soupape) a permis de mettre en évidence l'impact de la géométrie « locale » du contact. Le changement de cette géométrie est un levier pour limiter le cisaillement des 1^{ers} corps ce qui réduit l'arrachement de particules (débit source interne) et donc l'usure.

Enfin, des essais réalisés sur le moteur et sur un banc d'essais spécifiquement adapté ont permis de finaliser la compréhension des mécanismes de dégradation (débit source, débit d'usure...). Les interprétations morphologiques des faciès d'usure du contact en termes de débits de matière ont permis de comprendre les mécanismes de formation d'une couche protectrice : le 3^e corps (débit interne). Une solution pour favoriser ce débit interne est l'utilisation optimisée de polluants issus de la combustion. Par exemple, l'huile brûlée dans le contact (débit source externe), qui est *a priori* néfaste, devient ici une opportunité. De la même manière, les hydrocarbures imbrûlés issus de la combustion du biodiesel contribuent à protéger le contact.

Abstract

Within diesel engines, the valve-seat contact is one of the few non-lubricated contacts. Due to the lack of lubrication it is exposed to significant degradation. It is put in evidence by material removal at the intake valve. This material pull out is promoted by the replication of combustion cycles (500 million) and by severe operating conditions (pressure 18 MPa). The wear can possibly lead to gas leakage and to the engine failure.

In this context, the target of this work was to understand degradation mechanisms of the valve-seat contact in order to identify parameters affecting its wear. To address this question, the chosen approach based on the tribological triplet and material flows within the contact involved a double numerical and experimental vision.

A dynamic model and a valvetrain test bench showed that the wear flows could be activated by the architecture of the valve opening system. Therefore, the limitation of these flows is obtained by the control of the "global" geometry of the system and thus without modification of materials. In the same way, a finite element model focusing on the local response of the 1st bodies (seat-valve) made it possible to highlight the impact of the "local" geometry of the contact. The change of this geometry is a lever to limit shear stresses applied to 1st bodies which reduces the tearing of particles (internal source flow) and therefore wear.

Finally, tests carried out on the engine and on a specifically adapted test bench made it possible to finalize the understanding of degradation mechanisms (source flow, wear flow ...). Morphological interpretations of worn surfaces in terms of material flows made it possible to understand the build up stages of a protective layer : the 3rd body (internal flow). One solution to promote this internal flow is the optimized use of pollutants from combustion. For example, the burned oil in contact (external source flow), which is *a priori* harmful, becomes an opportunity here. In the same way, un-burned hydrocarbons from the combustion of biodiesel help to protect the contact.

Table des matières

Introduction	1
Chapitre 1 : Dégradation du contact, approche déjà mise en place et apport du scénario tribologique	3
1.1 Description du rôle du contact siège-soupape d'admission d'air.....	3
1.1.1 Le contact siège-soupape au sein du moteur	3
1.1.2 Enjeux économiques de la dégradation du contact siège-soupape	4
1.2 Évolution des conditions de fonctionnement du moteur diesel	4
1.2.1 Législation environnementale et impact sur le contact siège-soupape	4
1.2.2 Étude et limites de la littérature	6
1.3 Données industrielles Volvo.....	9
1.3.1 Gamme des moteurs Volvo Medium Duty et perception de la diversité des conditions de fonctionnements.....	9
1.3.2 Procédure de développement	11
1.3.3 Production et contrôle de l'assemblage du moteur	12
1.3.4 Données concernant le contact siège-soupape.....	13
1.4 Scénario tribologique appliqué au cas du contact siège-soupape.....	15
1.4.1 Schéma tribologique de base pour la mise en place d'une analyse systémique du contact siège-soupape	15
1.4.2 Travaux tribologiques de la littérature appliqués au cas du contact siège-soupape	16
1.4.3 Synthèse de la méthodologie tribologique adoptée	17
Chapitre 2 : Géométrie et dynamique du système de culbuterie conditionnant la réponse du contact siège-soupape	19
2.1 Fonctionnement et dimensionnement du système de culbuterie	19
2.1.1 Mouvement de la soupape via le système de culbuterie	19
2.1.2 La géométrie de l'arbre à cames à l'origine du mouvement des soupapes	20
2.1.3 Paramètres de fonctionnement imposés au système de culbuterie par la combustion.....	21
2.2 Outils numériques et expérimentaux pour une description de la dynamique du contact.....	23
2.2.1 Présentation du modèle corps rigides	23
2.2.2 Présentation du banc culbuterie et de l'instrumentation spécifique	25
2.3 Caractérisation de la réponse dynamique de la soupape lors de l'impact.....	26
2.3.1 Les différentes phases de la vie du contact	26
2.3.2 Position ouverte du contact.....	27
2.3.3 Impact	27
2.3.4 Glissement.....	31
2.3.5 Vibration du contact	32
2.3.6 Rotation des soupapes.....	33
2.4 Conclusions intermédiaires.....	35
Chapitre 3 : Dynamique locale et sollicitations mécaniques dans les 1 ^{ers} corps	37

3.1	Description des 1 ^{ers} corps : Géométrie du contact siège-soupape	37
3.2	Outil numérique pour l'instrumentation du contact	38
3.2.1	Présentation du modèle éléments finis (EF) élastique	38
3.2.2	Données imposées au contact siège-soupape.....	39
3.2.3	Evaluation de l'influence de la taille du maillage.....	40
3.2.4	Influence de la loi de contact utilisée	41
3.3	Application de la pression de combustion et réponse des 1 ^{ers} corps	42
3.4	Comportement des 1 ^{ers} corps lors de l'impact.....	43
3.5	Variation de l'angle du contact	45
3.6	Effet de la température sur la géométrie	53
3.7	Problématique d'alignement	54
3.8	Synthèse intermédiaire	57
Chapitre 4	: Analyse locale du contact, le 3 ^e corps à l'interface entre les deux 1 ^{ers} corps	59
4.1	Le circuit tribologique : principe de conservation et de circulation de la matière	59
4.2	Présentation des moyens expérimentaux mis en œuvre pour analyser les mécanismes d'usure	61
4.2.1	Essais moteur longue durée	61
4.2.2	Essais moteur courte durée	61
4.2.3	Essais moteur courte durée avec l'utilisation de marqueurs surfaciques	62
4.3	Banc d'essais analytique : adaptation du « Cube ».....	62
4.3.1	Bancs d'essais de la littérature pour la caractérisation du contact siège-soupape.....	62
4.3.2	Cahier des charges pour la mise en place du banc d'essais au sein du LaMCoS	64
4.3.3	Outil expérimental initialement prévu pour l'étude du contact siège-soupape	67
4.3.4	Choix des moyens expérimentaux	68
4.3.5	Présentation de l'adaptation du « Cube »	70
4.4	Identification des 1 ^{ers} corps comme sites d'accommodation et source de matière dans le contact	76
4.4.1	Présentation de la composition du siège et de la soupape	76
4.4.2	Identification des 1 ^{ers} corps comme sites d'accommodation privilégiés.....	78
4.4.3	Influence de la sollicitation sur l'écoulement plastique de la matrice du siège	80
4.4.4	Détermination du rôle du lubrifiant solide CaF ₂ incorporé dans le siège	81
4.4.5	Synthèse des débits de matière issus des 1 ^{ers} corps	83
4.5	Identification des étapes de formation du 3 ^e corps dans différentes conditions de fonctionnement et conséquence sur les niveaux de dégradation	84
4.5.1	Cas d'une admission d'air simple.....	84
4.5.2	Cas d'une admission d'un mélange d'air et de gaz d'échappement (EGR).....	85
4.5.3	Cas d'une admission de gaz associée à une pollution par de l'huile	89
4.5.4	Modulation de la formation du 3 ^e corps avec l'utilisation de Biodiesel	92
4.5.5	Synthèse du circuit tribologique pour différentes configurations.....	94
Chapitre 5	: Voies d'amélioration techniques offertes par la tribologie	98

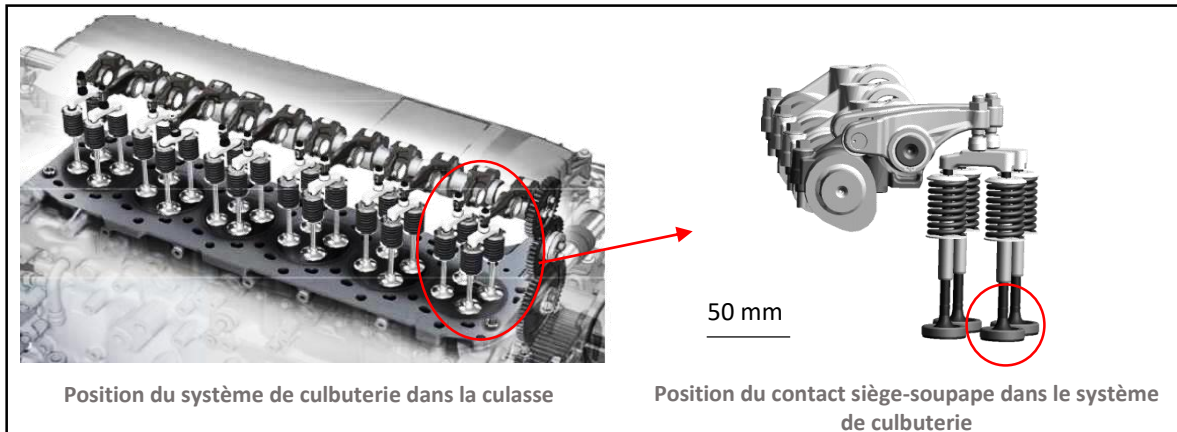
5.1	Qualification des débits clés pour la protection du contact	98
5.2	Implantations industrielles	101
5.2.1	Modification de l'angle de contact	101
5.2.2	Usinage du guide et du siège sur moteur pour améliorer le centrage	101
5.2.3	Suppression de la rotation de soupape	102
5.2.4	Usinage de la culasse pour le démontage du siège	102
5.2.5	Utilisation des sièges rejetés et suppression d'une étape de fabrication pour les soupapes	103
5.3	Voies d'amélioration proposées pour moduler la dégradation du contact	103
5.3.1	Changement de la matière du siège	103
5.3.2	Imprégnation du siège par l'huile moteur avant assemblage	103
5.3.3	Modification de la rugosité pour favoriser l'accumulation du 3 ^e corps.....	107
5.4	Perspectives techniques issues du travail proposé	110
5.4.1	Modification de la dynamique du contact avec l'utilisation d'actionneurs mono-axiaux.....	110
5.4.2	Amélioration du modèle numérique par éléments finis et opportunité offerte par la modélisation par éléments discrets	112
5.4.3	Instauration d'un débit de recirculation par magnétisation de la soupape	113
5.5	Conclusions : méthodologie pour l'étude du contact siège-soupape	114
Conclusions et perspectives.....		116
Bibliographie		120
Annexe		126
Annexe 1 : Teneur maximale en soufre des carburants dans le monde.....		126
Annexe 2 : Plages de fonctionnement en fonction des différentes applications		127
Annexe 3 : Pourcentage des ventes 2017 de la gamme Medium Duty avec les cylindrés et les puissances associées		128
Annexe 4 : Cycle moteur appliqué durant 1000h lors des essais TC206 destructifs		129
Annexe 5 : Plan et composition d'un siège et d'une soupape		130
Annexe 6 : Gestion du contact avec le logiciel ADAMS		132
Annexe 7 : Plan du support pour les miroirs.....		134
Annexe 8 : Mesure de l'alignement entre le guide de soupape et le siège.....		136
Annexe 9 : Mesure des pressions de contact lors de l'impact.....		139
Annexe 10 : Tentative de mesure de la longueur de glissement lors de l'impact sur le banc d'essais de culbuterie		140
Annexe 11 : Mesure des pressions de contact lors de l'impact.....		141
Annexe 12 : Mesure des températures réalisées par les fournisseurs.....		142
Annexe 13 : Zone de contact en fonction de la distance de décalage induite entre le siège et le guide.....		144
Annexe 14 : Indentation et visualisation au MEB des surfaces de contact		146
Annexe 15 : Caractéristiques du banc expérimental Impact 2		149

Annexe 16 : Calcul des forces et vitesses admissibles pour l'utilisation des différents actionneurs piézo-électriques	150
Annexe 17 : Documentation technique du « Cube »	153

Introduction

Au début du 20^e siècle pour répondre aux besoins de transport de marchandises, les camions à moteur thermique entrent dans l'ère industrielle avec des acteurs tels que Berliet en France et Volvo en Suède.

Le moteur diesel est utilisé de manière continue depuis plus d'un siècle. Ainsi, de nombreuses solutions technologiques ont été adoptées au fil du temps pour améliorer ses performances et sa fiabilité. Le système de culbutterie permettant le contrôle des flux gazeux via le mouvement des soupapes ne fait pas exception à cette diversification. Il persiste cependant au sein de ce système un contact qui n'a pratiquement pas évolué malgré de nombreuses études. Il s'agit du contact siège-soupape.



Ce contact permet le passage des gaz lorsqu'il est ouvert et assure l'étanchéité de la chambre de combustion en position fermée. Depuis le début des années 2000 et a fortiori avec la mise en place des normes antipollution européennes, le contact siège-soupape fait l'objet d'une forte attention. Au sein du moteur, malgré les idées reçues, ce n'est pas la zone d'échappement mais la zone d'admission qui subit des dégradations importantes. L'arrachement de matière au niveau de ce contact provoque dans un premier temps une diminution du rendement de la combustion et peut à terme donner lieu à des fuites qui entraînent des dysfonctionnements immobilisant le véhicule.

Renault Trucks en collaboration avec le LaMCoS¹ souhaite approfondir son niveau de connaissance sur le sujet afin de proposer de nouvelles configurations du contact siège-soupape pour assurer son fonctionnement sur le long terme tout en réduisant le temps de développement associé. À l'heure actuelle, les tests de validation de nouvelles propositions sont réalisés par le biais d'essais de durabilité sur des moteurs en cellule. Le coût relatif de tels essais étant important, leur nombre a été réduit de manière drastique depuis les 5 dernières années. De plus, la difficulté majeure dans ce type d'approche (échelle 1) provient du fait que le contact est confiné et donc difficile à instrumenter. Les informations extraites de ces essais destructifs ne permettent pas la compréhension des causes à l'origine de la dégradation. Il est donc difficile d'en dégager des solutions pertinentes.

Pour répondre aux attentes de Renault Trucks, une méthodologie a été construite pour comprendre les mécanismes de dégradation du contact siège-soupape afin de proposer des voies d'amélioration pour assurer l'étanchéité du contact en réduisant les «niveaux de dégradation». Cette démarche s'appuie sur le triplet tribologique faisant intervenir le mécanisme de culbutterie, l'environnement du contact, le comportement des 1^{ers} corps qui sont le siège et la soupape et finalement le comportement du 3^e corps qui est une couche de matière qui sépare le siège et la soupape. La mise en place de cette approche systémique et les résultats correspondants, sont décrits à travers 5 chapitres.

Le chapitre 1, permet de faire l'état des lieux sur les informations qui portent sur le contact. La définition du rôle du contact siège-soupape est un prérequis pour comprendre les enjeux économiques liés à la durabilité de ces deux composants. Cette durabilité est remise en cause par les modifications de la législation. Celle-ci vise à limiter la pollution résultante de l'utilisation du moteur qui a contribué au réchauffement climatique et à des problèmes de

¹ Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures

santé publique. Pour répondre à ces enjeux sociétaux, les fabricants de véhicules à moteur thermique se focalisent sur l'amélioration de la combustion, c'est ensuite aux composants de s'adapter. Pour finaliser le bilan sur les informations à disposition avant le début du projet, une analyse de la littérature est réalisée et complétée par les éléments de connaissance interne à la société Renault Trucks. Sur la base de cet état de l'art, l'apport de la méthodologie tribologique retenue est argumenté et présenté. Cette méthode est ensuite exploitée le plus rigoureusement possible malgré son aspect phénoménologique.

Le chapitre 2, débute l'analyse tribologique du contact siège-soupape en étudiant la réponse dynamique du système de culbuterie, qui permet l'ouverture et la fermeture des soupapes. Pour ce faire, une double approche numérique et expérimentale est mise en place. Le confinement du système de culbuterie rend l'instrumentation difficile. Pour pallier cette limite et comprendre l'influence de la dynamique du système sur la vie du contact, un modèle dynamique corps rigides est utilisé. Pour valider, la représentativité d'un tel modèle, un banc d'essais de culbuterie entraîné (cf. paragraphe 2.2.2) a été spécifiquement adapté et instrumenté.

Sur la base de l'analyse dynamique réalisée dans le chapitre 2, la dynamique locale des 1^{ers} corps est étudiée dans le chapitre 3 à l'aide d'un modèle éléments finis (EF). L'instrumentation numérique permise par le modèle numérique par éléments finis donne accès aux énergies et aux contraintes mises en jeu lors de l'impact et de la combustion. Ce modèle représentatif des sollicitations mécaniques du contact permet d'évaluer l'intérêt de la modification de la géométrie locale. L'étude paramétrique rendue possible par l'utilisation d'un modèle EF a permis l'évaluation de l'influence des désalignements entre le siège et le guide de soupape et des gradients thermiques sur la concentration des contraintes.

Le chapitre 4 se focalise quant à lui sur la détermination des « mécanismes d'usure » à proprement parler. Pour ce faire, différents essais sont mis à profit. Les tests de durabilité ont permis de mettre en évidence l'influence du milieu ambiant sur le fonctionnement du contact. Cependant, la complexité des sollicitations appliquées durant ce type d'essai n'a pas rendu possible l'interprétation des morphologies en termes de débits de 3^e corps. Pour améliorer le niveau de compréhension, des essais moteur de courte durée (2h) dans des conditions stables de fonctionnement ont été mis en place. Ceux-ci ont permis d'identifier les sièges comme le site d'accommodation privilégié mais la variabilité induite par l'architecture du moteur restait un frein pour la compréhension. Finalement, la mise en place d'un essai spécifique issu de l'adaptation d'un actionneur 6 axes nommé le « Cube » (cf paragraphe 4.3.5) a permis l'évaluation de l'impact des paramètres tels que la température, l'apport de carburant ou l'apport d'huile sur la vie du contact. Les interprétations ont été rendues possibles par les analyses morphologiques des surfaces, réalisées notamment, avec l'utilisation d'un microscope électronique à balayage.



Dans le chapitre 5, sur la base de l'ensemble du travail réalisé, des améliorations applicables industriellement sont apportées afin de limiter l'usure du contact siège-soupape et cela pour assurer l'étanchéité sur une plus longue période. Finalement, la possibilité de moduler la formation d'un 3^e corps protecteur est proposée et illustre l'intérêt de l'approche tribologique choisie, pour optimiser le fonctionnement du contact sec. Le sujet de thèse étant vaste et complexe, les conclusions et perspectives fournissent des pistes de réflexion pour poursuivre le travail débuté.

Chapitre 1 : Dégradation du contact, approche déjà mise en place et apport du scénario tribologique

L'admission et l'échappement de l'air au sein du moteur diesel sont contrôlés par l'ouverture et la fermeture des soupapes via le système de culbutterie. Le contact entre le siège et la soupape est une zone complexe. De multiples facteurs interviennent : sollicitations mécaniques, gradients thermiques, environnement de combustion... L'état de l'art présenté dans ce chapitre a pour but d'exposer le niveau actuel de connaissance concernant le contact siège-soupape au sein du moteur diesel, mais également de considérer l'approche tribologique pour l'étude de cette problématique.

1.1 Description du rôle du contact siège-soupape d'admission d'air

1.1.1 Le contact siège-soupape au sein du moteur

Le contact siège-soupape qui fait l'objet de cette thèse est situé dans la culasse au plus près de la chambre de combustion. Le fonctionnement du moteur diesel se caractérise par 4 phases (Figure 1). Il permet la conversion de l'énergie chimique issue de la combustion de carburant en une énergie mécanique via le déplacement du piston dans le cylindre. Hormis le cas d'étude du monocylindre, les moteurs diesel sont formés de plusieurs cylindres qui permettent l'homogénéisation de la force motrice par le biais du phasage du vilebrequin.

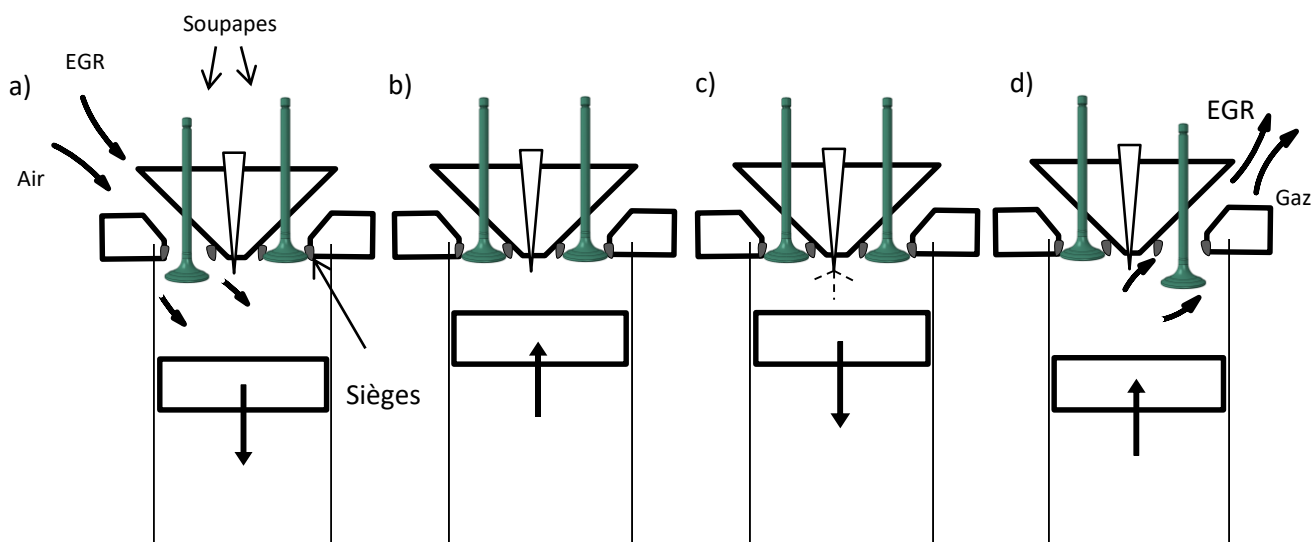


Figure 1 : Cycle du moteur diesel 4 temps avec mise en évidence du mouvement des soupapes, a : Admission, b : Compression, c : Détente/explosion, d : Echappement

Dans ce système, le nombre de soupapes peut varier, classiquement, pour un cylindre, deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement sont présentes. Elles ont deux rôles capitaux, le premier est d'assurer les échanges gazeux dans la chambre de combustion nécessaires à cette combustion. Cette action doit être effectuée le plus rapidement possible, car l'intervalle de temps entre deux combustions est court (inférieur à 100 ms). Ensuite, lors de la phase de combustion le contact entre la soupape et le siège doit être hermétique au gaz pour convertir le maximum d'énergie de combustion en énergie mécanique. L'étanchéité permet également de protéger des hautes pressions et des hautes températures les organes mécaniques contenus dans la culasse.

La dégradation du contact entre la soupape et le siège (Figure 2) a pour conséquence la diminution de la levée de la soupape qui ne permet plus l'apport et l'évacuation optimale des gaz ce qui dégrade la qualité de la combustion. De plus, en position fermée, cet enlèvement de matière entraîne une augmentation de la taille de la chambre de combustion et peut être à l'origine d'une étanchéité imparfaite de la chambre, créant dans le même temps des points chauds. Les conséquences à court terme sont la diminution du rendement énergétique du moteur et l'augmentation

des niveaux de pollution. Sur la durée, les pertes de matière au niveau du contact peuvent entraîner des fuites qui vont mener à la destruction de la soupape, du piston et donc du moteur.

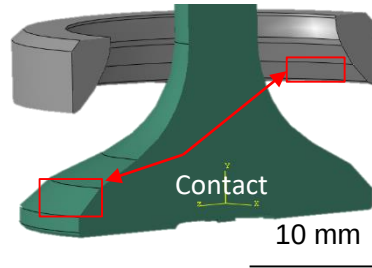


Figure 2 : Localisation précise du contact siège-soupape

La compréhension des mécanismes de dégradation du contact siège-soupape présente donc des enjeux économiques importants qui sont discutés dans le paragraphe 1.1.2.

1.1.2 Enjeux économiques de la dégradation du contact siège-soupape

L'industrie du poids lourd diffère par rapport à celle de l'automobile, car les clients sont des sociétés qui se servent de leurs véhicules comme d'un outil de travail. L'arrêt du camion entraîne, en plus des coûts de la réparation, une perte de chiffre d'affaire qui grève une partie de la rentabilité du client.

À ce titre, le fournisseur de véhicules professionnels doit s'assurer de la pérennité sans faille de son matériel sans quoi des retours clients avec des opérations coûteuses de maintenance sont à prévoir. Au sein de la société Renault Trucks, la validation de la durabilité d'une combinaison de matériaux de soupapes et de sièges se fait en réalisant des essais critiques sur moteur à l'échelle 1. En effet, les moteurs fonctionnent en cellule d'essais dans des conditions très sévères qui ont pour but une sollicitation maximale par rapport aux conditions réelles d'utilisation. Si le composant n'est pas dégradé après plusieurs séries d'essais alors son utilisation est validée.

Cette approche présente deux limites majeures dont la première est le coût financier. Le budget annoncé pour un test est de 300 k€. La seconde limite d'ordre scientifique sera présentée dans le paragraphe 1.3.

Pour réduire le recours aux essais moteur, l'industrie s'est tournée, d'une part, vers des essais matériaux empiriques et d'autre part vers la modélisation numérique. Cependant étant donnée la complexité de cette problématique, les essais matériaux et les modèles présentés dans la littérature n'offrent pas toutes les réponses souhaitées comme nous le montrerons dans le paragraphe 1.2.2.

La compréhension de la dégradation du contact siège-soupape est une volonté industrielle, car les essais moteur à l'échelle 1 étant onéreux, ne permettent plus dans une démarche de rationalisation des coûts de développement, de répondre aux enjeux de durabilité imposés par l'évolution des normes antipollution présentées dans le paragraphe 1.2.1.

1.2 Évolution des conditions de fonctionnement du moteur diesel

1.2.1 Législation environnementale et impact sur le contact siège-soupape

Dans le cas du contact siège-soupape, l'environnement de combustion et donc la législation sur l'utilisation des carburants et les normes européennes régulant les émissions de polluants induisent des modifications des niveaux de dégradation.

L'exemple du plomb est significatif du changement du contact siège-soupape. En 2000, en France, la réduction finale du plomb dans les carburants a permis de passer selon l'ADEME [1] à une valeur pratiquement nulle de plomb dans l'air ($0,03 \mu\text{g.m}^{-3}$ pour un seuil de $0,5 \mu\text{g.m}^{-3}$). Ceci a motivé de nombreuses recherches dès les années soixante-dix [2]–[9], car l'augmentation de la dégradation du contact siège-soupape était corrélée avec la suppression du plomb. Giles et al. [9] montrent dès les années soixante-dix que l'absence de cet élément dans le carburant a pour conséquence un arrachement important de matière et la mise en place de fuite. Ils mettent également en évidence l'absence de dépôt

de plomb sur la soupape ce qui selon les essais moteur est la cause de la dégradation. Le bilan en 2004 fait par Becker et al. [8] reste le même à ceci près qu'ils expliquent que le plomb forme une couche sur la soupape d'échappement qui limite l'exposition des matériaux du siège et de la soupape. L'utilisation de substituants au plomb tel que des éléments phosphorés présentés par Ferrari et al. [10] ne permettent pas de pallier l'absence de celui-ci.

De la même manière, la concentration en soufre dans les carburants est sujette à des évolutions de la réglementation pour limiter les émissions de dioxyde de soufre [1]. De plus, cette concentration est variable d'un pays à un autre (Annexe 1). Des études sont menées pour adapter au mieux les moteurs à leur marché de destination. La modification de ce paramètre ne fait pas l'unanimité sur l'évolution de la dégradation du contact siège-soupape. Ainsi Pyle et al. [11] mettent en évidence dès 1993 une augmentation de la corrosion haute température induite par le soufre contenu dans le carburant. Ceci est cependant nuancé dans l'article de Hutcheson et al. [12] qui mettent en évidence que la présence de composés issus de la combustion de l'huile et contenant l'élément soufre est bénéfique pour réduire les niveaux d'usure. Ainsi, la forme et la quantité de soufre au niveau du contact peuvent jouer dans un sens ou dans un autre.

L'impact de l'huile au niveau du contact siège-soupapes est étudié dans de nombreuses publications [11], [13]–[15]. L'intérêt porté aux composants de l'huile apportés au niveau du contact siège-soupape sera développé dans le paragraphe 4.5.3 du chapitre 4. Au même titre que le soufre et le plomb, l'huile brûlée qui est à l'origine de suies [16] comptabilisées dans les normes antipollution doit être réduite au maximum. Cependant comme le précise Forsberg et al. [15], même si ces émissions sont réduites elles le sont en moindre mesure par rapport aux autres polluants. Ainsi l'huile devient un élément important pour la formation d'une couche protectrice entre le siège et la soupape.

La réduction des polluants comme les suies issues de la combustion de l'huile est dictée par les normes européennes [17]. Ainsi depuis les années 1988 (Figure 3), les gaz à effet de serre et ceux nocifs pour la santé sont contrôlés.

Normes	Textes de référence (directives)	Date de mise en application (tous types)	NOx (g/kWh)	CO (g/kWh)	HC (g/kWh)	Particules (g/kWh)
Euro 0	88/77	01-10-1990	14,4	11,2	2,4	-
Euro I	91/542 (A)	01-10-1993	9	4,9	1,23	0,36
Euro II	91/542 (B)	01-10-1996	7	4	1,1	0,15
Euro III	1999/96	01-10-2001	5	2,1	0,66	0,13
Euro IV	1999/96	01-10-2006	3,5	1,5	0,46	0,02
Euro V	1999/96	01-10-2009	2	1,5	0,46	0,02
Euro VI	Règlement (CE) n° 595/2009	31-12-2013	0,4	1,5	0,13	0,01

Figure 3 : Valeur limite en grammes par kilowattheure (g/kWh), des oxydes d'azotes (NO_x), monoxyde de carbone (CO), hydrocarbure imbrûlé (HC) et particules

Ces normes ont pour objectif de limiter le transport des marchandises par les véhicules les plus polluants. De plus, il est à noter que les efforts réalisés pour réduire les consommations associées favorisent l'évolution du parc de poids lourds, en 2015 le nombre de véhicules qui répondent à la norme Euro 4 étant de 60%. Cette évolution se poursuit avec la mise en place progressive de la vignette « crit'air » dans les grandes agglomérations pour limiter l'accès aux véhicules les plus polluants.

Pour répondre aux évolutions de la législation, les constructeurs ont recours à différentes solutions technologiques. L'utilisation de système de post traitement comme le filtre à particules, le réducteur catalytique sélectif est complété par des modifications de la combustion. L'augmentation des pressions de combustion, des taux de compression (via le turbo et la géométrie du cylindre), des températures (via la dynamique des soupapes et la gestion des fluides) et finalement l'utilisation de système de recirculation des gaz d'échappement, ont pour conséquence la modification drastique des conditions de contact au niveau des soupapes d'admission et d'échappement.

Le rôle de l'environnement de combustion dans la formation du 3^e corps sera détaillé dans les paragraphes 4.5 du chapitre 4. A ce stade, les deux informations principales à retenir sont que la dégradation du contact siège-soupape

est un enjeu économique important et que cette dégradation est augmentée sous l'impulsion de la législation environnementale. De ce fait, à la date du début de ce sujet de thèse, des travaux portant sur le contact siège-soupape sont présents dans la littérature. Ceux-ci font l'objet d'une description et d'une analyse dans le paragraphe 1.2.2.

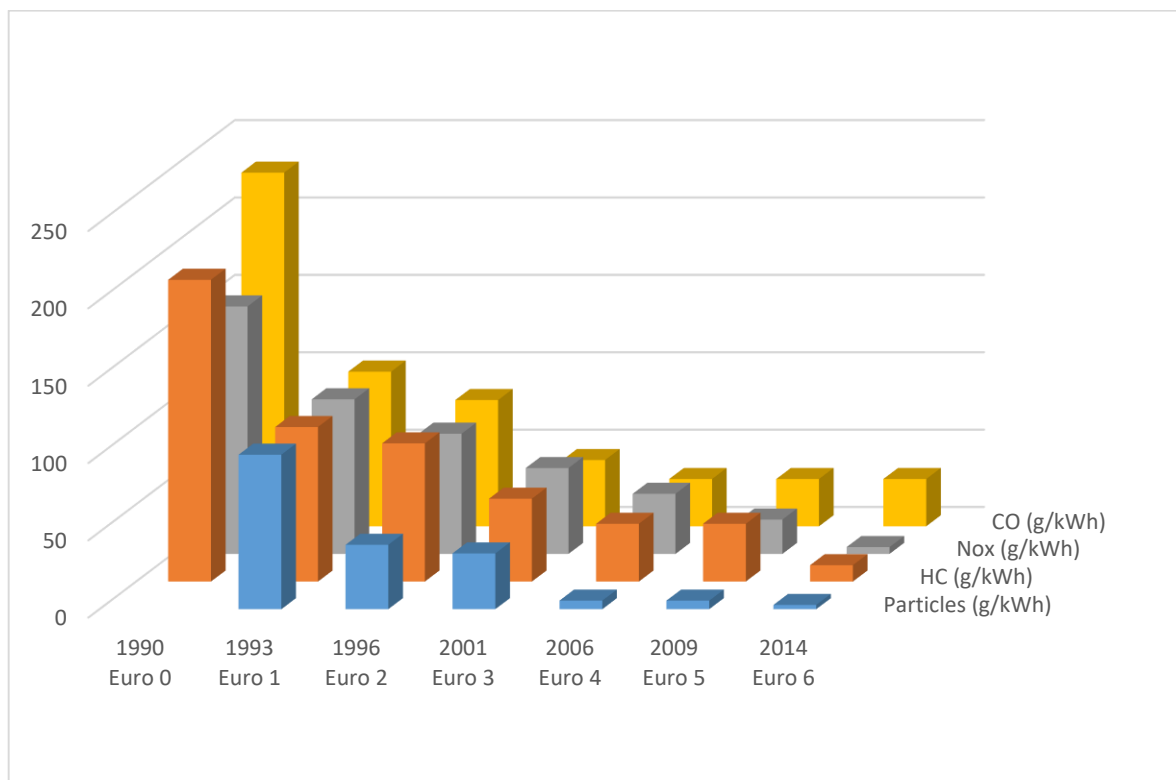


Figure 4 : Évolution des limites d'émission des normes Euros (poids lourds et cars - Base 100 en 1993)

1.2.2 Étude et limites de la littérature

L'augmentation des performances du moteur passe par l'augmentation de la pression cylindre ce qui implique une augmentation de la température. Les modifications de la combustion ont un impact sur les conditions de fonctionnement des pièces. Ainsi pour assurer la durabilité du système siège-soupape deux approches antagonistes sont classiquement mises en œuvre. La première consiste à modifier les matériaux utilisés. La seconde consiste à faire varier des paramètres via des modèles numériques pour faire face aux sollicitations mécaniques.

1.2.2.1 Étude matériaux

Lorsque les modifications des conditions de combustion deviennent trop sévères pour le contact siège-soupape une solution consiste à modifier les matériaux pour assurer le bon fonctionnement. Derrière la finalité de maintien voire d'amélioration des performances se cachent des cahiers des charges qui diffèrent selon les applications. La résistance à l'arrachement, à la corrosion, à l'abrasion ou encore à la fatigue sont autant de données étudiées de manière cloisonnée. L'étude de la corrosion permet d'illustrer la limite d'une étude simplifiée d'un paramètre sans prendre en considération les autres.

La résistance à la corrosion est abordée dans les travaux [18], [19]. Dans le cas le plus simple, l'épaisseur et la formation d'oxydes en surface du matériau sont déterminées après un temps d'exposition dans une atmosphère à différentes températures. L'avantage de cette méthode est d'être simple de mise en œuvre et permet de tester les matériaux individuellement. Cependant, elle présente de grandes lacunes. La première concerne l'environnement utilisé qui n'est pas représentatif des gaz de combustion. La seconde est que dans ce cas le matériau considéré comme le plus en phase avec l'application est celui qui s'oxyde le moins. Ce critère issu des essais matériaux sans contact est à nuancer. Comme le montre le travail [20] dans le cas de l'activation du contact, les oxydes peuvent, sous certaines conditions de température, permettre de ralentir l'usure. Les moyens d'essais (sans ou avec activation du contact) ont donc une influence directe sur la réponse des matériaux utilisés.

Comme précédemment illustrées les analyses peuvent être simplifiées au maximum avec la réalisation d'essais (étuvage, traction, dureté) sur les matériaux du siège et de la soupape de manière individuelle. Ces moyens d'essais donnent des informations intrinsèques sur les matériaux. La possibilité de réaliser un grand nombre d'essais à faibles coûts et la simplicité de la mise en place de critères quantifiés telle qu'une valeur de dureté minimale ne doit pas cacher le fait que cela ne constitue pas un niveau d'expertise suffisant. En effet, comme cela sera décrit dans le paragraphe 1.3.4 les matériaux ne se comportent pas de la même manière à l'état libre et dans un contact.

Pour pallier à cette limite, de nombreux travaux portant sur la mise en place de banc d'essais pour tester des combinaisons de matériaux sont présents dans la littérature [18], [21]–[27]. Dans cette configuration, une batterie de matériaux de soupape par exemple est testée en face d'un matériau de siège. L'opération doit être renouvelée autant de fois que de matériaux disponibles. Cette solution a pour mérite de tester les couples de matériaux ensemble et de manière analytique tout en réduisant les frais engagés. Cependant, les niveaux de dégradation sont la résultante des conditions de fonctionnement du contact au sein de ces bancs. Les conditions de fonctionnement de ces bancs seront précisées dans le paragraphe 4.2 du chapitre 4 pour déterminer les améliorations nécessaires pour être représentatives d'un moteur et donc pouvoir de manière plus simple transposer les résultats des essais moteur.

Finalement, les dernières analyses matériaux présentes dans la littérature sont réalisées sur le moteur lui-même [28]–[32]. Ces analyses revêtent un caractère opportuniste en effet, soit elles exploitent la défaillance d'un véhicule et traitent donc d'une avarie moteur (faisant intervenir ou non les contacts siège-soupape) soit elles sont issues des essais de durabilité réalisés en cellule moteur et sont donc les résultats de conditions de fonctionnement sévères. Dans ces deux cas, les caractérisations ex-situ mettent en évidence la capacité ou non d'une combinaison de matériaux à résister à des conditions spécifiques de fonctionnement. Cette approche est particulièrement intéressante car elle fait intervenir le moyen d'essais qui est le plus représentatif à savoir le moteur lui-même. Elle est cependant imparfaite. Les essais moteur sont chers et ne peuvent pas se focaliser uniquement sur les matériaux du contact siège-soupape ainsi la répétition et l'accumulation statistique des données n'est pas possible. Le caractère destructif de ces essais les placent dans une phase finale du développement moteur. Ainsi si le contact est dégradé lors de ces phases de validation alors de nouvelles combinaisons de matériaux doivent être déterminées pour faire face au problème ce qui limite le temps à disposition pour comprendre les mécanismes qui ont mené à la défaillance. Cette approche d'essais « erreurs » ne permet pas de prévenir en amont les problèmes qui peuvent survenir.

L'approche « matériaux » est un premier niveau d'analyse qui permet de faire le choix d'une combinaison de matériaux. Si elle est utilisée dans le cadre d'une validation post développement elle ne permet pas la compréhension des mécanismes de dégradation dans des conditions normales de fonctionnement ce qui limite les niveaux de compréhension. Cette approche si elle est utilisée dans un stade avancé de la conception doit faire intervenir un grand nombre d'essais ce qui avec la rationalisation des coûts de développement est de moins en moins possible dans l'industrie. Pour faire face aux difficultés de mise en œuvre des essais matériaux lors des phases de développement, la seconde stratégie mise en œuvre est la réalisation de calculs numériques mécaniques.

1.2.2.2 Modèles numériques appliqués au contact siège-soupape

La modélisation numérique a pour but de pallier la difficulté de mise en œuvre des approches expérimentales orientées matériaux. De plus, son caractère prédictif en fait un outil particulièrement intéressant dans le cadre de la rationalisation des coûts de développement. L'objectif principal qui est fixé dans chacune de ces publications est la recherche d'un critère simple permettant de limiter les niveaux d'usure. Ces travaux peuvent être divisés en 3 catégories : les études dynamiques faisant intervenir l'ensemble du système de culbuterie (ce système sera décrit dans le paragraphe 2.1), les travaux traitant uniquement du contact siège-soupape (par éléments finis) et finalement les études qui portent sur la transposition et l'importation de la loi d'Archard dans un modèle analytique local.

La modélisation dynamique du système de culbuterie fait intervenir des corps rigides [33]–[37]. Cette utilisation permet l'obtention de résultats en adéquation avec les mesures expérimentales réalisées tout en assurant un faible temps de calcul. Pour adapter le modèle numérique à la réalité, les raideurs de contact et les coefficients d'amortissement sont adaptés spécifiquement à chacun des systèmes de culbuterie. A cela s'ajoutent les masses des pièces qui conditionnent l'inertie de chacune. De ces analyses du mécanisme de culbuterie en ressort l'impossibilité

de lier la réponse du système à une quantification de la dégradation du contact siège-soupape. Cependant, de manière qualitative il est recommandé :

- D'utiliser un ressort suffisamment raide pour empêcher le rebond de la soupape sur son siège.
- De limiter la vitesse d'impact de la soupape sur le siège pour réduire l'énergie d'impact.
- De limiter la masse de la soupape pour limiter l'énergie d'impact.
- De s'assurer que l'alignement entre la tige de soupape et le guide soit respecté pour limiter les défauts.

Avec l'approche dynamique seuls les paramètres influençant l'impact de la soupape lors de la dépose peuvent être caractérisés.

Le modèle local (par éléments finis par exemple) permet de caractériser le comportement de la soupape et du siège tout au long du cycle moteur (cela inclut la combustion). L'autre particularité du modèle par éléments finis est de faciliter la réalisation d'études paramétriques. Deux grandes classes de paramètres sont abordées dans la littérature :

- La répartition des températures dans la soupape,
- La répartition des contraintes dans la soupape et/ou du siège en fonction de l'angle d'attaque du contact.

La répartition des températures est abordée dans les travaux [38]–[41] pour déterminer si les matériaux utilisés dans les configurations correspondantes sont dans leurs plages de fonctionnement. L'article [38] traite de la mise en place d'une méthode qui diffère des éléments finis et ne fait pas référence aux résultats applicables au cas du contact siège-soupape. Cette vision répandue pour l'élaboration de méthode de calcul n'est pas applicable directement industriellement. A l'inverse les travaux [39]–[41] donnent des répartitions de température au sein de la soupape. Cependant, les conditions aux limites étant complexes au sein du moteur les modèles numériques permettent uniquement d'accéder à des ordres de grandeur par faute de réalisme. D'un point de vue mécanique, les articles [34], [42] abordent les modifications induites par les changements de géométrie du contact. L'article de Boggupalli et al. fait intervenir uniquement la soupape avec un encastrement homogène sur toute l'aire « supposée » de contact de la soupape et avec une application de la pression de combustion sur la face feu. Le travail de Messaadi et al. fait intervenir une géométrie bille/plan inclinée lors de l'impact². Comme déjà mis en évidence dans le cas de la modélisation des températures, les modèles mécaniques en fonction des choix des conditions aux limites et des géométries décrits dans l'article ne sont pas représentatifs de la réalité.

Le dernier ensemble de travaux numériques qui ressort dans la littérature est celui traitant directement de la quantification de l'usure. Pour ce faire, les auteurs des articles [14], [43] font référence à la loi d'Archard. Ainsi des coefficients d'usure K extraits d'essais modèles sont utilisés pour faire une transposition numérique. L'utilisation de cette loi permet de quantifier l'usure. Cependant, l'utilisation d'un coefficient d'usure extrait de conditions non représentatives de la diversité de la vie du contact siège-soupape au sein du moteur semble limiter la possibilité de réaliser une transposition directe. Le premier travail de Forsberg et al. faisant intervenir la loi Archard traite de l'influence des modifications géométriques induites par une augmentation de ce paramètre. La limite de l'application de la loi présentée par Forsberg réside dans le fait que le coefficient d'usure qui englobe l'ensemble des mécanismes d'usure dont l'impact de la température n'est pas modulé en fonction des conditions géométriques qui elles sont modulées par cette même température. Ceci amène Forsberg et al à la conclusion que la température va engendrer une augmentation du niveau d'usure. A l'inverse, dans le travail de Kesavan, le coefficient d'usure K est déterminé pour une température à l'air ambiant et ensuite à haute température (620°C) sur une machine de fretting dédiée. Dans ce cas, l'usure est plus importante à faible température. Ces deux résultats sont opposés. L'utilisation de la loi Archard dans un modèle numérique doit être faite avec précaution. Le coefficient est déterminé de manière expérimentale et présente donc les mêmes limites que l'approche expérimentale 'matériaux' décrite précédemment. Sous la notion de coefficient d'usure se cache un ensemble de notions scientifiques qui doivent être abordées de manière systémique pour comprendre les mécanismes de dégradation du contact.

² Une analyse du travail de Messaadi sera réalisée dans le paragraphe 1.4.2 pour extraire les informations tribologiques principales de ce travail.

Dans l'ensemble de ce paragraphe, intitulé étude et limites de la littérature, nous fournissons des informations intéressantes au sujet des conditions de fonctionnement du contact siège-soupape. La limite générale est la quasi-impossibilité de faire le lien entre les différents travaux. En effet, à travers les démarches mises en place, les résultats semblent incomplets ou uniquement applicables à une condition de fonctionnement donnée sans que cela puisse être cohérent avec la vie du moteur. La difficulté pour extraire une méthodologie pour comprendre les mécanismes d'usure du contact siège-soupape et donc pour envisager une amélioration fait ressortir la nécessité d'une approche tribologique. Avant cela et pour répondre de manière la plus complète possible à la problématique posée, les éléments d'information à la disposition de la société Renault Trucks pour l'étude du contact siège-soupape sont présentés dans le paragraphe 1.3.

1.3 Données industrielles Renault Trucks

1.3.1 Gamme des moteurs Renault Trucks Medium Duty et perception de la diversité des conditions de fonctionnements

L'assemblage final des moteurs est réalisé sur le site de Vénissieux. La ligne de production est séparée entre Heavy duty et Medium duty. C'est sur cette dernière gamme que les travaux de thèse portent. La ligne d'assemblage Medium duty permet de prendre en compte la grande diversité des applications pour un même moteur.

Au sein de la marque Renault Trucks, la segmentation se fait entre les camions et les bus. À cela s'ajoutent les moteurs Penta destinés aux bateaux. Pour les camions 6 catégories sont dénombrées : les camions pour les ordures ménagères, pour les travaux publics, pour la livraison urbaine (Stop & Go), pour la distribution locale, pour la distribution régionale et finalement les transports longue distance. Pour les bus 3 catégories sont présentes, les bus de ville, les bus de banlieue et finalement le bus longue distance. En fonction de leur application, les véhicules présentent des diagrammes couple, tr.mn^{-1} différents. L'exemple donné Figure 5 (autres exemples en Annexe 2), présente les différences qui existent entre l'application urbaine de récolte des ordures ménagères et des transports longue distance. Dans le premier cas, le moteur fonctionne sur une plage de vitesse et de couple faible, la majeure partie du temps au ralenti 700 tr.min^{-1} et $50\text{-}150 \text{ N.m}$, (ce moteur fonctionne également pour les pompes hydrauliques de levée et de compaction des ordures). À l'inverse les véhicules longue distance sont chargés et circulent sur autoroute avec un point de fonctionnement entre $1500\text{-}1800 \text{ tr.min}^{-1}$ et $250\text{-}650 \text{ N.m}$. Les conditions varient d'une application à une autre, mais vont également dépendre du type de configuration du moteur choisi.

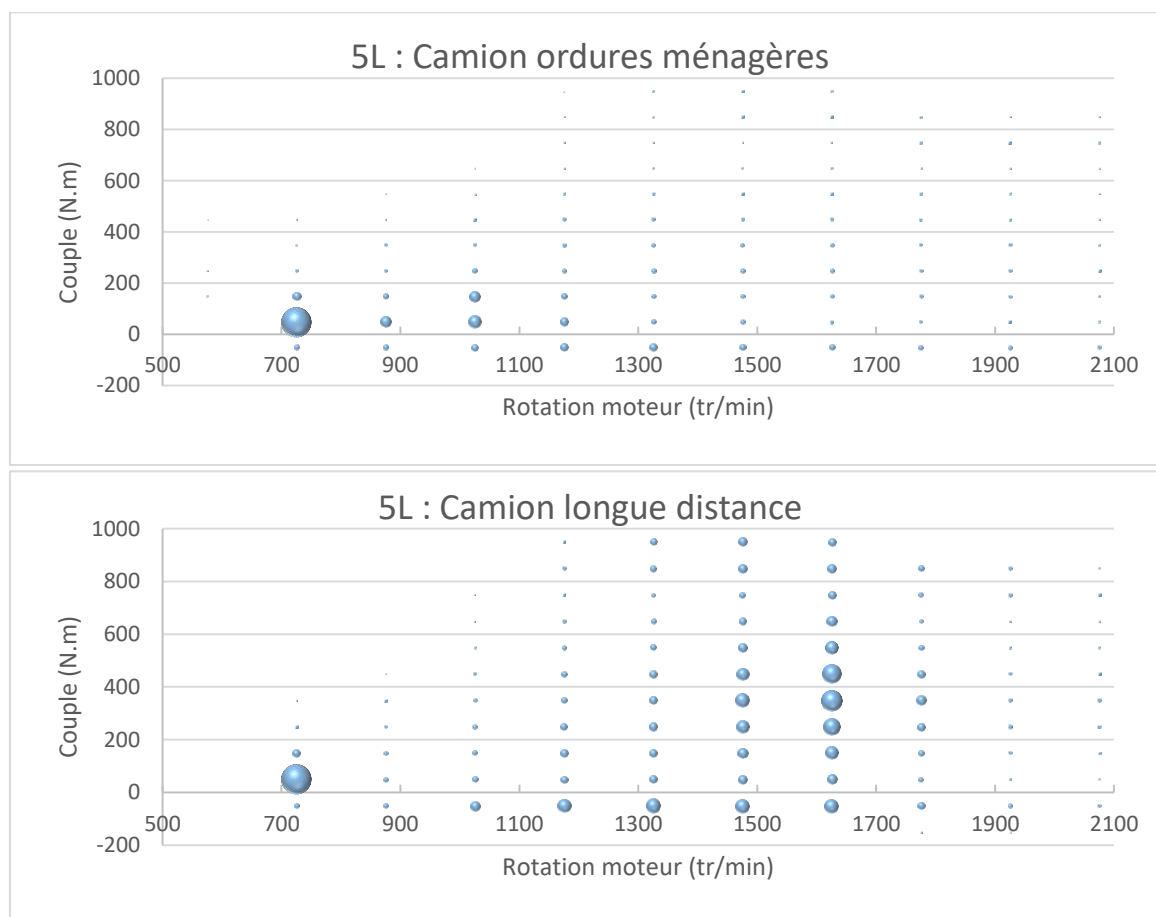


Figure 5 : Conditions de fonctionnement de deux véhicules aux applications diamétralement opposées

Les cylindrées et puissances des moteurs dans la gamme Medium Duty sont variées. Ces moteurs sont proposés à la vente en version 4 cylindres (5L) et 6 cylindres (8L). Ces moteurs permettent d'obtenir des puissances comprises entre 210 et 350 Cv (Tableau 1). En rapportant cela au nombre de chevaux par cylindre (Tableau 1), on constate que le moteur 5L présente une puissance spécifique par cylindre équivalente et même supérieure au moteur 8L. Ainsi, l'augmentation de la puissance spécifique par cylindre signifie que les paramètres de combustion et de température locale peuvent être modifiés. Ceci s'ajoute à la variabilité décrite précédemment. Pour faire le lien avec les données précédentes, le pourcentage de moteurs vendus en fonction de la puissance est présenté en Annexe 3. Pour un moteur défini c'est-à-dire dont l'application, la cylindrée et le niveau de puissance sont connus, le choix de la cartographie moteur va fluctuer en fonction de la conduite du chauffeur, mais également du fonctionnement du système de post-traitement des gaz de combustion.

Tableau 1 : Puissance spécifique de la gamme MDE

Cylindrée (L)	Puissance (Cv)	Puissance spécifique (cv/cylindre)
5	210	53
5	240	60
8	250	42
8	280	47
8	320	53
8	350	58

La modification de la cartographie moteur induit des changements significatifs des températures de fonctionnement du moteur. Les trois cartographies moteur principales sont présentées en Figure 6. La première correspond au mode XXXXXXXXXX, la seconde au fonctionnement XXXXXXXXXX pour la réduction des NO_x et la troisième à

[REDACTED]. Ainsi, en jouant sur différents paramètres, le moteur fait varier en permanence la température des gaz d'échappement, mais également l'environnement de combustion.

Confidentiel

Finalement pour conclure sur la description de la variété des conditions de fonctionnement du moteur, il est à noter que la zone géographique d'action du véhicule va également avoir une influence sur le fonctionnement du moteur. En effet, le climat et le dénivelé du réseau routier induisent des modifications des cartographies utilisées.

Actuellement, l'une des principales difficultés pour quantifier l'usure du contact siège-soupape en conditions réelles de fonctionnement réside dans le fait que chaque moteur est unique. Le contenu des travaux ne pourra en aucun cas constituer une étude paramétrique exhaustive, mais servira pour orienter et améliorer la procédure de développement de la société Renault Trucks décrite dans le paragraphe ci-dessous intitulé Procédure de développement.

1.3.2 Procédure de développement

Le développement de nouveaux composants se définit en 5 grandes étapes : i) définitions des nouvelles contraintes techniques et détermination des modifications sur le fonctionnement du composant étudié, ii) définition avec les

différents fournisseurs de la solution adaptée, iii) essai moteur destructif sur le site de Vénissieux, iv) analyse des prix, v) après la mise en service, analyse des données des concessions et apport de solutions si des défaillances surviennent chez le client.

i) Comme abordé précédemment le développement de nouveaux composants est généralement motivé par la mise en place de nouvelles normes européennes antipollution ou par la définition d'une nouvelle application³. Dans les deux cas, ce sont d'abord les membres de l'équipe combustion qui vont définir une stratégie pour répondre aux besoins de performances du moteur tout en se conformant aux normes en vigueur. Dans un deuxième temps, les responsables composants sont en charge de la définition des caractéristiques qui sont à même d'assurer le fonctionnement du composant.

ii) Après cette définition de la problématique, les responsables composants en lien avec les différents fournisseurs recherchent les solutions les plus adaptées. Pour ce faire, l'expérience accumulée au cours du temps par les fournisseurs et par la société Renault Trucks font référence dans les discussions.

iii) Sur la base des propositions des fournisseurs, des essais moteurs à l'échelle 1 sont menés au sein de la société Renault Trucks. Ces tests sont de type destructif. Ils consistent en l'application successive d'un cycle moteur qui reproduit des événements susceptibles de survenir durant l'utilisation du véhicule. Le cycle appliqué est donné en Annexe 4. Il fait intervenir des phases de pleine puissance, pleine charge, de frein moteur, de surrégime, etc. Le motif élémentaire de 69 minutes est répété pour atteindre une durée totale d'essai de 1000h. Une fois que le test a atteint cette durée ou qu'une avarie moteur empêche la poursuite de l'essai, les composants du moteur sont démontés puis observés par les responsables composants qui décident ou non de faire des analyses complémentaires. Au niveau du contact siège-soupape, la mesure macroscopique du retrait de la soupape dans le siège par rapport à sa position initiale est complétée par un contrôle visuel. Les soupapes ou sièges présentant un retrait et un faciès inhabituels sont renvoyés aux fournisseurs pour la réalisation d'expertises afin de savoir si un dysfonctionnement est survenu. Industriellement de moins en moins d'essais longue durée sont réalisés. Pour un test de 1000h le budget minimum est de ■■■ k€.

Après un test longue durée, dans le cas du contact siège-soupape, les échantillons sont le fruit d'une large plage de sollicitations. Ainsi il est difficile, voire impossible, de déterminer quels sont les mécanismes à l'origine de la dégradation du contact. La visualisation des échantillons issus des bancs moteurs avant et pendant la thèse sera faite dans le chapitre 4.

iv) Après la discussion des résultats issus des essais moteurs et si la validation est donnée pour un composant, les achats doivent valider définitivement l'utilisation de la solution en fonction du prix négocié avec le fournisseur (cette étape est réalisée dès l'initialisation du projet).

v) Finalement, une fois que la solution convenant le mieux à chacune des parties est trouvée, l'utilisation dans la ligne d'assemblage est mise en place. Dans la majorité des cas, le composant répond aux objectifs de durabilité fixés. Si ce n'est pas le cas, le développement passe par une phase de rectification par le biais du service après-vente en fonction des retours clients durant la période de garantie. Les défaillances lors du fonctionnement sont rapidement traitées pour ne pas immobiliser le véhicule, cela entraîne la mise en place de solutions efficaces mais dont l'aspect scientifique n'est pas toujours étudié. L'approche tribologique doit permettre à la société Renault Trucks de disposer d'un nouvel outil à même de compléter la démarche de développement déjà utilisée.

1.3.3 Production et contrôle de l'assemblage du moteur

La diversité des fournisseurs de pièces reflète la complexité du moteur. La majorité des composants sont fabriqués sur le continent asiatique, puis ces composants distribués aux différents centres d'assemblage dont fait partie le site de

³ Par exemple la mise en place de moteur dans un pays qui ne respecte pas les mêmes normes concernant la composition des carburants

Vénissieux. Ce sont ces fournisseurs en collaboration avec Renault Trucks qui sont en charge du contrôle qualité des pièces. Cette organisation de l'approvisionnement en pièces permet d'assurer sur le site de Vénissieux une capacité de production maximale de [REDACTED]. Avec une cadence moyenne en 2017 de [REDACTED].

Pour s'assurer de la conformité de la production, tous les moteurs sont entraînés [REDACTED]

[REDACTED]. Ainsi, avant son fonctionnement au sein du véhicule le contact siège-soupape est déjà le lieu de sollicitations diverses et variées qui peuvent modifier sa vie future. Cette étape de la vie du contact n'est pas prise en compte lors des étapes de développement réalisées par l'entreprise Renault Trucks. La démarche tribologique à travers son aspect systémique permettra a minima de définir si le contrôle de production est en mesure d'impacter les performances futures du contact siège-soupape. Le paragraphe suivant regroupe des données internes complémentaires.

1.3.4 Données concernant le contact siège-soupape

Le développement des moteurs 5L et 8L étudiés dans ce document a été réalisé par la société Nissan Diesel au Japon. Suite à son rachat par Volvo en 2006, la stratégie du groupe a eu pour effet de partager la gestion du développement et de la maintenance de ces moteurs entre la France au sein de la marque Renault Trucks et le Japon au sein de la marque UD Trucks.

Les sièges sont fabriqués au Japon [REDACTED]. Ceux-ci sont ensuite expédiés en Inde ou ils sont frettés dans la culasse fabriquée sur place. Les soupapes sont quant à elles fabriquées en Inde et assemblées dans la culasse sur place au même moment que le fretage du siège, du guide de soupape.

Les données statistiques issues de la mesure dite de retrait de la soupape après les essais moteur permettent de mettre en lumière différents résultats qui ont orienté les choix initiaux de l'analyse menée tout au long de la thèse. La Figure 7 expose le niveau de retrait de la soupape pour les positions d'admission et d'échappement.

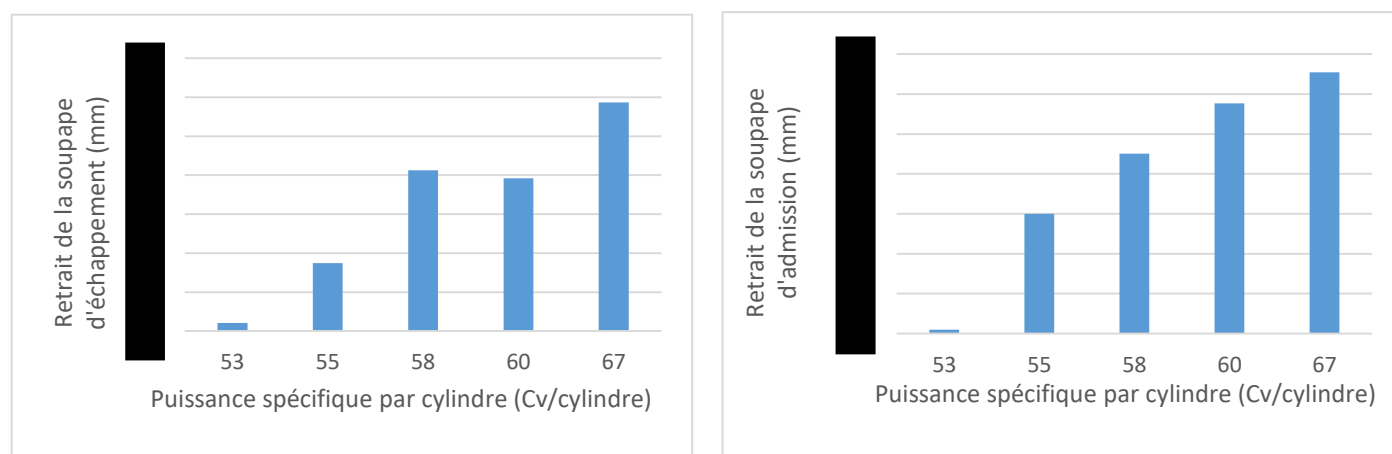


Figure 7 : Enlèvement de matière maximum pour la position d'échappement et d'admission en fonction de la puissance spécifique par cylindre

Ces données montrent que la dégradation est plus importante pour la position d'admission. Cette constatation est appuyée par des images réalisées sur des échantillons présentant des retraits importants (Figure 8). Ces faciès illustrent également la variation des comportements en fonction des matériaux utilisés. Dans le cas #1 de la Figure 8, faisant intervenir des matériaux non utilisés en série, c'est la soupape qui est dégradée alors que dans le cas #2 de la Figure 8 (matériaux de série) c'est le siège qui subit l'arrachement de matière. Finalement, l'augmentation de la puissance spécifique qui est essentiellement réalisée en augmentant les pressions de combustion engendre un accroissement des niveaux de dégradation. Ainsi ce sont ces conditions les plus contraignantes en termes de pression cylindre qui sont retenues dans l'étude.

[REDACTED]. Seul le choix de la nitruration surfacique est expliqué par le remplacement du revêtement en chrome dur pour répondre à la réglementation Reach [44]. Le paramètre retenu est l'équivalence en dureté. Ainsi la nitruration permet la conservation d'une dureté surfacique équivalente. De plus cette nitruration permet de limiter « l'usure » au niveau du contact entre le guide et la tige de soupape.

Les paragraphes 1.2 et 1.3 ont montré que l'évolution des conditions de fonctionnement et de la démarche industrielle pour le développement du contact siège-soupape est directement en lien avec l'étude de la dégradation du contact. Il en ressort qu'il existe une grande variété de paramètres qui vont conditionner la réponse du contact. La difficulté est que la problématique est systématiquement compartimentée. Cela ne permet pas de mettre en évidence les interactions entre les différents travaux. L'objectif du paragraphe 1.4 suivant est de présenter notre démarche tribologique pour l'application d'un raisonnement systémique qui permettra d'accroître le niveau de compréhension de l'usure du contact siège-soupape tout en permettant la pérennité du savoir engrangé.

1.4 Scénario tribologique appliqué au cas du contact siège-soupape

Une approche tribologique est mise en œuvre dans cette thèse pour comprendre la vie du contact siège-soupape. Cette approche permet la compréhension et la réduction de la dégradation de cette zone pour optimiser la durabilité des moteurs et ainsi accroître la rentabilité.

1.4.1 Schéma tribologique de base pour la mise en place d'une analyse systémique du contact siège-soupape

Le contact est une zone de rencontre entre deux corps qui sont à l'origine séparés par une distance donnée et par un environnement. Derrière une apparente simplicité, le contact s'il est considéré dans toute sa complexité fait intervenir une science nommée la tribologie. En tribologie, le contact est constitué par 4 éléments fondamentaux (Figure 10):

- Les deux 1^{ers} corps qui constituent la brique élémentaire du contact. Dans le cas le siège et la soupape,
- Le mécanisme qui permet l'ouverture et la fermeture du contact. Dans le cas présent le système de culbuterie. Il conditionne la réponse dynamique du contact. Cette dynamique comme cela sera présenté dans le Chapitre 2 n'est généralement pas prise en considération dans les études matériaux. C'est la tribologie en réunissant les études mécaniques et les études matériaux qui permet d'appréhender l'importance de l'étude de la dynamique du système,
- L'environnement est également un acteur important qui intervient de manière significative dans la vie du contact. Cet environnement complexe dans le cas du contact siège-soupape est à la fois solide et gazeux. La composition de cet environnement interagit avec les 1^{ers} corps,
- Le 3^e corps est, dans le cas présent, un composé fabriqué durant la vie du contact. Celui-ci est à l'interface entre les deux 1^{ers} corps. C'est l'élément fondamental dans la caractérisation tribologique des contacts secs. C'est ce 3^e corps qui permet l'accommodation des vitesses et des contraintes dans l'interface afin de limiter les phénomènes de dégradation des deux 1^{ers} corps. Dans le cas du contact siège-soupape cet élément doit permettre de limiter l'usure de la soupape et du siège lors de la dynamique de la soupape tout en assurant l'étanchéité du contact quels que soient la fréquence d'activation, la pression, la température et l'environnement chimique. En tribologie, la difficulté consiste à caractériser de manière pertinente aux différentes échelles le comportement de ce 3^e corps afin d'optimiser son « fonctionnement » et de le rendre le plus efficace possible.

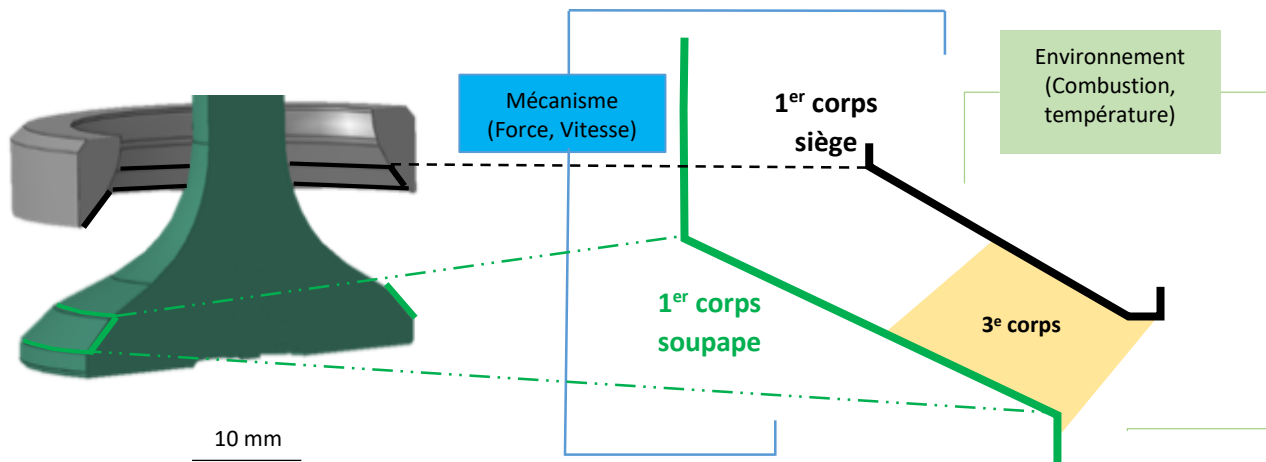


Figure 10 : Définition tribologique du contact siège-soupape

Des études tribologiques au sujet du contact siège-soupape sont présentées dans la littérature. Le paragraphe 1.4.2 résume succinctement ces travaux et les replace dans le schéma global de définition du contact siège-soupape

1.4.2 Travaux tribologiques de la littérature appliqués au cas du contact siège-soupape

L'approche tribologique appliquée au cas du contact siège-soupape a été mise en place à partir des années 2000 avec les travaux de Lewis et al [45]–[47]. Dans ces travaux, Lewis fait le bilan sur les causes potentielles de défaillance présentées dans la littérature avant l'an 2000.

Lewis se focalise sur la position d'admission. Il met en place des moyens d'essais expérimentaux pour découpler la phase d'impact de la phase de combustion durant laquelle le contact fermé subit la pression de la chambre de combustion par l'intermédiaire de la soupape. En séparant les phénomènes d'impact et de combustion, il en vient à la conclusion que l'augmentation de la vitesse d'impact ou de la pression de combustion va engendrer une augmentation de la dégradation. L'accroissement des problèmes d'alignement entre le siège et le guide de soupape est également mis en cause dans la mise en place d'une dégradation anormale. La finalité des travaux est la mise en place d'un modèle numérique qui se base sur une adaptation de la loi Archard. Cet outil reprend les coefficients d'usure k (de l'équation ci-dessous) appliqués de manière arbitraire pour faire correspondre le volume d'enlèvement de matière du modèle avec le volume des échantillons issus des essais.

$$V = \frac{kP_c x}{3h}$$

Avec : V = Volume d'arrachement de matière (m^3)
 k = Coefficient d'usure
 P_c = Pression de contact (N)
 x = Longueur de glissement (m)
 h = Dureté de surface de la pièce la moins dure du contact (N/m^2)

L'ajout de l'usure des deux phénomènes de dégradation liés à l'impact et à la combustion est selon ces travaux en mesure de donner l'usure globale du contact ce qui serait pour développer plus rapidement de nouvelles configurations de contact. Le travail réalisé par Lewis est centré sur l'étude des niveaux d'usure. Ceci représente la limite principale de ce travail. Ainsi, les résultats se focalisent sur les niveaux d'usure finaux et non pas sur la compréhension des mécanismes qui induisent l'usure. Cette même constatation peut être faite dans les travaux mécaniques présentés dans le paragraphe 1.2.2.

Pour aller plus loin dans l'approche tribologique. Messaadi et al. font intervenir sur la base d'un banc d'impact sphère-plan incliné la notion de géométrie de contact. Pour ce faire, une modélisation de l'essai est effectuée avec différents angles d'impact (Figure 11).

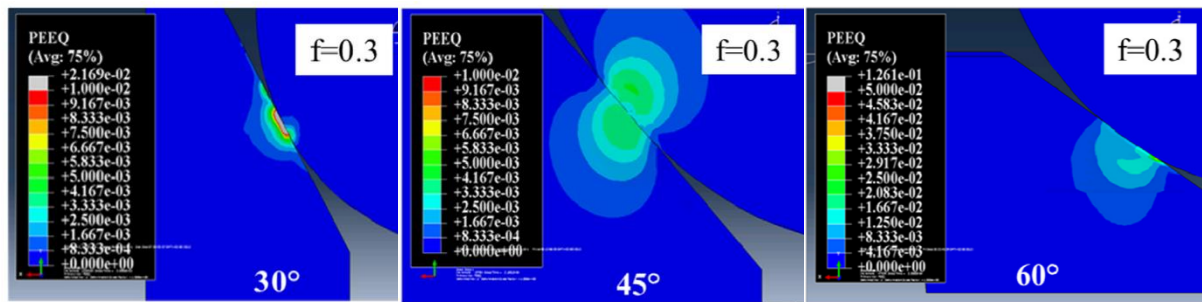


Figure 11 : Description de la zone plastiquement affectée lors de l'impact pour un indicateur de frottement donné et différents angles d'impact [42]

Cette illustration permet, dans le cas de l'essai réalisé de dire que la mise à plat du contact pour une valeur de 60° permet de réduire la zone plastiquement affectée par l'impact. Ceci est mis en lien avec la réduction de la contrainte de cisaillement. D'après les auteurs, l'effet du coefficient de friction dépend de l'angle étudié. Pour l'angle de 30°, l'augmentation du coefficient de friction ne semble pas avoir d'influence alors qu'à 60° l'augmentation du coefficient de frottement engendre une augmentation de la zone plastiquement affectée. Ces différences ne sont pas expliquées dans le travail proposé ce qui encore une fois limite la compréhension des mécanismes d'usure. De plus, la transposition est difficile car la géométrie sphère-plan ne correspond pas à la géométrie plan-plan. Dans ce cas, le troisième corps intervient de manière indirecte avec la modification des coefficients de friction.

Pour pallier ce manque de compréhension, Forsberg et al. [14], [48]–[51] ainsi que Elo et al. [52], [53] mettent en place, à partir de 2010, une démarche qui vise à comprendre les mécanismes de dégradation du contact en faisant intervenir la notion de 3^e corps. Les travaux consistent en la mise en place d'une approche combinant l'analyse d'échantillons issus d'essais moteur et la mise en place d'un banc d'essais avec un flux de mélange d'air et d'huile. Finalement, des calculs analytiques pour essayer de quantifier l'influence de la géométrie sur l'usure sont amorcés. La limite de ce travail est l'inverse de celui présenté précédemment. Les auteurs ne considèrent pas l'influence du mécanisme sur la formation du 3^e corps, mais se focalisent sur l'environnement favorable à la formation de cette couche protectrice.

1.4.3 Synthèse de la méthodologie tribologique adoptée

La présentation de la définition tribologique Figure 10 permettant de définir le contact siège-soupape montre les interactions existantes entre les différents acteurs du contact.

Les mécanismes d'activation de la soupape et l'environnement de combustion conditionnent la réponse du contact de la manière indiquée dans la Figure 12. Le mécanisme conditionne la sollicitation mécanique des 1^{ers} corps. Sous certaines conditions, ceci engendre la formation d'un 3^e corps qui vient limiter la sollicitation subie par les 1^{ers} corps.

L'environnement de combustion intervient sur la réactivité des matériaux du siège et de la soupape, mais également sur l'apport de matière dans le contact. De la même manière que le mécanisme, l'environnement participe également à la formation de 3^e corps dans certaines conditions de fonctionnement.

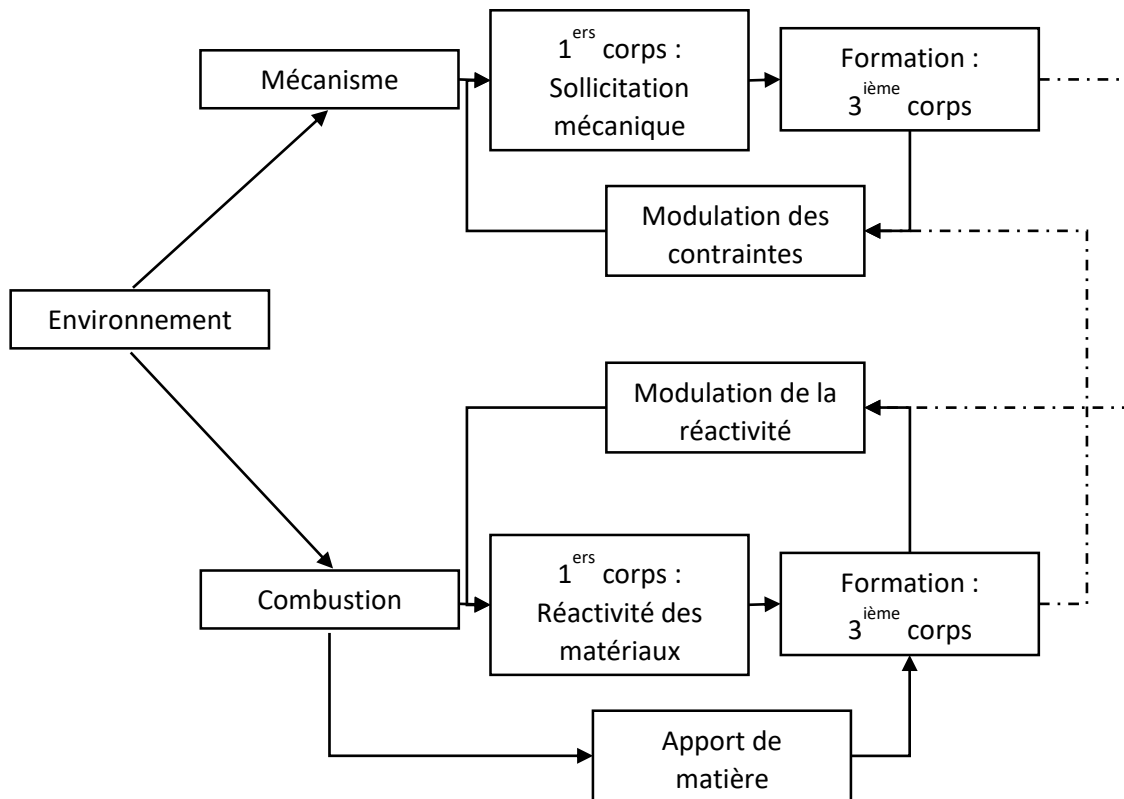


Figure 12 : Définition des interactions existantes entre l'environnement et les éléments du contact (1^{ers} et 3^e corps)

Il ressort de la Figure 12 que le 3^e corps est un élément central qui permet de moduler la réponse du contact en fonction de son environnement. Pour formaliser la démarche d'étude du contact, le travail de thèse s'articulera autour de 3 chapitres :

- Le Chapitre 2 permettra l'analyse de la dynamique du contact,
- Le Chapitre 3 cherchera à caractériser la réponse mécanique locale des 1^{ers} corps,
- Le Chapitre 4 s'appuyant sur les Chapitre 2 et Chapitre 3 formalisera les mécanismes globaux de formation du 3^e corps issu de la synergie entre le mécanisme, les 1^{ers} corps et l'environnement

Cette démarche qui consiste à mettre successivement en lien le mécanisme, les 1^{ers} corps, le 3^e corps et l'environnement est transposable pour l'étude de tous les contacts secs. Cette méthodologie doit à chaque étape s'appuyer sur une double approche numérique et expérimentale pour accroître au maximum le niveau de compréhension.

Chapitre 2 : Géométrie et dynamique du système de culbuterie conditionnant la réponse du contact siège-soupape

La dynamique du mécanisme de culbuterie constitue le premier niveau d'étude dans la démarche tribologique. Le travail réalisé dans ce chapitre a pour objectif de décrire avec précision les phases de la vie du contact siège-soupape pour ensuite apprécier avec le plus de justesse possible la réponse locale des 1^{ers} corps et du 3^e corps. Pour ce faire, le rôle du système de culbuterie est décrit puis les différentes étapes sont analysées.

2.1 Fonctionnement et dimensionnement du système de culbuterie

2.1.1 Mouvement de la soupape via le système de culbuterie

Le système de culbuterie est un mécanisme qui permet de contrôler la levée et la fermeture des soupapes dans les moteurs à combustion. La mise en mouvement de la soupape fait ainsi intervenir de nombreuses pièces mécaniques. Différents systèmes de culbuterie sont présentés dans la littérature [54]. Ceux principalement utilisés à travers le monde sont :

- Distribution à attaque directe. Dans ce cas, la soupape est directement reliée à la came par un poussoir hydraulique,
- Distribution culbutée. La commande du basculeur est réalisée par l'intermédiaire d'une tige et d'un poussoir supplémentaire,
- Distribution à basculeur. La soupape est poussée avec l'utilisation d'une pièce intermédiaire.

Pour le développement des moteurs de camions, la durabilité du système est le paramètre clé. Basé sur cet état de fait, historiquement, le choix du système de culbuterie au sein des moteurs Renault Trucks s'est orienté vers la solution de distribution à basculeur. Les différentes pièces au sein du système de culbuterie sont données en Figure 13. La chaîne cinématique débute par l'arbre à cames qui est entraîné par le moteur via un système de pignonnerie. La vitesse de rotation de l'arbre à cames est deux fois moins élevée que celle du vilebrequin, car la combustion fait intervenir deux levées de soupape pour les quatre temps du moteur. Ensuite, l'arbre à cames via son profil excentrique permet de transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation. Ce mouvement vertical est transformé en mouvement de basculement via le basculeur. Finalement, par le biais de la liaison rotule (reliant le basculeur à l'étrier de soupape), mais également grâce au guide et à la tige de soupape, le mouvement final de translation de la soupape est obtenu. Ce mouvement a pour effet l'ouverture vers le bas de la soupape lorsque l'arbre à cames pousse le basculeur vers le haut et la fermeture de la soupape lorsque le ressort tire la soupape vers le haut et que l'arbre à cames n'exerce plus de pression sur le basculeur.

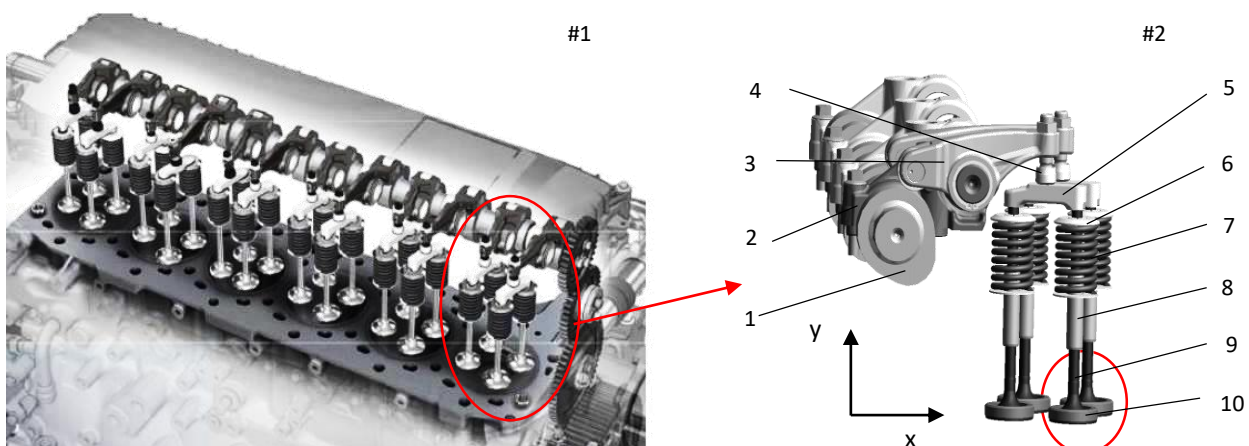


Figure 13 : #1 localisation du système de culbuterie au sein du moteur, #2 : description du système de culbuterie pour l'ouverture et la fermeture de la soupape (1-arbre à cames, 2-palier d'arbre à cames, 3-basculeur, 4-rotules du basculeur, 5-étrier de soupapes, 6-rondelles d'arrêt du ressort, 7-ressort de rappel, 8-guides de soupape, 9-soupape, 10-sièges de soupape)

2.1.2 La géométrie de l'arbre à cames à l'origine du mouvement des soupapes

Le système de culbuterie du moteur Renault Trucks ne possède qu'un arbre à cames. Cette solution rend nécessaire le fait d'avoir sur ce même arbre à cames une géométrie dédiée à l'actionnement des soupapes d'admission (Figure 14) et l'autre à l'actionnement des soupapes d'échappement. Durant le cycle moteur, les soupapes d'échappement et d'admission s'ouvrent successivement (Figure 14, #2).

Le début de l'ouverture de la soupape d'admission correspond à la fin de la fermeture de la soupape d'échappement lorsque le piston est au point mort haut. Ensuite, la soupape d'admission se referme lorsque le piston est au point mort bas juste avant le début de la phase de compression des gaz. Le temps d'ouverture des soupapes d'admission influence directement le taux de compression atteignable par le moteur. Schématiquement plus le turbo a le temps de remplir la chambre de combustion lorsque son volume est le plus important, plus le piston pourra comprimer cet air lors de la phase de compression et meilleure sera la combustion du carburant. Finalement, l'amélioration de la combustion engendre une augmentation de la pression exercée sur la face feu de la soupape.

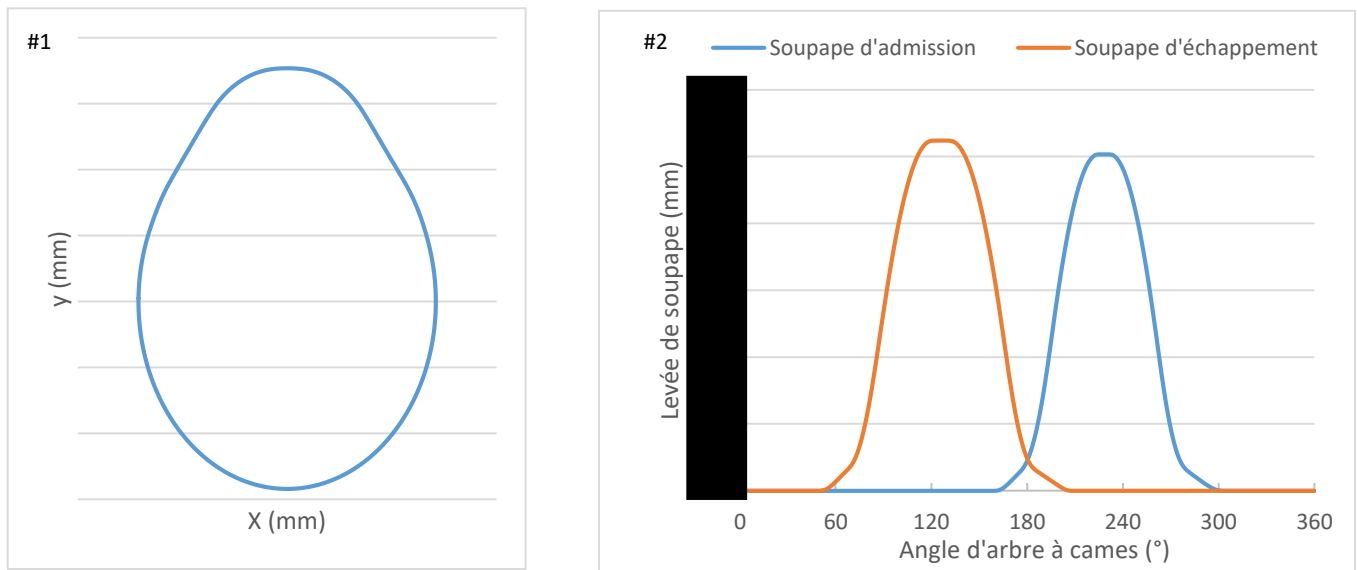


Figure 14 : #1 Géométrie de la came d'admission, #2 Levées théoriques des soupapes en fonction de la position de l'arbre à cames

Pour dimensionner le système de culbuterie, les ingénieurs de la société Renault Trucks utilisent un logiciel dédié à cet effet.

. Pour obtenir le déplacement théorique de la soupape à partir de la géométrie de l'arbre à cames, des formules simplifiées peuvent être utilisées⁵. Elles permettent d'obtenir une bonne approximation du déplacement de la soupape.

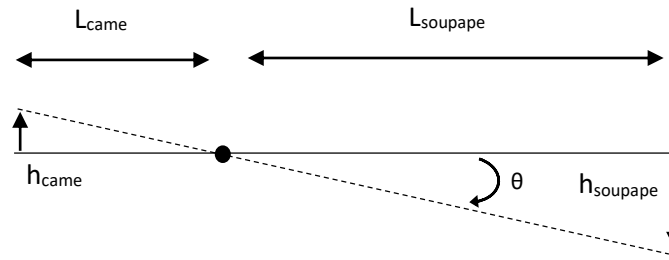
À partir des coordonnées x et y données dans la Figure 14 (#1), le mouvement vertical d'ouverture de la soupape est calculé.

La hauteur de levée du basculeur h_{came} exprimée en mm est déterminée par :

$$h_{\text{came}} = \sqrt{x^2 + y^2} - h_0$$

⁵ Dans le cas général du dimensionnement d'un système de culbuterie, le calcul inverse est réalisé. Le déplacement voulu de la soupape impose la géométrie de l'arbre à cames. Le calcul donné ici permet une rapide vérification des données issues du modèle numérique.

H_0 , le rayon primaire de la came (en mm) donne la position de référence lorsque la soupape est fermée. Le basculeur quant à lui peut être schématisé par 2 segments.



L_{came} correspond à la longueur du basculeur du côté de l'arbre à cames et $L_{soupape}$ à la longueur du côté de la soupape. L'angle θ est lié au basculement. L'angle de basculement est calculé de la manière suivante :

$$\theta = \text{Arcsin}\left(\frac{h_{came}}{L_{came}}\right) = \text{Arcsin}\left(\frac{\sqrt{x^2 + y^2} - h_0}{L_{came}}\right)$$

Pour déterminer, le déplacement final de la soupape, $h_{soupape}$ est calculé avec la formule ci-dessous :

$$h_{soupape} = \sin \theta \times L_{soupape} = \frac{\sqrt{x^2 + y^2} - h_0}{L_{came}} \times L_{soupape}$$

Le calcul est réalisé pour la levée maximale de soupape avec les valeurs suivantes :

$$h_{soupape} = \frac{\sqrt{(0)^2 + 35,38^2} - 28,4}{46,6} \times 68,2 = 10,2 \text{ mm}$$

Ainsi, à partir des dimensions de l'arbre à cames, les déplacements des soupapes sont accessibles.

2.1.3 Paramètres de fonctionnement imposés au système de culbuterie par la combustion

D'un point de vue de la combustion, l'idéal serait que la trajectoire de la soupape suive un signal rectangulaire avec des accélérations infinies. Dans la réalité, ce n'est pas possible. Ainsi, la quantité d'air admis est limitée. Pour évaluer l'efficacité de la levée de soupape, le critère d'efficacité E est donné par :

$$E = \frac{A_{th} - (A_{th} - A_{eff})}{A_{th}} \times 100 = \frac{1346 - (1346 - 549)}{1346} \times 100 = 40,8\%$$

Avec E l'efficacité de la levée, A_{th} l'aire théorique du signal rectangulaire associé et A_{eff} l'aire réelle délimitée par la levée de la soupape. L'efficacité de la levée de soupape est de 40,8% pour les moteurs de la gamme 5L et 8L.

Pour faciliter le dégagement de la conduite d'admission, le premier critère à optimiser est la vitesse maximale atteignable et l'accélération maximale accessible lorsque la soupape est en position ouverte. Ces deux paramètres dépendent directement de la forme de la came qui va imposer le mouvement à la soupape. Ces deux paramètres de vitesse et d'accélération sont accessibles sur la Figure 15.

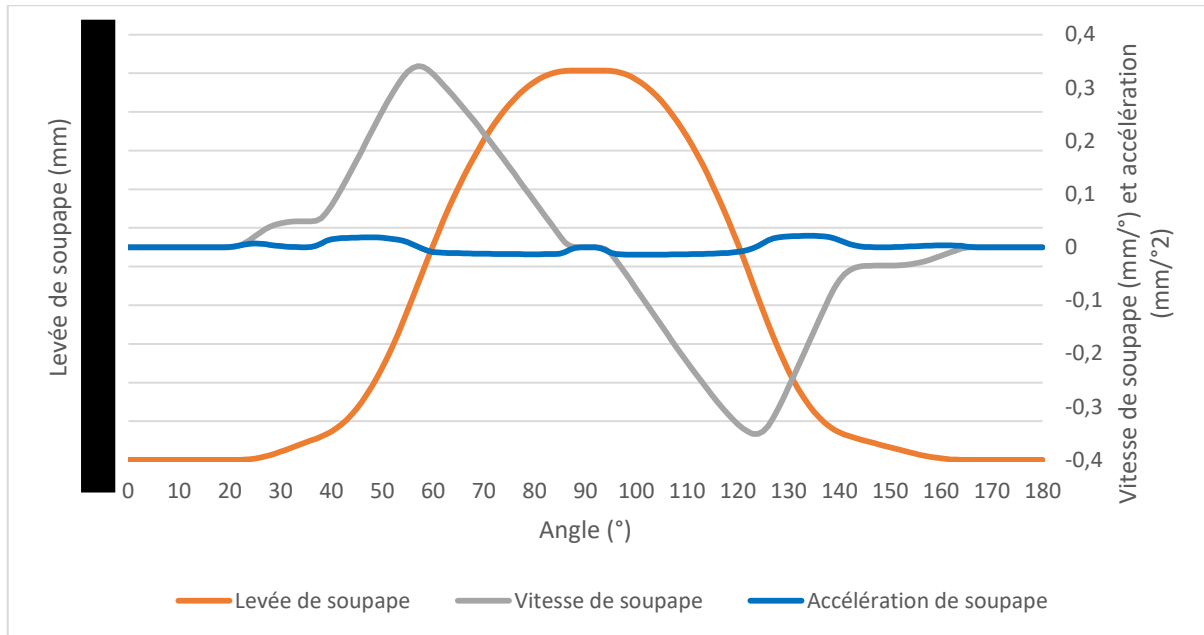


Figure 15 : Levée de soupape, vitesse de soupape, accélération de soupape

Le second paramètre est la distance maximale d'ouverture de la soupape. Ce critère est fixé pour éviter le risque de collision entre la soupape et le haut du piston tout en maximisant le dégagement de la conduite d'admission des gaz. Dans le cas de la soupape d'admission, la levée maximale est de 10 mm. Cette levée maximale correspond au cas idéal durant lequel la soupape, le basculeur et la came sont en contact sans jeu. En réalité, à froid, le jeu de réglage entre l'étrier de soupape et le basculeur qui est fixé à 0,3 mm limite légèrement la levée de la soupape. Ce jeu est ensuite compensé avec la température, car la soupape se dilate.

Le troisième paramètre important est la raideur du ressort utilisé. Cette raideur doit permettre le retour de la soupape lorsque l'arbre à cames n'exerce plus de pression sur le basculeur. De plus, lors de la phase d'échappement du cycle moteur, une dépression s'instaure dans la chambre de combustion. Cela a pour conséquence l'aspiration de la soupape d'admission qui est normalement fermée. Pour évaluer le niveau de dépression maximale dans la chambre de combustion, la différence maximale positive entre la pression dans le collecteur d'admission et la pression mesurée dans la chambre de combustion est calculée. Pour la cartographie [REDACTED], la différence de pression obtenue est maximale pour 2200 tr/min et 400 N.m et s'établit à 0,15 MPa. La différence de force est déterminée de manière simplifiée par :

$$F_{aspiration} = \frac{\pi}{4} (P_{turbo} \times d_{admission}^2 - P_{face\ feu} \times d_{face\ feu}^2)$$

$$F_{aspiration} = \frac{\pi}{4} (2,9 \times 27,8^2 - 1,3 \times 38,0^2) = 223,9 \text{ N}$$

En considérant le cas extrême et non réaliste qui consisterait à dire que la totalité du diamètre de la face feu auquel est retranché le diamètre de la tige de soupape soit au total un diamètre de 27mm alors la force équivalente est de 224N. Or la valeur de précharge du ressort est de 429N. Ainsi, ce n'est pas la différence de pression qui est le critère limitant lors du dimensionnement. L'accélération maximale de la soupape lors de la fermeture est prise en considération pour compléter la détermination de la force de rappel. D'après la Figure 15, l'accélération maximale accessible est de 0,021 mm/° ce qui correspond à une accélération de 1482 m/s² pour une vitesse de rotation du moteur [REDACTED]. En prenant en considération une masse mobile de 284 [REDACTED], la

force résultante est déterminée à partir de la formule liant la masse à l'accélération. Ainsi la force à laquelle le ressort doit faire face lors de la fermeture de la soupape est de 421N. Le ressort permet donc théoriquement le retour de la soupape durant les phases de fermeture. Ce résultat théorique doit cependant être validé pour s'assurer que le ressort

ne produit pas de mouvements non souhaités dans la dynamique de dépose de la soupape. Cela est réalisé dans le paragraphe 2.2.

Finalement, le dernier paramètre important est la vitesse de dépose de la soupape. La limitation de la vitesse de dépose doit permettre de contenir l'énergie à dissiper dans le contact lors de l'impact. La consigne de développement au sein de la société Renault Trucks est de ne pas dépasser la vitesse de 450 mm/s et cela quelque soit la configuration de matériaux utilisés. Dans les travaux de Lewis [47] la vitesse à ne pas dépasser est de 500 mm/s ce qui est du même ordre de grandeur que la directive Renault Trucks. Les vitesses de dépose et de levée sont également fixées par la géométrie de l'arbre à cames. Le dimensionnement de l'arbre à cames est réalisé en utilisant l'unité millimètres de déplacement de la soupape par degré de rotation de l'arbre à cames. La valeur de vitesse lors de la dépose est de 0,0340 mm/° de cames. Pour convertir cette valeur en vitesse de translation la formule suivante peut être appliquée.

$$T = \frac{\theta \times 360 \times \frac{R}{2}}{60} = \theta \times R \times 3$$

Avec θ la vitesse de dépose en mm/° de came, R le régime moteur général en tr/min et T la vitesse de dépose de la soupape en mm/s.

Ainsi pour un régime moteur maximal à 2800 tr/min, la vitesse supposée de dépose est de 285 mm/s. Cette valeur sera vérifiée dans le paragraphe 2.3.3. Comme énoncé précédemment, le système de culbuterie fonctionne avec du jeu de fonctionnement qui est variable en fonction des conditions d'utilisation. Les différents jeux (volontaires ou non) ont une influence sur la capacité de la soupape à suivre le mouvement de l'arbre à cames. Pour pallier cette variabilité géométrique, les développeurs font en sorte d'établir une vitesse constante durant les 0,8 mm du trajet de la soupape qui précède son impact sur le siège (Figure 15).

En conclusion, le système de culbuterie conditionne le mouvement de la soupape. Les différents paramètres imposés de manière analytique pour dimensionner le trajet de la soupape sont regroupés dans un modèle numérique dynamique pour déterminer le trajet réel de la soupape en prenant en considération la géométrie globale du système.

2.2 Outils numériques et expérimentaux pour une description de la dynamique du contact

Pour étudier la réponse dynamique du système, le moyen le plus représentatif est le moteur. Il est cependant difficile d'instrumenter la soupape dans les conditions réelles de fonctionnement. Ainsi le modèle numérique corps rigides est mis en place et validé par un banc d'essais de culbuterie.

2.2.1 Présentation du modèle corps rigides

Le logiciel ADAMS a été utilisé car il est pertinent pour réaliser le modèle corps rigides. La chaîne cinématique décrite par le modèle est représentée en Figure 16.

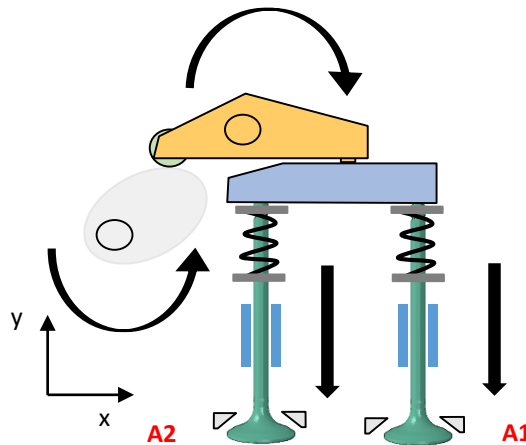


Figure 16 : Modèle corps rigides dynamique, A1 : Admission 1, A2 : Admission 2

Les différentes géométries des pièces ainsi que les cotes d'assemblages sont issues des données Renault Trucks de référence. Ainsi, les cotes et les tolérances d'assemblage correspondent à la réalité dans le cas où la production suit les spécifications sur plan. La cinématique extraite est donc représentative de la géométrie réelle du système de culbutterie.

Les données matériaux nécessaires pour le modèle ADAMS sont les modules de Young des composants, les coefficients de Poisson et leurs masses volumiques. Ces caractéristiques sont données pour le siège et la soupape dans le Tableau 2. Le siège représente un cas particulier en effet, sa structure poreuse entraîne des fluctuations locales de densité, du module de Young et du coefficient de Poisson. Ainsi, les propriétés correspondantes au siège constituent des moyennes macroscopiques. Le module d'Young ainsi que le coefficient de Poisson permettent au logiciel le calcul des forces équivalentes au niveau des contacts. La masse quant à elle est utilisée par le logiciel pour le calcul de l'inertie des pièces.

Tableau 2 : Propriétés des matériaux demandés dans le modèle ADAMS

	1 ^{er} corps siège	1 ^{er} corps soupape
Module de Young (GPa)	130	210
Coefficient de Poisson	0,3	0,3
Masse volumique (kg/m ³)	6700	7100

Pour gérer le contact, le modèle corps rigides ADAMS fait intervenir les paramètres donnés dans le Tableau 3. Ces valeurs sont prises a priori. Le contact siège-soupape est considéré comme un contact mixte, c'est pourquoi une valeur de 0,2 est prise pour μ dynamique. De plus, Forsberg et al. [51] considèrent qu'une valeur de 0,15 proche de 0,2 est pertinente même si le coefficient de frottement reste inconnu dans les conditions réelles de fonctionnement du moteur. Dans le cas du modèle ADAMS, le coefficient d'amortissement correspond à l'énergie dissipée numériquement afin d'éviter un rebond parasite du système de culbutterie. Le coefficient de pénétration est une valeur maximale autorisée par ADAMS afin de compenser le fait qu'il ne s'agit que d'une approche globale avec des corps rigides. Pour plus de précision quant à la gestion du modèle corps rigides, l'Annexe 6 pourra être consultée.

Tableau 3 : Paramètres pour la gestion du contact dans le système de culbutterie

Contact	Mode de frottement	μ dynamique	Amortissement	Pénétration (mm)
Came-basculateur	Impact-glissement	0,07	10	0,1
Basculateur-étrier	Impact	-	10	0,1
Etrier-soupape	Impact	-	10	0,1
Soupape-guide	Impact-glissement	0,15	10	0,1
Soupape-siège	Impact-glissement	0,2	10	0,1

L'actionnement du système de culbutterie est réalisé en imposant la vitesse de rotation de l'arbre à cames. Comme indiqué dans le Tableau 3, la vitesse varie entre 450 tr/min et 1400 tr/min. La vitesse de 450 tr/min correspond au régime de ralenti du moteur de 900 tr/min et celle de 1 400 tr/min correspond au régime moteur maximum de 2800 tr / min.

Tableau 4 : Vitesses de rotation imposées à l'arbre à cames

Rotation (tr/min)	450	600	750	900	1100	1400
-------------------	-----	-----	-----	-----	------	------

Comme énoncé dans le paragraphe 2.1.3, pour suivre le mouvement imposé par l'arbre à cames, les soupapes sont rappelées dans la position fermée par le biais de ressorts qui sont préchargés lors du montage. Pour rappel, la raideur est de 23,5 N/mm et la précharge est de 429N.

2.2.2 Présentation du banc culbuterie et de l'instrumentation spécifique

Le banc culbuterie est disponible au sein de la société Renault Trucks (Figure 17). Un moteur électrique entraîne le système de culbuterie via un boîtier de transfert. Ainsi, il est possible de régler la vitesse de rotation de l'arbre à cames. En l'absence de combustion la mise en température de l'huile de lubrification du système de culbuterie est assurée par un chauffage et une circulation externe.

Concernant l'instrumentation, différents éléments sont mis en place :

- Des accéléromètres⁶ sur la face feu des soupapes et également sur la culasse. La masse des accéléromètres est de 2,4g. Malgré cette faible masse, leur influence sur la réponse dynamique de la soupape a été testée sous ADAMS. Il a été montré que la trajectoire de la soupape n'est pas modifiée. L'utilisation des accéléromètres a pour but la détermination des moments d'impact de la soupape sur les sièges,
- La mesure du déplacement vertical de la soupape lors de la levée est réalisée par un capteur laser⁷. Cette mesure permet de déterminer avec exactitude la trajectoire de la soupape. La dérivée du déplacement permet d'accéder à la vitesse de dépose lors de l'impact,
- La zone de contact de la soupape ainsi que la face feu de la soupape sont observées avec l'utilisation d'une caméra rapide⁸. Deux miroirs⁹ à 45° permettent ces visualisations. Les plans du support des miroirs sont donnés en Annexe 7. L'objectif est de déterminer quels sont les mouvements de la soupape lors de sa dépose.
- L'instrumentation est complétée par des marqueurs surfaciques locaux placés sur la soupape afin de déterminer quelles sont les conditions de sollicitation du contact siège-soupape durant l'impact à froid.

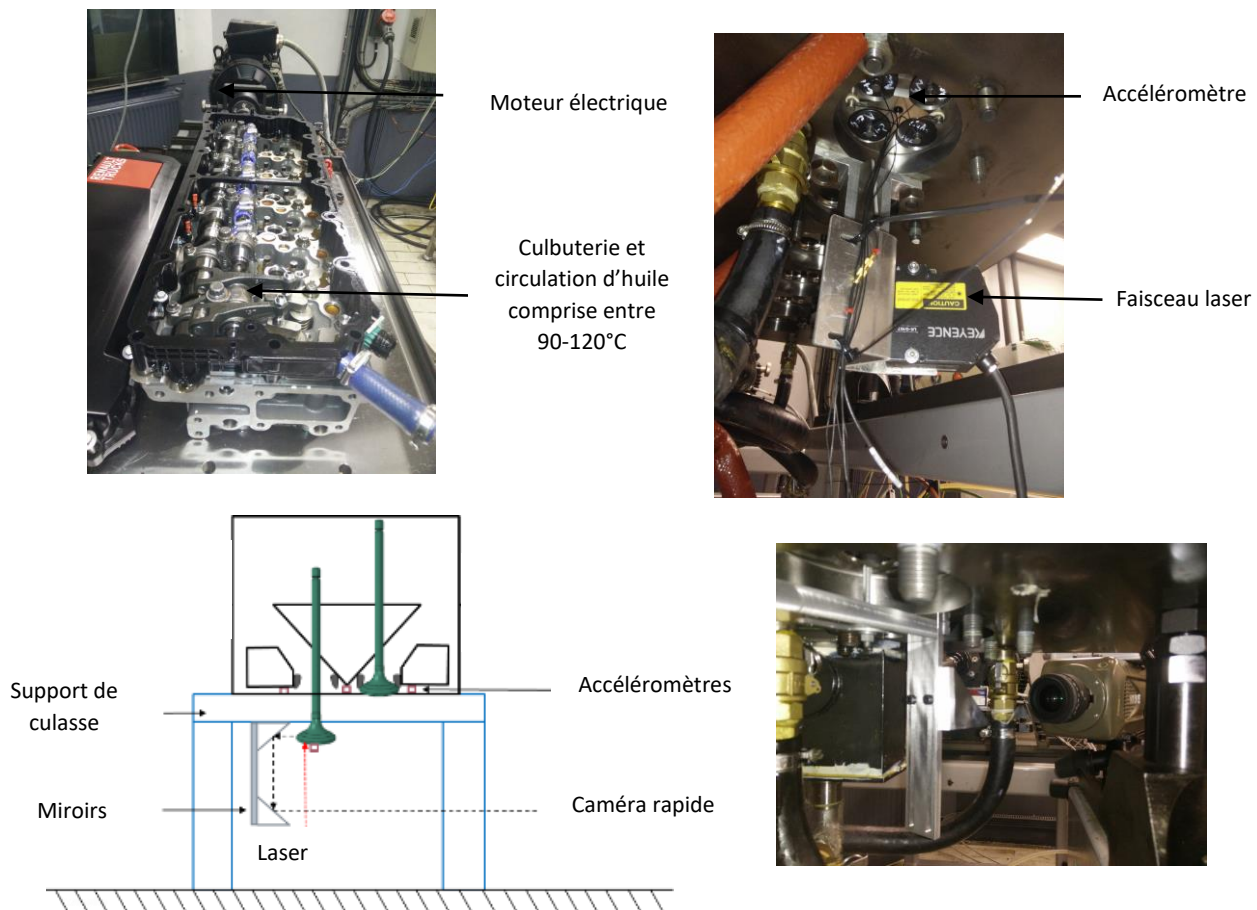


Figure 17 : Banc d'essai culbuterie utilisé pour la caractérisation de la dynamique des soupapes

⁶ B & K 4375, gamme de fréquences 0,1-16500 Hz, sensibilité 0,316 pC/ms⁻²

⁷ Keyence LK-H057, gamme de distance 20mm, sensibilité 50 µm

⁸ Phantom V710 Vision Research, avec 2500 images par secondes

⁹ Edmund optics mirror Ra Silver 35 X 49,5 mm

- Un capteur de pression dynamique¹⁰ ainsi que le film d'évaluation de pression¹¹ sont utilisés pour déterminer la répartition des pressions au sein du contact,
- Finalement, pour faciliter la visualisation de la zone de contact dans le cadre du banc de culbuterie, la zone de dépose de la soupape est dans certaines configurations recouverte d'une fine couche d'or par collage. Cet outil est uniquement utilisé pour la visualisation du contact et non pour caractériser la réponse du contact.

Le banc culbuterie est représentatif de la dynamique du système d'actionnement tout en permettant une instrumentation spécifique contrairement au moteur en lui-même. Les données extraites des essais doivent permettre dans un premier temps de valider le modèle développé sous ADAMS et dans un deuxième temps d'accéder à des informations complémentaires renseignant sur la dynamique réelle du système.

2.3 Caractérisation de la réponse dynamique de la soupape lors de l'impact

2.3.1 Les différentes phases de la vie du contact

Pour assurer le bon fonctionnement du moteur, la culbuterie contrôle la réponse du contact siège-soupape. L'utilisation du modèle numérique couplé avec le banc d'essais culbuterie permettent la mise en évidence des différentes phases de la vie du contact. À cette description globale s'adjoint la phase de combustion qui n'est cependant pas accessible via les deux outils décrits dans ce chapitre. La Figure 18 résume les différentes phases.

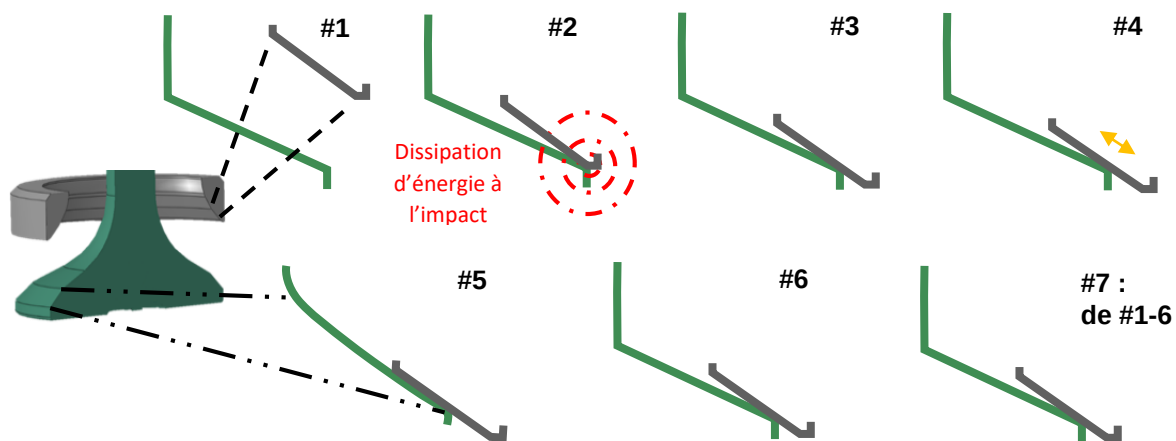


Figure 18 : Réponse du contact conditionnée par le système de culbuterie, #1 position ouverte, #2 Impact, #3 Glissement, #4 Vibrations locales, #5 Déformation globale (issue de la combustion), #6 Glissement lors de l'ouverture, #7 Rotation de la soupape

En position #1, la géométrie de la came impose au contact siège-soupape la position ouverte. À l'admission, les gaz (air frais + recirculation des gaz d'échappement) entrent dans la chambre de combustion.

En position #2, la géométrie de la came permet l'actionnement du ressort qui rappelle la soupape en position fermée au contact du siège. C'est la phase d'impact.

En position #3, en raison d'une géométrie imparfaite, la soupape glisse contre le siège jusqu'à sa position d'équilibre.

En position #4, des vibrations locales entre le siège et la soupape peuvent apparaître en raison de la dynamique du système.

En position #5, la face feu de la soupape est soumise à la pression de combustion. Il en résulte une déformation globale de la soupape avec une modification locale de la zone de contact. La phase de combustion sera précisée dans les Chapitre 3 et 4 avec l'utilisation d'outils à même de permettre cette description.

En position #6, pour les mêmes raisons que pour la position #3, la soupape glisse contre le siège.

¹⁰ Tekscan, référence 5027, gamme 500 PSI

¹¹ Film Fuji Prescale Gamme HHS : 130 à 300 MPa

Enfin, le mouvement #7 correspond à la rotation de la soupape autour de son axe vertical. Cette phase de rotation est décrite comme étant globale, car elle intervient en parallèle à d'autres étapes de la vie du contact siège-soupape.

Les paragraphes suivants détaillent chaque sollicitation dynamique à l'exception de la combustion.

2.3.2 Position ouverte du contact

Le modèle corps rigides permet comme énoncé précédemment de définir la réponse dynamique globale du système. Il a permis de mettre en évidence le déplacement similaire des deux soupapes d'admission actionnées par le même étrier (Figure 19, #1). Ces résultats sont à nuancer par les calculs réalisés sur la position d'échappement (Figure 19, #2). Au niveau de l'échappement, les deux soupapes ne s'ouvrent pas de la même manière. La modification de la dynamique d'ouverture de la soupape limite le flux d'air entrant dans la chambre de combustion ce qui diminue le rendement du moteur. Cette non-symétrie lorsque la soupape est ouverte ne modifie pas les conditions de mise en contact. Ce changement peut cependant faire varier les débits gazeux qui s'écoulent le long de la soupape et donc modifier la quantité de polluants présents au niveau du contact.

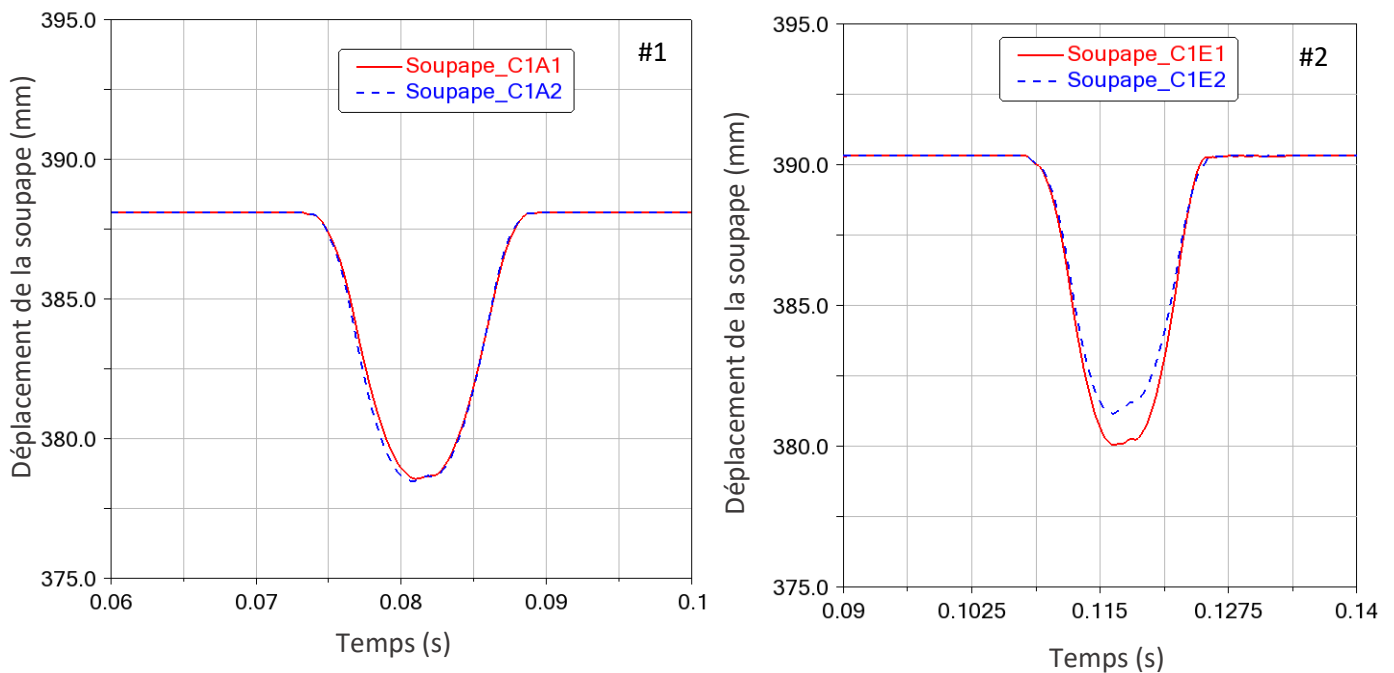


Figure 19 : Déplacements des deux soupapes antagonistes actionnées par un même étrier, #1 : les deux soupapes d'admission, #2 : les deux soupapes d'échappement

2.3.3 Impact

L'impact de la soupape sur son siège est largement étudié dans la littérature [21], [42], [46], [55]. Le critère utilisé pour décrire ce phénomène est la vitesse d'impact. Cette vitesse dépend de la géométrie de l'arbre à cames. Une valeur trouvée dans la littérature est de 500 mm/s [46], le critère utilisé au sein de la société Renault Trucks est de 450 mm/s. Ces limitations de la vitesse d'impact ont pour objectifs de limiter les risques de rebonds de la soupape sur le siège, mais également de limiter l'énergie à dissiper dans le contact. Pratiquement, comme déjà énoncé, la vitesse d'impact est contrôlée par la rampe de dépose. Au sein de la société Renault Trucks, ces rampes de dépose sont déterminées à partir du logiciel [REDACTED]. Les vitesses d'impact en fonction de la vitesse de l'arbre à cames sont données dans la Figure 20. Ces vitesses d'impact sont calculées dans le cas idéal sans prise en compte de la dynamique réelle du système ce qui peut engendrer des sous-estimations potentiellement problématiques. Ainsi, pour les confirmer, le modèle numérique corps rigides ainsi que le banc expérimental sont utilisés.

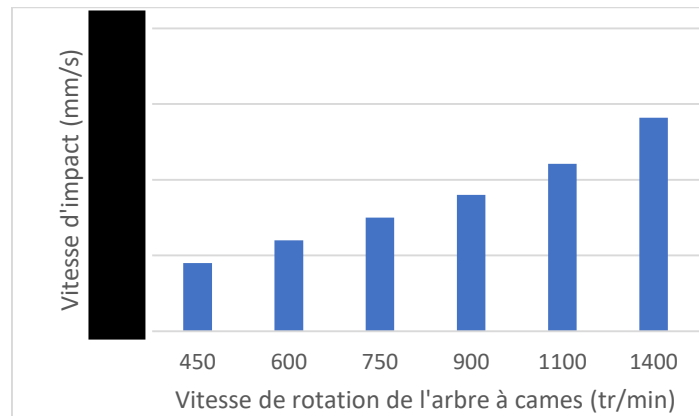


Figure 20 : Vitesses d'impact théoriques issues du logiciel IAV Engine

Que ce soit pour l'un ou l'autre des outils, le jeu entre l'étrier de soupape et la liaison rotule du basculeur est fixé à 0,3 mm comme préconisé dans la notice technique. Ce jeu doit permettre d'assurer la fermeture de la soupape malgré l'allongement de la tige induit par la température, mais également lorsque le contact siège-soupape subit un arrachement de matière. Dans l'application moteur, ce jeu doit être réglé régulièrement pour éviter les risques de fuite de gaz et pour assurer une combustion optimale. L'assemblage quant à lui est réalisé sous le logiciel ADAMS, en utilisant les coordonnées spécifiées sur plan. Cet assemblage de la culasse est conforme au plan, car il est validé par les étapes de contrôle de la production. Pour déterminer les vitesses d'impact, la méthodologie est donnée dans la Figure 21. Pour le modèle ADAMS, (#1, #2) la vitesse mesurée doit correspondre au temps à partir duquel la force perçue par le siège devient non nulle. Pour le banc culbuterie, la vitesse de dépose correspond au temps à partir duquel l'accéléromètre de la soupape devient irrégulier. Cette irrégularité correspond au signal issu de l'impact.

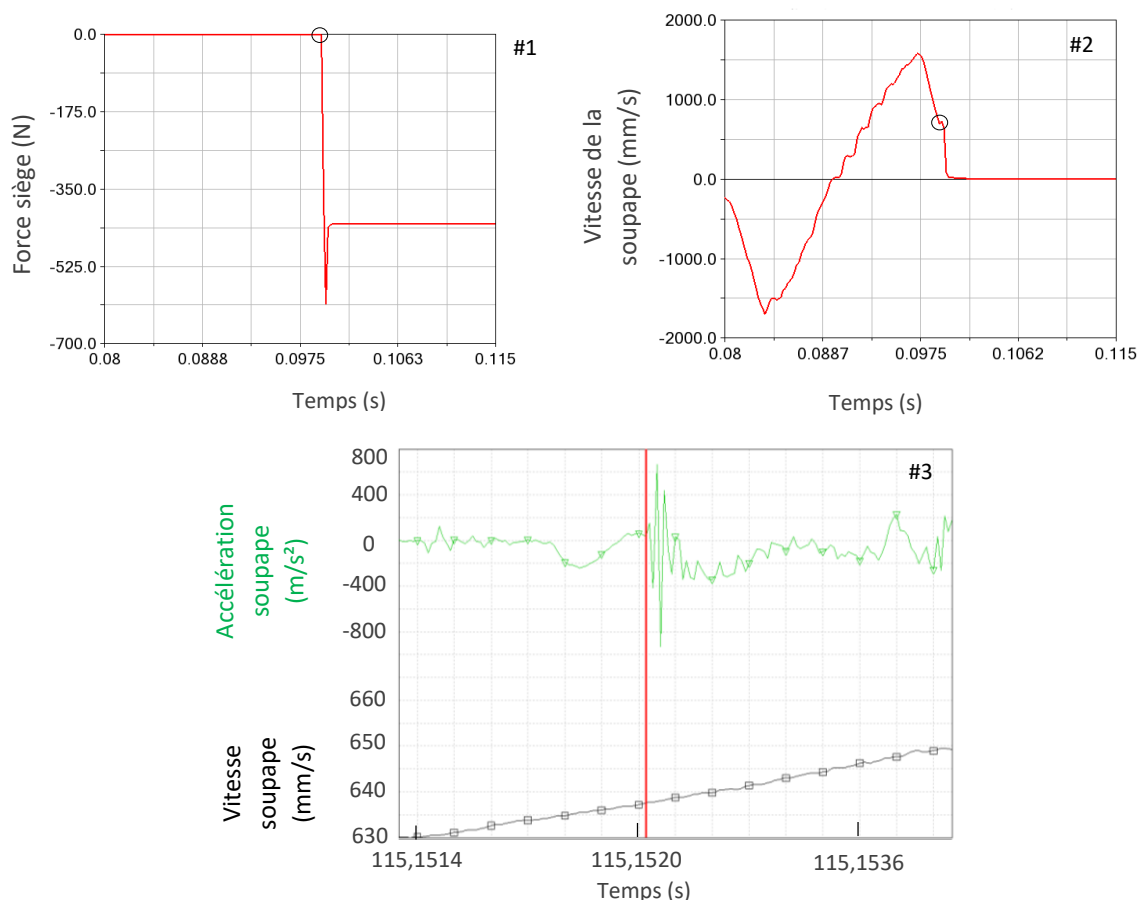


Figure 21 : Méthodologie pour la détermination de la vitesse de dépose pour la vitesse d'arbre à cames de 900 tr/min, #1 ADAMS force subie par le siège, #2 ADAMS vitesse de la soupape, #3 Banc culbuterie, accélération et vitesse de la soupape

Les résultats issus des mesures réalisées sur le modèle ADAMS ainsi que les validations expérimentales sont donnés dans la Figure 22. La comparaison entre les vitesses d'impact du modèle ADAMS et celles issues du banc d'essais permet de valider la cohérence du modèle numérique.

Le second point identifié est qu'un grand décalage existe entre les valeurs calculées par le logiciel ADAMS et celles théoriques calculées au sein de la société Renault Trucks. Pour la vitesse de rotation d'arbre à cames de 1400 tr/min, la valeur calculée par le logiciel ADAMS est 4 fois supérieure à celle calculée par Renault Trucks. Cet écart s'explique par la différence qui existe entre les rampes de dépose (Figure 23). Contrairement à la théorie, les rampes de dépose sont moins marquées dans le cas où la dynamique est prise en compte. La soupape ne suit pas directement la géométrie de la came du fait des mouvements non linéaires induits par la liaison rotule entre le basculeur et l'étrier de soupape et des jeux entre les différentes pièces. De plus, le contact se fait de manière non uniforme dans le modèle ADAMS contrairement aux calculs précédemment réalisés ce qui argumente encore les différences qu'il existe entre les deux résultats.

Le modèle numérique corps rigides, couplé à la validation expérimentale permet de mesurer de manière plus représentative les vitesses d'impact. Ces informations seront utilisées dans le Chapitre 3 pour caractériser la réponse locale des 1^{ers} corps.

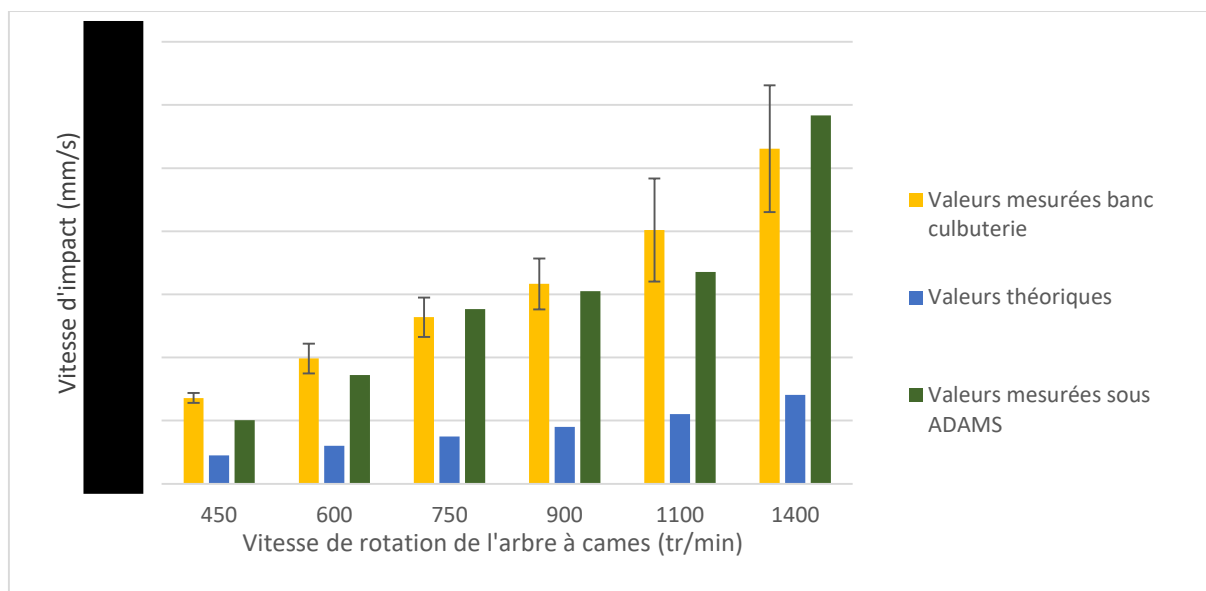


Figure 22 : Vitesses d'impact de la soupape sur le siège

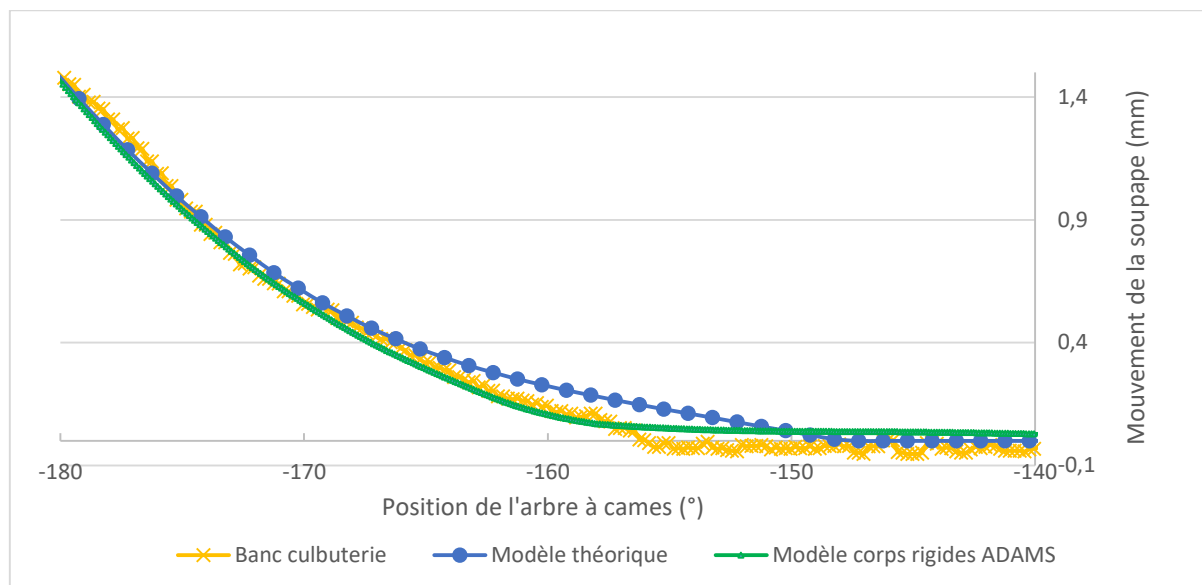


Figure 23 : différences entre les rampes de dépose en fonction de l'outil de mesure utilisé

Malgré l'augmentation de la vitesse réelle par rapport à la théorie, ce critère doit tout de même être contrôlé pour, a minima, faire face à des augmentations des niveaux d'usure dans le cadre de nouveaux développements. Lewis et al. [45] considèrent que l'augmentation de la vitesse de dépose de la soupape est directement liée au problème d'alignement entre le guide de soupape et le siège. Cette augmentation induit une augmentation des niveaux de dégradation. Pour vérifier l'augmentation de la vitesse avec les problématiques d'alignement entre le siège et le guide de soupape, des mesures sont réalisées sur une culasse de référence pour déterminer quelles sont les valeurs associées. L'Annexe 8 présente un extrait du rapport d'expertise. La différence maximale d'alignement entre le centre de la soupape et le centre du siège est de 60 μ m tout en sachant que la tolérance est de [REDACTED]. Les valeurs de désalignement variant entre 0 et 60 μ m, celles-ci sont introduites dans le modèle corps rigides (Figure 24). Le graphique présentant la vitesse d'impact en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre à cames permet de mettre en évidence une légère augmentation de la vitesse d'impact avec l'instauration du désalignement. Pour 1400 tr/min, la vitesse passe de 1167 mm/s à 1305 mm/s. Cette variation de vitesse a deux conséquences. La première est la mise en évidence de l'efficacité imparfaite de la rampe de dépose classiquement utilisée. Celle-ci ne permet pas de compenser les variations géométriques qui peuvent intervenir dans l'assemblage du système de culbuterie. L'augmentation de la vitesse de dépose (même légère) a pour conséquence l'augmentation de l'énergie cinétique qui intervient dans le contact lors de la dépose. L'augmentation de la vitesse pour 1400 tr/min engendre une augmentation de l'énergie de 193 mJ à 241 mJ ce qui représente 25% d'énergie en plus à dissiper lors de l'impact.

L'influence de l'augmentation de la vitesse d'impact sera quantifiée d'un point de vue mécanique dans le Chapitre 3. À ce stade, l'augmentation de l'énergie cinétique lors de l'impact ne peut pas à elle seule et encore moins de manière quantitative expliquer l'augmentation de l'usure induite par les problèmes d'alignement. Pour quantifier la pression induite au niveau du contact lors de l'impact, deux tentatives de mesure ont été réalisées (Annexe 9). Ces mesures n'ont pas permis la quantification des pressions de contact.

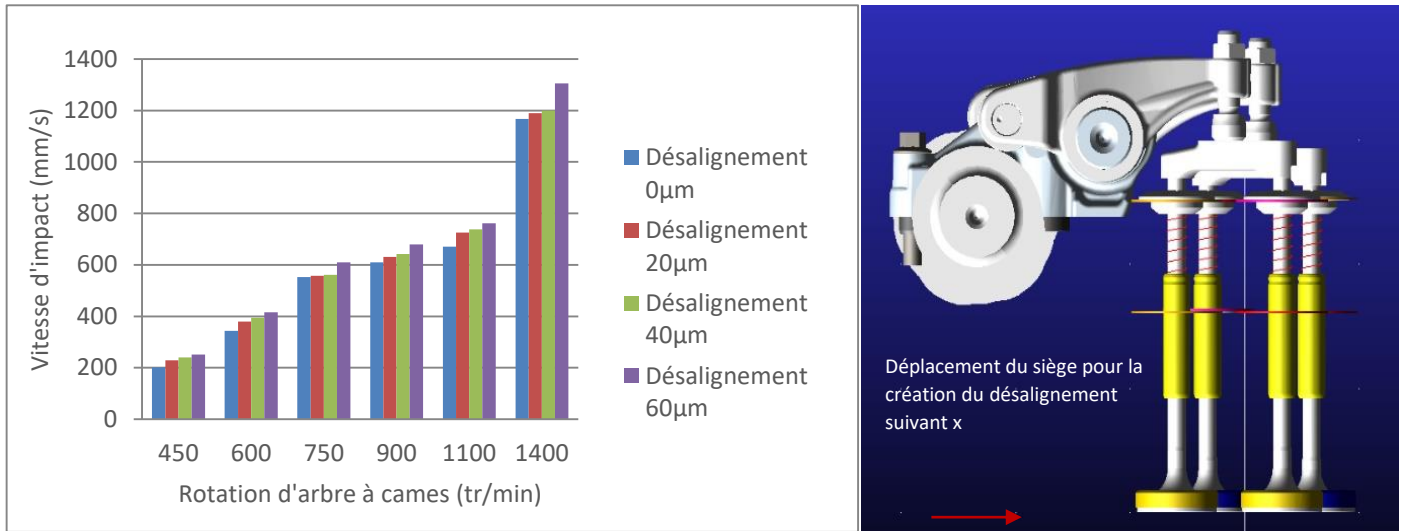


Figure 24 : Désalignement contrôlé du siège par rapport au guide de soupape

En complément de la détermination de la vitesse d'impact, le modèle corps rigides permet d'accéder à la longueur de glissement lors de l'impact.

2.3.4 Glissement

L'impact en tant que tel est suivi d'une phase de glissement de la soupape contre le siège. Ce glissement est également activé lors de l'ouverture. En théorie, avec l'utilisation de corps rigides, le glissement ne devrait pas exister si le jeu entre la tige de soupape et le guide était nul. Or un jeu est nécessaire pour permettre le coulissement de la soupape dans son guide. De ce fait, la soupape présente un degré de liberté suffisant pour qu'une partie du mouvement de rotation du culbuteur soit transmise à la soupape.

Le désalignement entre le guide de soupape et le siège est en mesure de moduler la dynamique de glissement lors de la dépose de la soupape. Sur la base du modèle corps rigides, le déplacement relatif d'un point arbitrairement défini sur la soupape permet la détermination de l'amplitude du glissement entre la soupape et le siège suivant le plan du contact. La tolérance de désalignement est fixée [REDACTED]. Dans le cas où cette spécification serait dépassée, les désalignements sont fixés entre 0 µm et 240 µm dans le modèle ADAMS (Figure 25). Pour un alignement parfait, la dynamique de basculement du système de culbutterie engendre un glissement dont la longueur est de 13,8 µm. L'augmentation de la longueur de glissement engendré par le désalignement est graduelle. Pour 100 µm de désalignement (tolérance maximale), la longueur de glissement est de 33,2 µm ; Finalement pour 240 µm de désalignement, la longueur de glissement est de 71,8 µm.

L'augmentation du désalignement a pour conséquence l'augmentation de l'amplitude de glissement de la soupape sur le siège. Malgré le dépassement de la tolérance d'alignement ([REDACTED]), la longueur de glissement reste inférieure à 80µm. De la même manière que pour l'impact, l'augmentation de la longueur de glissement ne peut être reliée à l'augmentation des niveaux d'usure. Cependant, l'hypothèse peut être faite que ce glissement va induire une augmentation des sollicitations subies par les matériaux de la soupape et du siège. Le modèle éléments finis permettra de déterminer quelles sont les sollicitations qui interviennent lors du glissement de la soupape contre le siège. De plus, la prise en compte de l'élasticité des deux matériaux permettra l'obtention d'un modèle dont la représentativité sera améliorée.

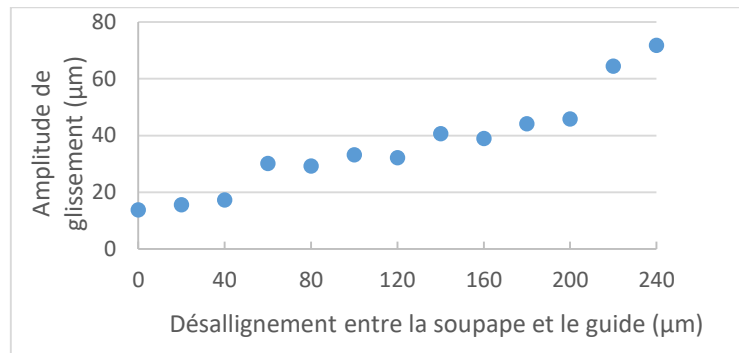


Figure 25 : Amplitude de déplacement de la soupape lors du glissement contre le siège en fonction du désalignement existant entre le siège et le guide de soupape (vitesse de 600 tr/min)

Afin de valider la longueur de glissement de la soupape lors de l'impact, une tentative de mesure a été réalisée sur le banc d'essais de culbuterie (Annexe 10). Étant donné la finesse des zones mises en jeu, un marqueur surfacique est utilisé. L'utilisation de ce marqueur surfacique a pour conséquence la transformation des propriétés du contact. Ainsi les longueurs mesurées ne permettent pas de quantifier la longueur réelle du contact lors du glissement. Ceci illustre encore une fois l'impossibilité dans certains cas de valider les données numériques par l'expérimentation.

2.3.5 Vibration du contact

La « vibration locale » de faible amplitude est le terme utilisé pour décrire un glissement de faible amplitude entre deux pièces en contact. Dans le cas du contact siège-soupape, la possibilité de la présence de vibrations locales [56] a déjà été discutée, mais elle n'a jamais été mise en évidence ni d'un point de vue expérimental ni du point de vue numérique.

Grâce à l'utilisation du modèle corps rigides et du banc d'essais culbuterie, il a été possible de mettre en évidence des indications permettant de dire qu'une vibration locale peut intervenir dans certaines conditions de fonctionnement.

La Figure 26, résume les grandes étapes qui ont abouti à la validation de la vibration de la soupape sur le siège. Le graphique #2 montre la réponse de l'accéléromètre fixé sur la soupape. À l'état « stationnaire », l'accéléromètre produit un signal dont la fréquence principale est relevée. L'excitation de l'accéléromètre se fait uniquement à partir de 450 tr/min. Au-delà, la réponse des accéléromètres est comprise dans une gamme fréquentielle variant de 360 Hz à 590 Hz. La question qui est posée est de savoir quels éléments du mécanisme sont à l'origine de cette instabilité. Pour ce faire, la détermination des réponses fréquentielles propres de la soupape, de la soupape + son guide et du ressort a été réalisée. Les fréquences propres de résonance du ressort (Figure 26, #1) sont celles qui correspondent le mieux aux signaux extraits du banc d'essais. L'hypothèse peut être faite que les différences fréquentielles existantes entre les calculs et les mesures peuvent provenir d'un filtrage du signal à travers le contact guide-soupape, couple-ressort ou encore siège-soupape.

Finalement, les observations du ressort (Figure 26, #3) à l'aide d'une caméra rapide permettent la mise en évidence de la résonance du ressort induisant des déplacements de la tige de soupape. Cet actionnement du ressort commence pour une vitesse de 600 tr/min d'arbre à cames ce qui correspond à une vitesse de 1200 tr/min du moteur.

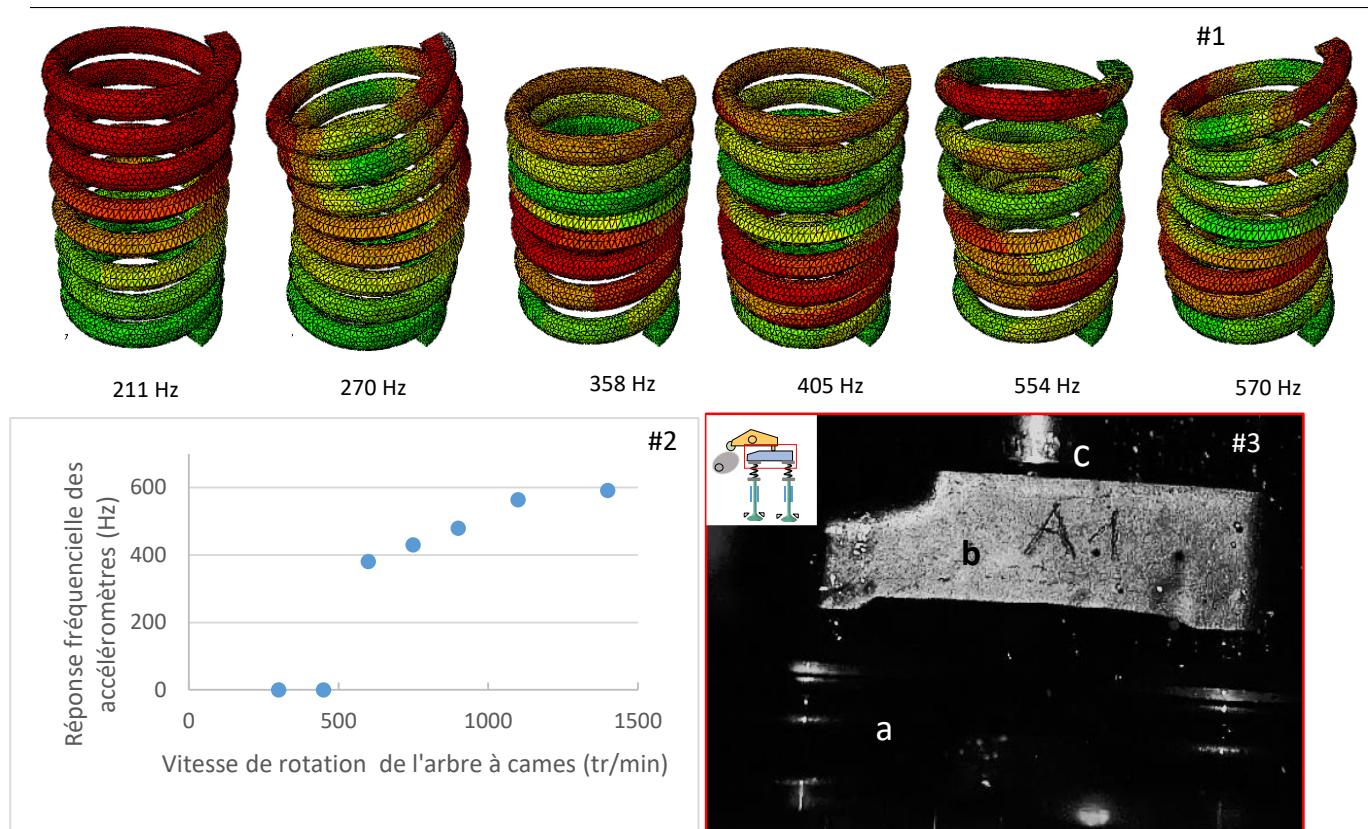


Figure 26 : Caractérisation de la réponse du ressort durant la phase de « repos » de la soupape sur son siège, #1 Fréquence propre de résonance du ressort avec la masse de la soupape appliquée sur le haut du ressort, #2 Réponse des accéléromètres fixés aux soupapes dans le cas du banc de culbutterie, #3 Visualisation de l'actionnement de la soupape avec la caméra rapide, a : ressort, b : étrier, c : liaison rotule

Comme énoncé précédemment, l'application de la pression de combustion ne fait pas partie du mécanisme d'actionnement de l'ouverture et de fermeture de la soupape. Ainsi, l'influence de l'application de la pression sera traitée dans le paragraphe suivant. Le glissement de la soupape contre le siège lors de l'ouverture fait partie intégrante du mécanisme d'actionnement de la soupape. Cette étape sera prise en compte dans l'élaboration finale du circuit tribologique, mais ne fait pas l'objet d'un paragraphe spécifique dans ce chapitre. En effet, le modèle ADAMS montre que le glissement lors de la fermeture et de l'ouverture se fait de la même manière. Le dernier point qui reste à aborder est donc la rotation de la soupape.

2.3.6 Rotation des soupapes

La rotation de la soupape est une notion dynamique abordée dans la littérature. Comme pour le cas de la vitesse d'impact, les auteurs relient souvent la rotation de la soupape avec le niveau d'usure. Malgré cela, la rotation de la soupape et sa vitesse de rotation à fixer restent mal définies. Le rôle de la rotation de la soupape sur les mécanismes d'usure ne fait pas consensus. Le premier point de vue consiste à dire que l'absence de rotation limite la contrainte de cisaillement à l'interface. Ainsi dans le cas où des particules d'usure sont bloquées dans le contact, cela doit limiter l'usure potentielle par abrasion [13], [22], [23]. Le point de vue opposé consiste à dire que la rotation de la soupape assure une homogénéisation de l'usure et limite la formation de points chauds [24] - [26]. Dans tous les cas, les auteurs ne précisent jamais si la rotation est constante ou totalement bloquée. Les travaux réalisés dans cette thèse ne prétendent pas décider si la rotation est nécessaire ou non. Cependant, ils doivent permettre la détermination de l'état de ce paramètre dans le système de culbutterie utilisé.

Dans un premier temps, une caméra de grande diffusion¹² est utilisée pour évaluer si les soupapes tournent avec l'augmentation de la vitesse de l'arbre à cames. La Figure 27, #1 présente la position des soupapes à l'instant initial alors que la Figure 27, #2 donne la position des soupapes après 10 minutes à 1400 tr/min d'arbre à cames. Dans ce cas

¹² Caméra de type action-cam avec une fréquence d'acquisition de 60 images/s et une résolution de 1080p.

qui correspond au régime moteur limite de 2800 tr/min, seules 3 soupapes sur 4 présentent une rotation. La 4^e soupape ne présente pas de rotation apparente. D'après les informations accessibles, il est dit que dans toute la gamme des régimes moteur la soupape ne doit pas tourner¹³. Le graphique de la Figure 27, #3 regroupe les résultats pour les différentes vitesses d'arbre à cames et montre que la rotation est aléatoire en fonction de la position à partir de 1200 tr/min. Ainsi la directive Renault Trucks n'est pas respectée.

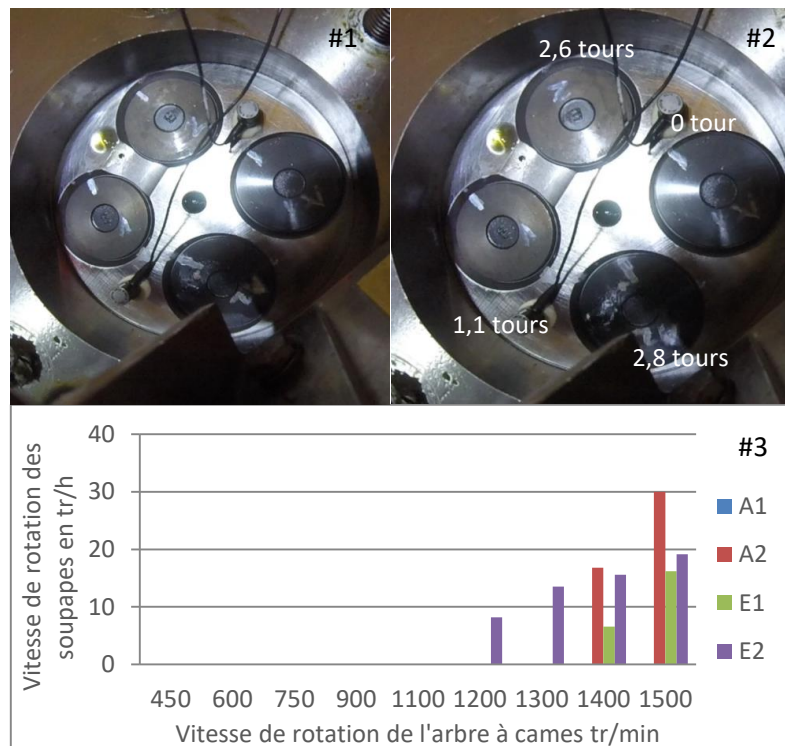


Figure 27 : Détermination de la vitesse de rotation des soupapes sur le banc d'essais culbuterie, #1 Position initiale, #2 position après 10 minutes, #3 résultats pour les différentes vitesses d'arbre à cames et les différentes soupapes (A1 : admission, E1 : échappement 1, etc...)

Un autre type de rotation locale est mis en évidence. À chaque fermeture et ouverture, la soupape effectue un « va et vient » de quelques degrés. Ce mouvement est visible grâce à l'utilisation d'une caméra rapide. Cette rotation ajoute une composante tangentielle de vitesse lors de l'impact. Cette composante n'est jamais précisée dans les travaux précédemment réalisés. Elle est induite par la torsion des ressorts résultante de la précharge et de sa compression.

Ce « va et vient » au même titre que les différents mouvements précédemment décrits est en mesure de moduler la réponse des 1^{ers} corps et du 3^e corps.

Ce paragraphe traitant de la vitesse de rotation de la soupape selon son axe permet d'extraire les informations suivantes :

- L'absence de rotation de la soupape n'est pas respectée sur toute la plage d'utilisation du moteur,
- Au sein du moteur Renault Trucks, la rotation n'est pas constante d'une position à une autre,
- L'étude dynamique seule ne permet pas de conclure quant à l'intérêt de la mise en place d'une rotation des soupapes,
- D'un point de vue phénoménologique, l'aspect aléatoire et donc non contrôlable de la rotation des soupapes d'une position à une autre est une difficulté supplémentaire pour la compréhension des mécanismes d'usure. Dans un premier temps, des efforts peuvent être trouvés pour empêcher de manière efficace la rotation de la soupape. Dans un deuxième temps, s'il est montré que la rotation de la soupape (de manière contrôlée) est

tribologiquement bénéfique alors des efforts considérables devront être mis en place pour repenser le système d'actionnement de la soupape¹⁴.

2.4 Conclusions intermédiaires

Le mouvement de la soupape est imposé par la dynamique du système de culbuterie pour répondre aux exigences de la combustion. Cette dynamique implique différentes étapes dans la vie du contact siège-soupape. La combinaison entre le modèle corps rigides et le banc expérimental permet de décrire avec précision les différentes étapes suivantes :

- En position ouverte, la soupape permet l'admission de l'air dans la chambre de combustion. La définition géométrique ainsi que la dynamique du mécanisme peuvent induire une différence de comportement entre deux soupapes qui sont pourtant activées par la même came. Cette modification peut éventuellement être dommageable pour la combustion. Cette différence de comportement entre les deux soupapes pourra également modifier les flux mis en jeu lors de la formation du 3^e corps,
- La fermeture du contact siège-soupape induit un impact. Le paramètre classiquement fixé pour éviter les risques de dégradation importante est la vitesse d'impact. Au sein de la société Renault Trucks, la vitesse maximale admissible est de 450 mm/s. En pratique dans le système utilisé actuellement, cette vitesse peut atteindre une valeur de 1200 mm/s pour le régime maximal du moteur (2800 tr/min). Malgré la sous-estimation de la vitesse de dépose, un critère limitant cette vitesse est utile pour éviter une augmentation importante de l'énergie à dissiper dans le contact. L'augmentation de la vitesse de dépose est associée au problème de désalignement entre le guide de soupape et le siège de soupape. Dans le cas du système utilisé par Renault Trucks, le désalignement n'engendre qu'une faible augmentation de vitesse,
- Le glissement est l'étape qui suit la phase d'impact. Dans le cas idéal sans jeu, aucun glissement ne devrait intervenir. En réalité, les jeux existants entre les différentes pièces sont à l'origine d'un glissement entre la soupape et le siège. L'augmentation du désalignement entre le guide de soupape et le siège induit une augmentation de la longueur de glissement. De la même manière que précédemment, les contraintes associées seront quantifiées dans le chapitre suivant,
- La rotation de la soupape n'est pas contrôlée dans le système de culbuterie actuel [REDACTED]. D'un point de vue scientifique, l'aspect aléatoire dans la dynamique du mécanisme a pour conséquence des événements également aléatoires dans la vie du contact. Il est ainsi difficile de prévoir les conséquences d'un tel phénomène. La rotation de la soupape devrait d'un point de vue industriel être totalement interdite. Le deuxième point est la rotation de la soupape engendrée par la torsion du ressort. Ce mouvement engendre à chaque impact un mouvement latéral. Ceci complexifie davantage la dynamique lors de l'impact-glissement. Pour limiter ce mouvement additionnel, il convient de limiter la torsion engendrée par le ressort ou d'opter pour un autre mode de rappel de la soupape (comme présenté dans le chapitre 5 paragraphe 5.4.1),
- La torsion induite, par le ressort ajoute une vitesse radiale lors de la dépose. Cette vitesse n'est pas prise en compte dans les démarches habituelles de développement.

À elle seule, la dynamique ne peut pas répondre à la totalité de la problématique de dégradation du contact siège-soupape. En revanche elle permet d'appréhender la dynamique appliquée aux 1^{ers} corps et au 3^e corps. Cette dynamique est ainsi reprise dans le Chapitre 3 comme condition aux limites du modèle par éléments finis afin de déterminer la réponse locale des 1^{iers} corps.

Chapitre 3 : Dynamique locale et sollicitations mécaniques dans les 1^{ers} corps

3.1 Description des 1^{ers} corps : Géométrie du contact siège-soupape

La soupape est la partie mobile du contact (Figure 28). Sa géométrie sert sa fonction. Premièrement, la tige permet la mise en mouvement tout en délocalisant le système de culbutterie au plus loin de la chambre de combustion. Le contact entre la tige et le guide permet le glissement de la tige dans la culasse avec une lubrification qui est faible et difficile à contrôler au cours du temps.

Les propriétés du joint de tige de soupape peuvent évoluer avec le temps, ce qui engendre une variation de la quantité d'huile au niveau du guide, mais également au niveau du contact siège-soupape. Le contact guide-tige de soupape doit permettre également l'évacuation de la chaleur accumulée dans la soupape. Cette notion n'est cependant pas évaluée de manière quantitative.

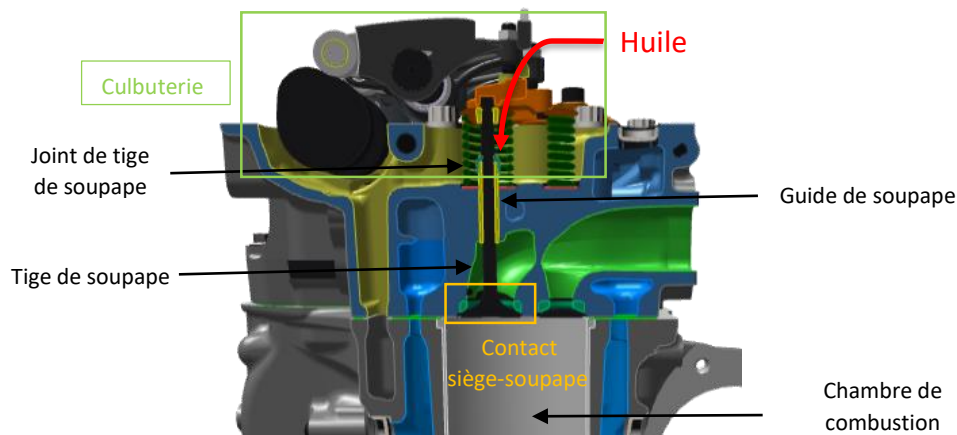


Figure 28 : Contrôle de la lubrification du guide de soupape par le joint de tige de soupape

La tête de soupape doit résister à la fois à la flexion induite par l'application de la pression de combustion mais également à la température imposée au niveau de la face feu. Finalement, la tête de soupape est formée de la portée du contact siège-soupape. L'angle de ce contact est de 35° pour l'admission (Figure 29). [REDACTED]. Les études de Forsberg et al. [48] en collaboration avec Scania, montrent que pour la concurrence, le choix de l'angle est fixé entre 20 et 25°.

Le choix de cet angle a une influence sur l'aire de la section de passage des gaz (A_s). Pour une levée de soupape de hauteur h et d_s , le diamètre de la soupape, celle-ci peut être calculée de manière simplifiée avec la formule suivante :

$$A_s = \pi \times d_s \times \cos \theta \times h$$

Ainsi, pour un diamètre de soupape constant et une levée égale, l'augmentation de l'angle de soupape par exemple de 15° à 50° engendre une diminution de la section de passage des gaz. Cette diminution rend nécessaire, l'augmentation du diamètre de la soupape.

Le diamètre de la soupape d'admission est plus important que celui de la soupape d'échappement. Sur la base de la conservation du débit volumique il est montré [54] que l'air froid est plus difficile à faire entrer dans le moteur par rapport à l'échappement. Pour une même hauteur de levée de soupape, le diamètre de la soupape d'admission devrait être 1,75 fois plus large que la soupape d'échappement. En pratique dans le cas du moteur Renault Trucks elle n'est que 1,1 plus large. Dans ce cas, c'est la soupape d'échappement qui est surdimensionnée. Ce surdimensionnement est mis en place pour compenser le fait que la soupape d'échappement présente un « angle principal » de 45° contre 35° (Figure 29) pour l'admission. De manière générale, lors du choix de l'angle du contact siège-soupape, la section de passage des gaz doit être maximisée en diminuant l'angle.

Une « différence d'angle » est imposée entre les surfaces du contact siège-soupape. La différence d'angle entre la soupape et le siège varie entre 0° et 1° (Figure 29). Celle-ci permet de localiser la zone de contact dans la partie basse

de la portée. Ensuite, avec la dégradation, la zone de contact s'élargit. De la même manière que le contact guide-soupape, le contact siège-soupape permet l'évacuation de chaleur qui s'accumule au sein de la soupape.

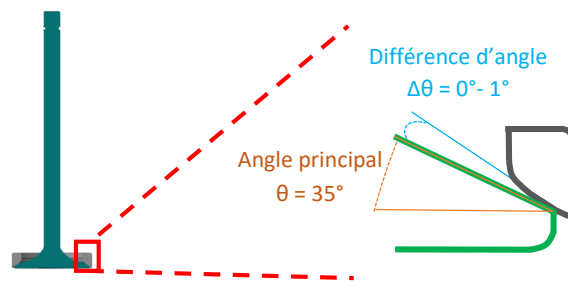


Figure 29 : Les deux angles du contact siège-soupape, θ l'angle fixant la géométrie globale du contact, $\Delta\theta$ tolérance de la production pour imposer le contact en bas de la portée

3.2 Outil numérique pour l'instrumentation du contact

La géométrie du contact siège-soupape se caractérise par sa faible dimension. La différence d'angle de 1° entre les deux surfaces ajoute encore à la réduction de la zone de contact. La mesure des pressions locales de contact est expérimentalement difficile à mettre en place. Ainsi, l'instrumentation numérique par le biais des éléments finis proposés dans le logiciel Abaqus est une solution pour accéder à de nouvelles informations.

3.2.1 Présentation du modèle éléments finis (EF) élastique

Le modèle par éléments finis est choisi afin de caractériser les réponses des 1^{ers} corps. Différentes stratégies de calculs sont utilisables pour traiter les problématiques liées aux contacts comme décrits dans l'article [57]. La première méthode est celle des pénalités [58]–[62], la seconde méthode est celle des multiplicateurs de Lagrange [63]–[66] et enfin la dernière méthode combinant les deux premières est appelée Lagrangien Augmenté [67]–[69]. L'influence des différentes méthodes et de la taille des éléments choisis sera discutée.

Pour gérer au mieux la finesse de la zone de contact, la première approche dans le cas du calcul implicite a consisté à réaliser un calcul axisymétrique global sur le siège et la soupape avec des éléments de grande taille (Figure 30, #1). Ensuite, les conditions aux limites issues de cette première étape de calcul sont injectées dans un sous-modèle dont la dimension réduite 3x3 mm permet de raffiner le maillage (Figure 30, #2). Pour le modèle implicite, les éléments utilisés sont du type CAX8. Il s'agit d'une formulation quadrilatérale axisymétrique biquadratique à 8 nœuds. En raison de la complexité de la géométrie, les éléments CAX6 complètent les éléments CAX8. C'est une formulation pyramidale quadratique axisymétrique à 6 nœuds.

Pour la première étape de calcul, le nombre d'éléments est d'environ 14 000. Pour le sous-modèle, ce nombre passe à 750 000. Ce nombre est limité car seuls la soupape et le siège sont utilisés pour décrire le contact sans prendre en compte l'ensemble du système de culbutterie.

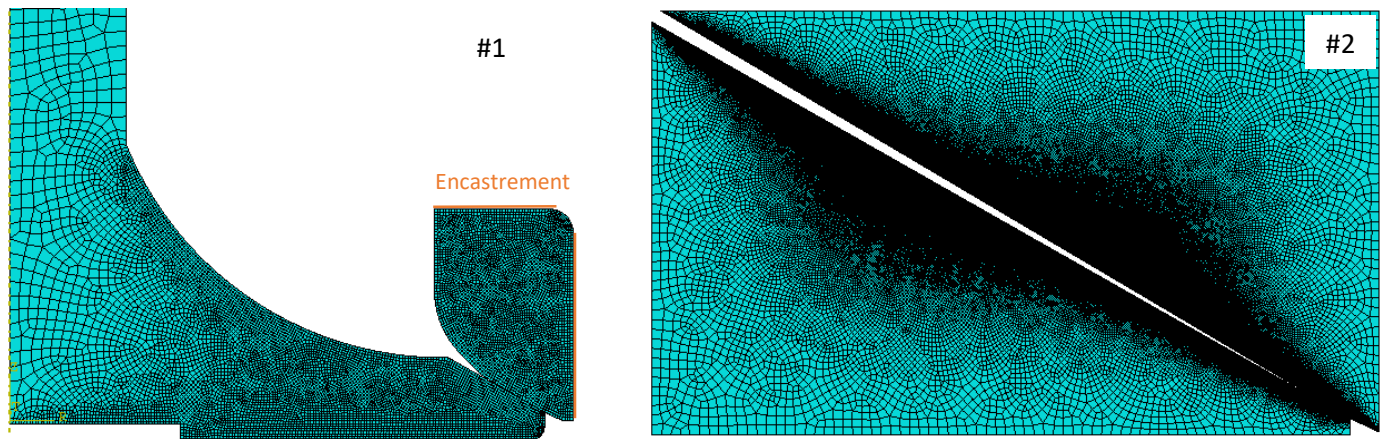


Figure 30 : Maillage du modèle éléments finis dans sa configuration implicite et axisymétrique, #1 : modèle axisymétrique global avec éléments de grande taille, #2 : Sous-modèle avec maillage raffiné

Les conditions aux limites utilisées sont les suivantes :

- La vitesse d'impact est appliquée selon les calculs issus du modèle corps rigides,
- La pression de combustion est définie selon les pressions maximales mesurées au sein du moteur pour les différentes conditions de fonctionnement du moteur,
- Le siège est encasté dans la zone dédiée au frottement dans la culasse,
- L'utilisation du guide imposant le déplacement vertical de la soupape n'est pas mise en œuvre dans le modèle Abaqus. Dans la configuration choisie, le déplacement de la soupape se fait uniquement suivant l'axe y vertical.

Dans la démarche mise en œuvre, un schéma implicite a été utilisé dans un premier temps. Ce type de schéma est adapté à l'impact glissement [58], [59], [62], [70], [71]. Il est à noter que les phases d'impact et l'application de la pression de combustion sont séparées pour faciliter l'extraction des résultats. Pour le calcul de l'impact, la vitesse est imposée durant un temps qui permet de parcourir la distance qui sépare la soupape et le siège. Ensuite une fois que la soupape est au contact avec le siège, celle-ci est simplement rappelée par une force constante égale à celle exercée par le ressort. Pour la pression de combustion, la soupape est directement au contact avec le siège. La pression passe de 0 MPa à la pression maximale en 8 ms puis redescend jusqu'à sa valeur de 0 MPa en 8 ms. Le signal triangulaire formé correspond au temps d'application de la pression pour une vitesse du moteur de 1200 tr/min. Dans les deux cas, les incréments de temps sont fixés automatiquement.

Comme cela sera montré dans le paragraphe 3.5, les discontinuités induites par les variations d'angle sont à l'origine de la non-convergence du calcul. Ainsi, c'est le schéma explicite qui est retenu pour la partie dans laquelle la géométrie du contact est modifiée. Pour le calcul explicite, les éléments choisis sont tous du type CAX6. Dans ce cas, le recours au sous-modèle n'est pas nécessaire car les temps de calcul restent inférieurs à 8h pour un nombre d'éléments de 450 000 avec l'utilisation de 10 processeurs de calculs. L'intérêt du calcul explicite est également de permettre l'utilisation d'un modèle non axisymétrique pour évaluer l'influence des désalignements.

3.2.2 Données imposées au contact siège-soupape

Sur la base du modèle corps rigides, l'évaluation de la vitesse d'impact a été possible. Celle-ci est comprise entre 200 mm/s pour un régime moteur de 900 tr/min et 1200 mm/s pour un régime moteur de 2800 tr/min (Tableau 5). Ces résultats ont été confirmés par l'utilisation d'instruments spécifiques placés sur un banc d'essais de culbuterie.

Les vitesses indiquées dans le tableau 3 sont appliquées à la soupape pour déterminer la réponse des deux 1^{ers} corps lors du glissement par impact.

Le même modèle est utilisé pour l'évaluation de la réponse du premier corps lors de l'application de la pression de combustion. La plage de pression est comprise entre 6 et 26 MPa (Tableau 5) pour faire face à toutes les conditions

de fonctionnement du moteur. Il est à noter que les pressions supérieures à 18 MPa sont hypothétiques et sont utilisées pour faire face à d'éventuelles augmentations des pressions de combustion. Dans toutes les conditions du modèle, un indicateur de frottement de 0,2 est utilisé.

Avant d'extraire et d'analyser les résultats issus du modèle EF, il est important de définir la stratégie à mettre en place pour obtenir des résultats pertinents. La première étape consiste à sélectionner la taille du maillage.

Tableau 5 : Données d'entrées appliquées dans le cadre du modèle éléments finis

Vitesse d'impact (mm/s)	Pression cylindre (MPa)
200	6
300	8
400	10
500	12
600	14
700	16
800	18
900	20
1000	22
1100	24
1200	26

3.2.3 Evaluation de l'influence de la taille du maillage

La notion de taille des mailles définit la discrétisation d'un volume fini pour la résolution locale des équations mécaniques. La taille du maillage est un paramètre clé dans les calculs par éléments finis. Le choix de la taille des mailles doit répondre à deux objectifs antagonistes. Le premier est l'obtention d'un modèle représentatif de la réalité du contact et non de la taille des éléments. Pour ce faire, la taille des éléments doit être la plus petite possible.

Le second objectif est la limitation du temps de calcul. Pour limiter le temps de calcul, la taille des mailles doit être grande. Le fait d'augmenter la taille des éléments limite le nombre d'équations que le modèle doit résoudre pour obtenir un résultat. Il faut donc trouver un compromis pour que la taille des éléments limite le temps de calcul tout en étant représentatif du contact et non un artefact lié à la taille des éléments. La taille supposée du contact siège-soupape est de 3mm. Cependant il a déjà été mentionné que la différence d'angle entre les deux surfaces limite la zone de contact. La taille des éléments est égale à 10, 5, 2, 1 μm . Les informations sont regroupées dans le Tableau 6.

Tableau 6 : Taille des éléments et temps de calculs associés à l'application d'une pression de combustion de 26 MPa durant 16 ms pour le calcul implicite

Configuration n°	Taille des éléments (μm)	Nombre d'élément	Temps de calcul (h)
C1	10	24316	1
C2	5	53139	3
C3	2	249 460	10
C4	1	743 965	24

L'influence de la taille des mailles est évaluée en considérant les valeurs maximales des paramètres suivants :

- Pression de contact,
- Contrainte de cisaillement au contact,
- Force normale,
- Force tangentielle.

La valeur de référence est prise arbitrairement pour la configuration C4 (1 μm). Les comparaisons effectuées sont données dans le Tableau 7.

Tableau 7 : Comparaison des valeurs maximales données par le modèle pour différentes tailles d'éléments pour le calcul implicite

Configuration du maillage	Pression de contact (MPa)	Cisaillement (MPa)	Force normale de contact (N)	Force tangentielle de contact (N)
C4	5670	83	402	-1134
C3 vs C4 (%)	4	103	108	4
C2 vs C4 (%)	30	447	465	31
C1 vs C4 (%)	33	426	442	93

Comme le montre le Tableau 7, l'erreur commise pour la pression de contact et la force de contact tangentielle sont faibles (moins de 4% pour la configuration C3). Cependant, l'erreur faite pour la contrainte de cisaillement de contact et la force de contact normale sont importantes (supérieures à 100%, pour C3). Cette illustration montre que le calcul par éléments finis, lorsqu'il traite des problématiques de contact, doit être pris avec des précautions. Pour extraire des données représentatives de la vie du contact, il est nécessaire de minimiser la taille des éléments choisis tout en permettant un temps de calcul réaliste et une taille de fichiers résultats cohérente avec les capacités d'un ordinateur de post-traitement.

Par conséquent, la configuration C4 avec une taille d'élément de 1 μm est retenue pour les calculs implicites malgré un temps de calcul de 24h. De la même manière, une taille de 1 μm de maillage est utilisée pour le modèle explicite cela afin d'assurer la possibilité de transposer les calculs d'une méthode à une autre.

3.2.4 Influence de la loi de contact utilisée

Le logiciel Abaqus propose des lois de contact différentes afin d'optimiser la convergence du calcul et la représentativité des résultats. Le paramètre utilisé pour comparer les différentes méthodes est la pression de contact maximale. Comme le montre la Figure 31, la méthode des multiplicateurs de Lagrange augmente la pression de contact maximale, mais la forme de la pression est très similaire à celle obtenue par la méthode Lagrangien augmenté. Les résultats de cette dernière méthode sont proches de ceux donnés par la méthode des pénalités. L'avantage de la méthode Lagrangien augmenté est la possibilité de distinguer la variation de pression induite par la déformation de surface. Dans le travail réalisé, c'est la méthode Lagrangien augmenté qui est retenue. Celle-ci permet d'atteindre des niveaux de pression proches de la méthode des pénalités tout en assurant la visualisation de la fluctuation de la pression de la même manière qu'avec la méthode des Multiplicateurs de Lagrange.

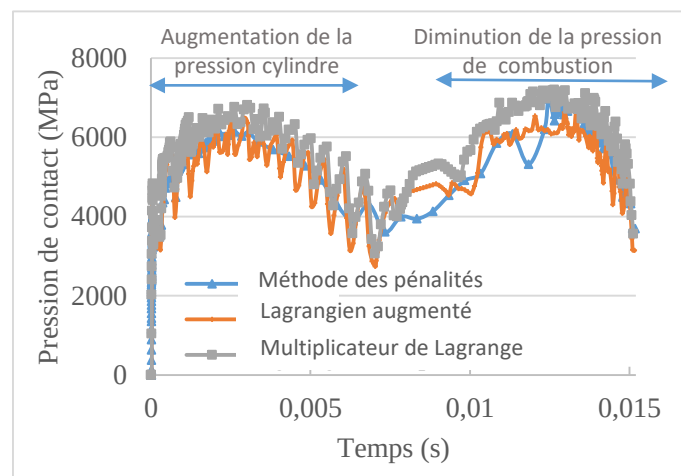


Figure 31 : Influence de la loi de contact sur les niveaux de pressions dans le contact pour le calcul implicite

Cette même figure donne des informations concernant le comportement des 1^{ers} corps lors de l'application de la pression de combustion. Dans un premier temps, lorsque la pression appliquée sur la face feu de la soupape augmente,

la pression mesurée dans le contact augmente également. Ensuite, en raison de la différence d'angle entre les deux surfaces, et la soupape se déformant élastiquement, l'aire de contact augmente ce qui a pour conséquence la diminution locale de la pression. Le même phénomène intervient lors de la décroissance de la pression. La différence d'angle volontairement induite entre les deux surfaces a pour conséquence l'augmentation locale des niveaux de pression. La mise en place de deux surfaces dont l'inclinaison serait la même aurait pour conséquence la diminution des niveaux de pression et potentiellement la réduction des dégradations. Industriellement, la mise en place d'un niveau de contrôle suffisant entraînerait l'augmentation des coûts de production. Une solution alternative sera proposée dans le Chapitre 4 pour augmenter l'aire de contact tout en s'affranchissant d'une augmentation du coût de production.

3.3 Application de la pression de combustion et réponse des 1^{ers} corps

Pour la caractérisation de la réponse du contact avec la variation de la pression de combustion, l'angle de 35° utilisé au sein du moteur Renault Trucks est retenu.

L'analyse du contact siège-soupape durant la phase de combustion commence par le calcul de la pression de contact et de la contrainte de cisaillement. La Figure 32 montre l'évolution de ces deux paramètres en fonction de la pression dans la chambre de combustion. En raison de l'angle de divergence de 1° entre les deux surfaces, la pression et la contrainte de cisaillement augmentent dans un premier temps. Pour une valeur de 10 MPa, le cisaillement et la pression de contact atteignent un maximum. La diminution qui suit correspond à l'augmentation de la surface de contact due à la déformation élastique. L'augmentation de la surface de contact devient prépondérante par rapport à l'augmentation de la pression de combustion, cela induit une diminution des contraintes mécaniques.

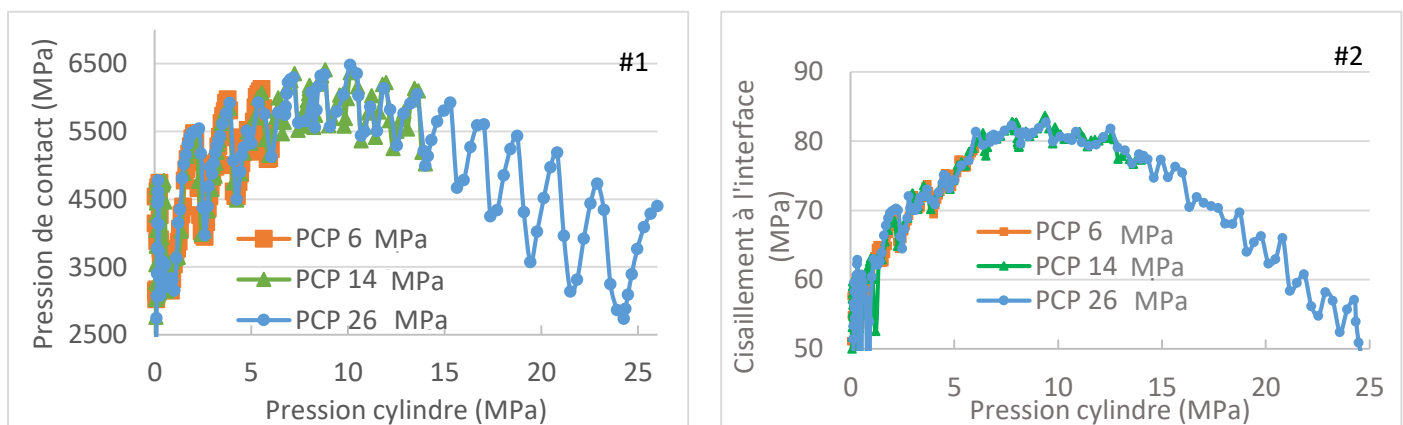


Figure 32 : Évolution des critères locaux représentatifs du contact, #1 Pression de contact maximale dans le contact en fonction de la pression maximale appliquée, #2 Cisaillement maximum au sein du contact en fonction de la pression maximale appliquée

Les grandeurs énergétiques présentent la deuxième source d'informations. L'énergie élastique de déformation et l'énergie de friction sont extraites. L'augmentation de la pression dans la chambre de combustion provoque une augmentation de l'énergie totale à dissiper dans le contact. L'énergie élastique (Figure 33, #1) est accumulée jusqu'à ce que la pression maximale (PCP) soit atteinte au temps de 0,0075 s, puis elle est restaurée pendant la décharge. La saturation apparaît à partir de la valeur de pression de 22 MPa. Cela correspond à la pression à partir de laquelle la soupape atteint sa déflexion élastique maximale. De ce fait, l'ensemble de la portée est utilisé. Ainsi, au-delà de cette valeur de 22 MPa, la soupape ne peut plus se déformer et donc l'énergie élastique ne peut plus s'accroître. L'énergie de friction dissipée dans le contact pour les différentes pressions appliquées présente 3 zones. La première zone correspond au frottement de la soupape dans le siège du fait de la déformation élastique de la soupape. Ensuite alors que la soupape continue de se déformer élastiquement, le contact entre dans une phase stationnaire c'est la zone 2. Le déplacement relatif entre le siège et la soupape devient nul. Ainsi, l'énergie dissipée par friction devient nulle ce qui a pour conséquent l'instauration d'un plateau. Dans la zone 3, le relâchement de la pression de combustion appliquée sur la face feu autorise à nouveau le glissement de la soupape contre le siège. L'énergie dissipée par frottement repart à la hausse. L'énergie dissipée par friction passe de 4 mJ (pour 6 MPa) à plus de 65 mJ (pour de 26 MPa). La valeur de 65 mJ est supérieure à la valeur accumulée puis restituée par élasticité. En l'absence de critère de

plasticité, l'énergie est principalement dissipée par le frottement au contact. Dans le cas où le 3^e corps ne serait pas présent dans le contact, l'intégralité des dégradations induites par le frottement se ferait au niveau des 1^{ers} corps.

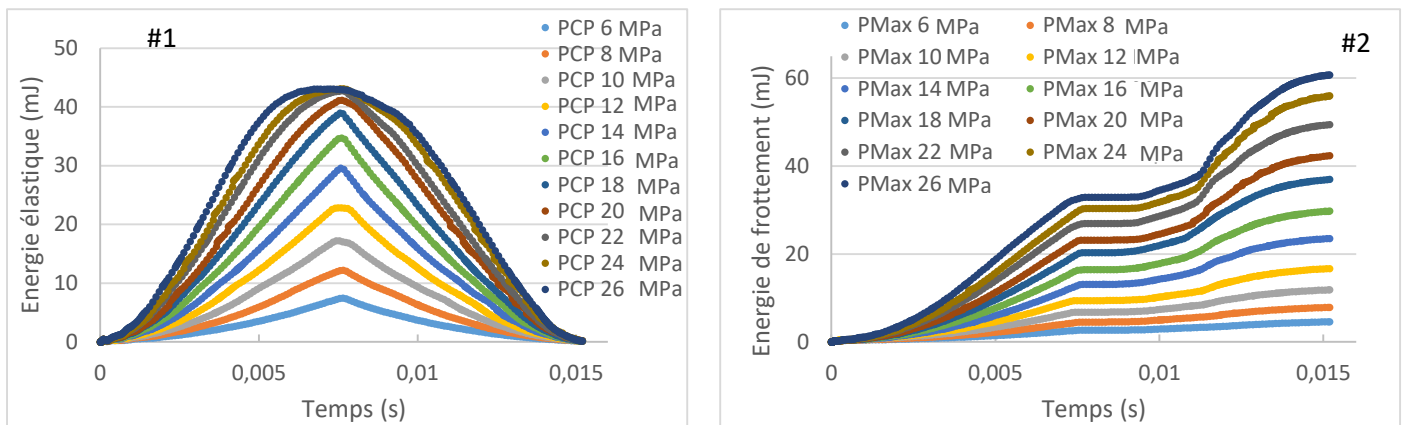


Figure 33 : Énergies mises en jeu lors de l'application de la pression de combustion, #1 Énergie élastique, #2 Énergie de frottement

Géométriquement, l'augmentation de la pression cylindre induit une augmentation de la largeur de la zone de contact (Figure 34, #1). Pour une pression de 6 MPa la largeur de la zone de contact est quasiment ponctuelle, la pression n'est pas suffisante pour induire une déformation de la soupape. Pour la pression maximale du moteur de 18 MPa, seul 0,8 mm de la portée sont sollicités (valeur maximale de la portée fixée par le siège égale à 2,69 mm). Ce n'est qu'à partir d'une pression cylindre de 22 MPa que l'ensemble de la portée est sollicitée. Il conviendrait que l'ensemble de la portée soit utilisé pour la pression de 18 MPa cela permettrait d'assurer une meilleure répartition des contraintes dans le contact.

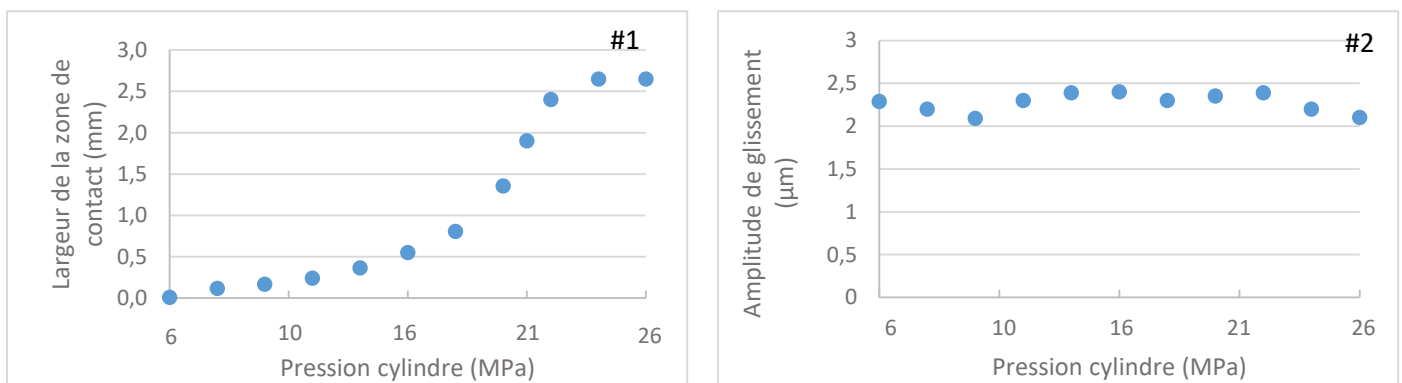


Figure 34 : #1 Largeur de la zone de contact en fonction de la pression cylindre imposée, #2 Amplitudes du glissement en fonction de la pression cylindre imposée

L'augmentation de la pression de combustion n'a pas, du fait de la géométrie du contact, d'influence sur les valeurs maximales des pressions et des cisaillements calculées dans le contact. Durant l'application de la pression de combustion, la pression calculée atteint 6,5 GPa. Cette valeur est très élevée du fait de la localisation du contact et de l'absence de critère de plasticité. Localement, le niveau de pression atteint est en mesure de dégrader les surfaces en présence. Le cisaillement atteint est quant à lui limité à 6,5 MPa. L'énergie élastique permet dans une certaine mesure de limiter l'énergie à dissiper dans le contact par frottement. Finalement, en l'absence de critère de plasticité, la majorité de l'énergie est dissipée par frottement.

3.4 Comportement des 1^{ers} corps lors de l'impact

L'impact de la soupape sur le siège est la phase qui précède l'application de la combustion. Classiquement, l'impact est décrit comme la phase à l'origine de la dégradation du contact [46]. Les calculs réalisés avec l'utilisation des éléments finis permettent de quantifier la réponse des 1^{ers} corps lors de cette étape. La dynamique rapide du phénomène d'impact couplé à la mise en place d'un contact quasi ponctuel a pour conséquence la difficulté de convergence des calculs avec un schéma implicite. C'est pourquoi la stratégie du calcul dynamique explicite est utilisée

lors de l'impact. Comme précédemment l'angle utilisé pour déterminer l'influence de la vitesse d'impact sur le comportement des 1^{ers} corps est de 35° (géométrie réelle au sein du moteur).

Le modèle d'impact est décomposé en 2 phases. Dans un premier temps, la soupape est décollée de son siège de 0,5 mm et une vitesse instantanée est appliquée à la soupape. Dans un deuxième temps, juste avant que la soupape ne rentre en contact avec le siège, la vitesse imposée est désactivée et seule la force de rappel de la soupape par le ressort est laissée constante. Ainsi, lors de l'impact, la soupape possède une énergie cinétique constante qui est induite par l'application préalable de la vitesse de déplacement.

Comme pour l'application de la pression de combustion, la taille des éléments au niveau du contact est de 1 μ m. Malgré cela et pour toutes les vitesses appliquées, le contact reste ponctuel. La déformation élastique de la soupape est si faible que le contact ne se fait que sur une largeur inférieure à 1 μ m. La représentativité de la pression de contact et du cisaillement au niveau de l'interface n'est donc pas assurée. Ce problème ne peut être résolu de manière simple dans le cadre de l'utilisation des éléments finis, car le raffinement du maillage au niveau du contact donne tout de même lieu à une localisation linéaire de ce dernier. En revanche, les informations concernant l'énergie de frottement, l'énergie élastique et l'amplitude du déplacement sont exploitables.

La Figure 35 présente l'amplitude de glissement de la soupape sur le siège. L'amplitude de glissement augmente de manière quasi linéaire de 0,29 μ m pour la vitesse de 200 mm/s jusqu'à 2,1 μ m pour la vitesse de 1300 mm/s. Cette dernière grandeur est semblable à celles calculées lors de l'application de la pression de combustion. Ainsi dans le cas idéal où la soupape et le siège sont parfaitement circulaires et alignés, la distance augmente du fait de la déformation élastique du siège en l'absence de déformation de la soupape. L'amplitude de glissement est aussi faible que dans le cas de l'application de la pression de combustion, mais dans ce cas, la zone de contact reste quasi ponctuelle (2D) et linéaire (en 3D).

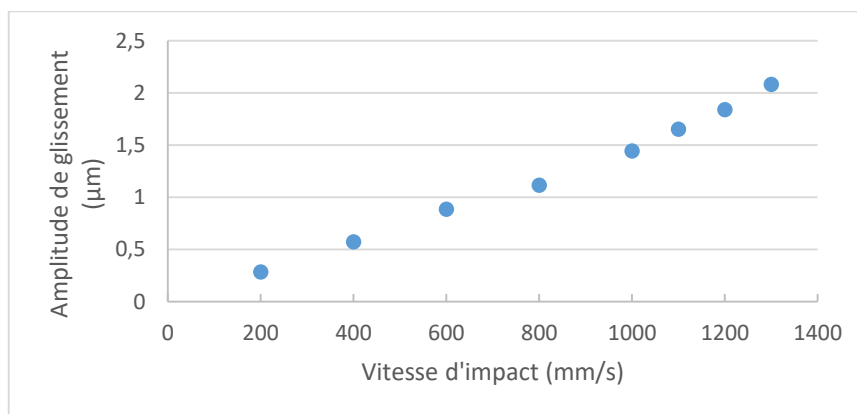


Figure 35 : Amplitude du glissement en fonction de la vitesse d'impact

Pour évaluer l'influence dans la vitesse d'impact par rapport aux sollicitations du contact, l'énergie de frottement ainsi que l'énergie élastique sont données dans les Figure 36 et Figure 37. L'énergie dissipée par frottement augmente avec la vitesse d'impact. La seule exception est mise en évidence pour la vitesse de 1300 mm/s. Quelles que soient les vitesses mises en jeu, l'énergie liée au frottement est faible (3,7 mJ contre un minimum de 4,6mJ pour une pression de combustion de 6 MPa).

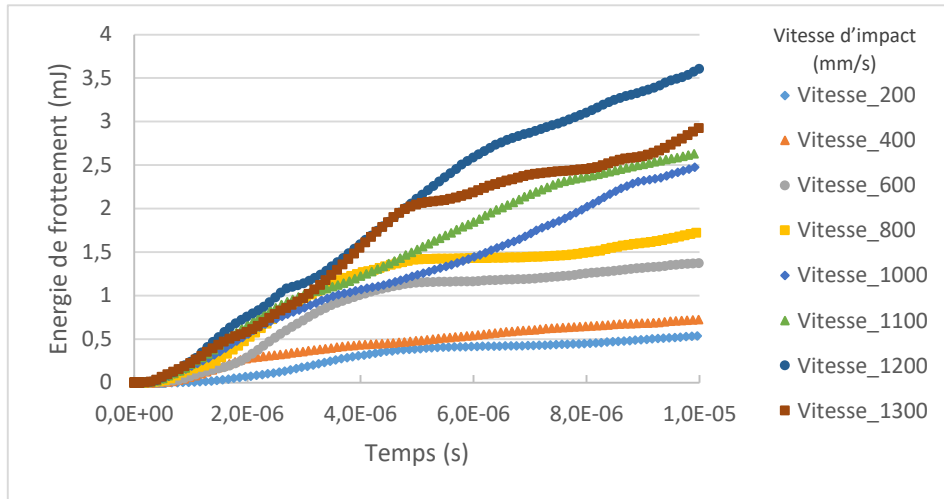


Figure 36 : Énergie dissipée par frottement en fonction de la vitesse d'impact (mm/s)

L'énergie élastique augmente avec l'accroissement de la vitesse d'impact. Passant 0,8 mJ pour 200 mm/s à 13,5 mJ pour 1300 mm/s.

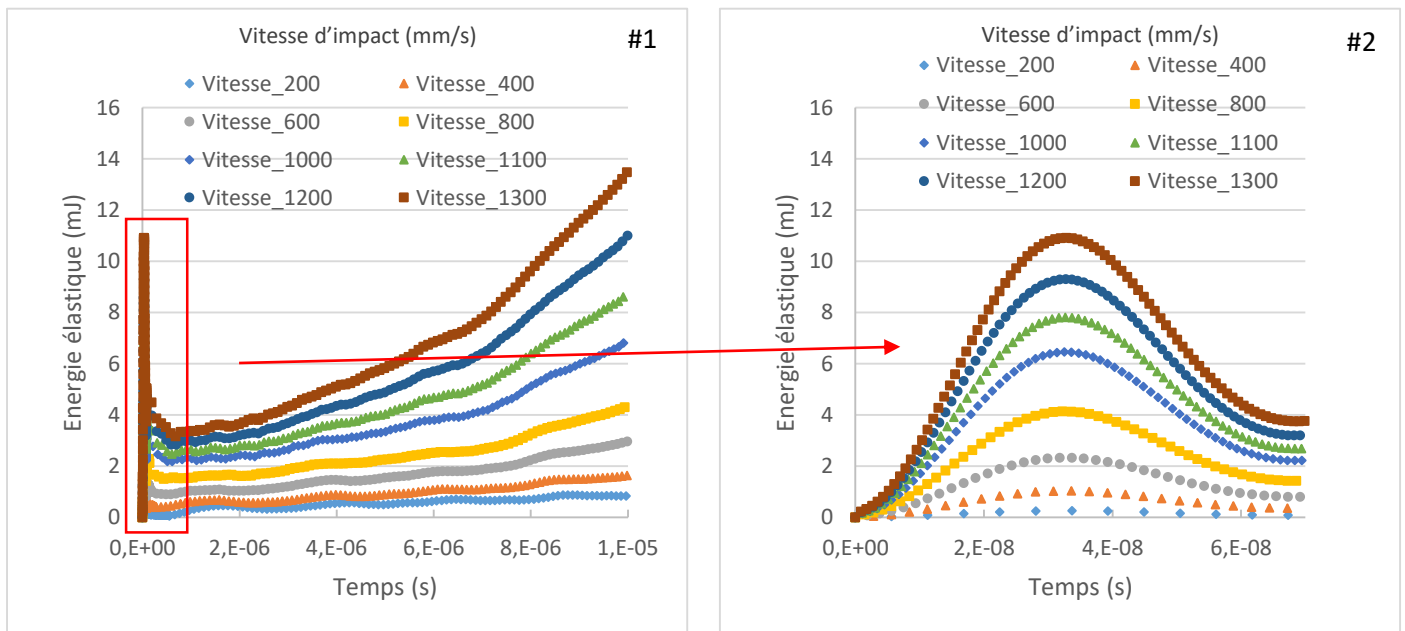


Figure 37 : Énergie élastique accumulée lors de l'impact, #1 Pour des vitesses variant de 200 mm/s à 1300 mm/s sur toute la durée du cycle, #2 Grossissements lors de la phase de mise en mouvement de la soupape en dehors du contact

Dans une première approche, l'impact ne semble pas en mesure d'engendrer des dégradations importantes au niveau du contact. Lors de l'impact, c'est la déformation élastique du contact qui permet l'accommodation des vitesses entre le siège et la soupape.

3.5 Variation de l'angle du contact

Classiquement, lors du développement d'un moteur avec de nouvelles contraintes au niveau de la combustion, le contact siège-soupape présente des dégradations importantes durant les phases d'essais destructifs. Dans le cas où la combinaison de matériaux utilisés ne permet pas de limiter les niveaux d'usure et donc d'assurer l'étanchéité du moteur et le bon fonctionnement sans le recours à de nombreux réglages du jeu de culbute, les ingénieurs font appel à de nouvelles combinaisons de matériaux. Cependant, lorsque le temps est limité pour développer une nouvelle solution, il a déjà été fait recours à la modification de l'angle du contact. Cette modification est en mesure, parfois, de limiter les dégradations, mais sans que cela ne soit expliqué. Ce n'est qu'avec les travaux de Lewis [45] que l'influence de la modification de l'angle de contact sur les mécanismes de dégradation a été étudiée. Concrètement, cet auteur

relie la diminution de l'angle de contact avec la diminution de l'amplitude de frottement entre les deux surfaces. En faisant intervenir la loi Archard, « adaptée » à chacune des situations. Il relie cette diminution d'amplitude de frottement avec une diminution des niveaux d'arrachement de matière. Cependant, il n'a pas validé expérimentalement que l'amplitude de glissement était modulée avec la variation d'angle.

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse ne font, volontairement, pas intervenir la loi Archard. En effet, cette loi qui est supposée prédire les niveaux d'usure au niveau du contact siège-soupape n'est en réalité qu'une loi mathématique qui est utilisée pour correspondre plus ou moins bien à des profils de dégradation relevés. Elle ne permet pas de prendre en compte la diversité des sollicitations mécaniques et de l'environnement. Le modèle éléments finis utilisé doit permettre la minimisation de la pression de contact, du cisaillement dans le contact et de limiter l'énergie de frottement mise en jeu tout en favorisant la sollicitation élastique d'une manière favorable à la vie du contact.

Les calculs sont réalisés en différentes étapes. Dans un premier temps, les angles de contact sont fixés à 15°, 20°, 25°, 30°, 35° (valeur utilisée au sein du moteur), 40° et finalement 45°. Sur la base des résultats, les épaisseurs de la tête de soupape pour les angles de 15° et 20° sont augmentées. Comme énoncé précédemment, la stratégie de calcul explicite est utilisée pour permettre au calcul de converger malgré les discontinuités induites par la modification de la géométrie. Le temps d'application de la pression de combustion est réduite d'un facteur 100 par rapport au cas implicite cela pour permettre la convergence plus rapide des calculs effectués en explicite. Ainsi le temps total de la phase d'application de la pression de combustion est de 152 μ s.

La modulation de l'angle de contact a pour conséquence immédiate la modification de l'épaisseur de la soupape. Pour les angles inférieurs à 35°, l'épaisseur de la tête de soupape est diminuée alors que pour les angles de 40° et 45°, l'épaisseur de la tête de soupape est augmentée. Cette modulation de l'angle de contact a également pour conséquence la modification de la largeur de la portée maximale dédiée au contact. Pour l'angle de 15°, cette largeur est de 2,27 mm et pour 45°, la largeur de la portée est de 3,12 mm. Les valeurs intermédiaires sont regroupées dans le Tableau 8. Les géométries correspondantes sont visibles en Annexe 11. L'augmentation de l'angle de contact a pour conséquence l'augmentation de la largeur de la portée dédiée au contact. Les modifications géométriques engendrées par la modulation de l'angle de contact vont modifier la réponse de ce dernier.

Tableau 8 : Largeur de la portée en fonction de l'angle retenu

Angle (°)	15	20	25	30	35	40	45
Largeur de la portée (mm)	2,27	2,33	2,43	2,54	2,69	2,88	3,12

La largeur de la zone de contact et le pourcentage d'occupation de la portée en fonction des différents angles sont présentés dans la Figure 38. La largeur de la zone de contact est minimale pour l'angle de 35° avec une valeur de 1,89 mm pour la pression de 18 MPa. C'est également pour cette valeur d'angle que le pourcentage d'occupation de la portée est le plus faible avec 70%. Pour les valeurs d'angles inférieures à 25°, le pourcentage d'occupation est de 100% et la largeur de la zone de contact est parmi les plus importantes (supérieur à 2,25 mm). Pour les angles supérieurs à 35°, la zone de contact est large, mais le pourcentage d'occupation reste limité. Sur l'unique base de ces résultats, les configurations 25-20-15° semblent les plus appropriées.

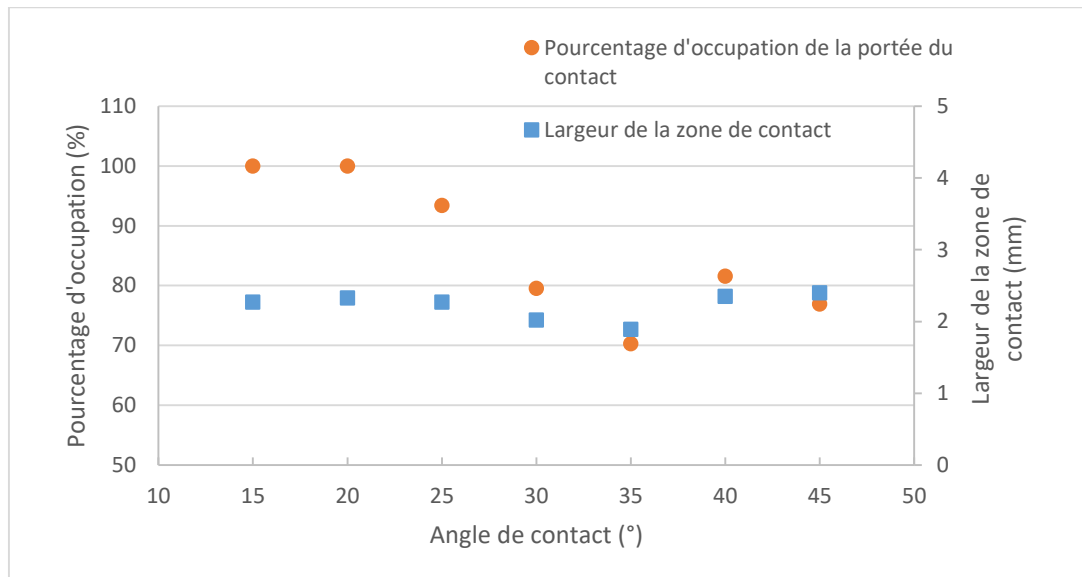


Figure 38 : Influence de l'angle de contact sur la géométrie de la portée

Cependant, une occupation de 100% de la portée ne signifie pas systématiquement un fonctionnement idéal du contact. La Figure 39 présente les contraintes de Von Mises pour l'angle de 15° lors de l'initialisation du contact à faible pression puis lorsque la pression maximale de 18 MPa est atteinte. L'initialisation du contact se fait dans une zone basse de la portée comme cela est souhaité du fait de la différence d'angle $\Delta\theta$ de 1°. Ensuite, lorsque la pression maximale est atteinte, un basculement s'opère. La zone de contact se fait dans la partie haute de la portée avec un décollement dans la partie basse. Cette situation est potentiellement critique pour le bon fonctionnement du moteur. En effet, l'ouverture dans la partie basse du contact peut engendrer une entrée de gaz sous pression dans le contact lorsque la pression et les températures sont maximales dans la chambre de combustion. De plus, l'aire de contact doit être maximisée au moment de l'application de la pression de combustion maximale ce qui n'est plus le cas lorsqu'un basculement intervient.

La situation de basculement du contact sous la pression cylindre maximale est mise en évidence pour les angles de 15° et de 20°. Ce basculement peut être défavorable à la vie du contact d'un point de vue fonctionnel. En l'état, les angles de 15° et 20° sont à éviter. La suite de ce paragraphe montrera que la modulation de l'épaisseur de la tête de soupape peut être une solution pour éviter le basculement du contact. Avant cela, il est nécessaire d'analyser les contraintes qui s'instaurent dans le contact ainsi que les énergies mises en jeu pour les différents angles.

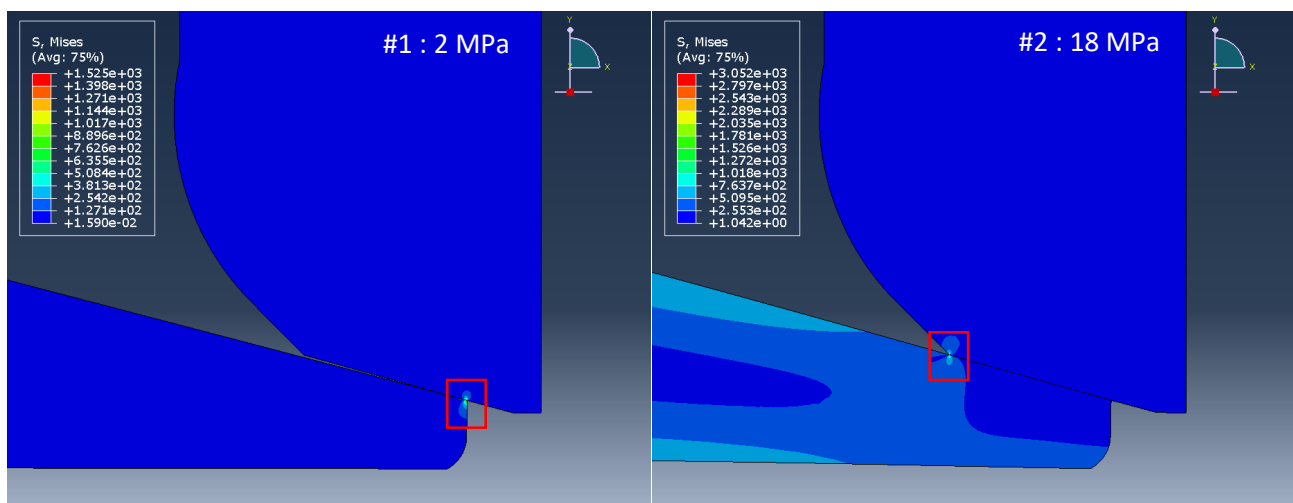


Figure 39 : Contact siège-soupape de 15°, visualisation du basculement avec l'utilisation du critère des contraintes de Von Mises, #1 Initialisation du contact dans la zone basse induite par la différence d'angle de 1°, #2 Basculement de la zone de contact dans le haut de la portée du fait de la déformation élastique excessive de l'ensemble siège-soupape

La Figure 40 présente les contraintes de cisaillement pour les différents angles dans la direction de glissement du contact. Les valeurs maximales et minimales s'installant au cours du temps sont présentées respectivement en #1 et #2. L'application du chargement de 18 MPa induit le cisaillement positif alors que le cisaillement négatif intervient lors du déchargement.

Lors du chargement (Figure 40, #1), deux groupes d'angle se distinguent. Le premier groupe avec les angles de 25°-30°-35°-40°-45° présente un maximum de cisaillement compris entre 1000 et 6000 MPa pour le temps de 5 μ s qui précède donc le temps d'application de la charge maximale qui est de 7,26 μ s. Cette instauration du cisaillement maximum avant le temps d'application de la pression maximale est induite par la déformation élastique du contact. L'aire de contact augmente une fois passée les 5 μ s ce qui permet la diminution des niveaux de cisaillement. La comparaison entre ces différents angles montre que l'angle de 45° engendre le cisaillement le plus important alors que l'angle de 25° permet de limiter cette valeur. Au temps de 117 μ s, le cisaillement maximum passe d'une valeur positive à une valeur négative. Cet instant qui correspond au passage entre le chargement et le déchargement devrait se trouver à 7,26 μ s. Ce décalage correspond à un artefact lié à l'introduction par défaut par le schéma explicite du logiciel Abaqus d'une composante d'amortissement afin de faciliter numériquement la convergence du calcul. Toujours pour le groupe d'angles comprenant les valeurs 25°-30°-35°-40°-45°, lors du déchargement (Figure 40, #2) le cisaillement devient négatif avec de la même manière que pour le chargement, un minimum de cisaillement pour un temps d'environ 134 μ s qui correspond à la diminution de l'aire de contact qui prévaut par rapport à la diminution de la pression appliquée. De la même manière que lors du chargement, l'angle de contact de 25° permet de limiter le cisaillement lors du déchargement alors que l'angle de 45° est le moins favorable. Ensuite, le cisaillement réaugmente pour tendre vers 0 MPa du fait de la stabilité de l'aire de contact (qui est quasi linéaire) et la diminution de la pression appliquée. Comme précédemment, le cisaillement devrait être nul pour un temps de 152 μ s qui correspond à une valeur de pression appliquée égale à 0 MPa ce qui n'est pas le cas du fait de la stratégie de calcul explicite employée.

Le second groupe d'angles est celui regroupant les deux angles de 15° et 20°. Comme vu précédemment, dans ces deux cas, le contact bascule du bas vers le haut de la zone de contact. Dans un premier temps (Figure 40, #1) la déformation élastique des 1^{ers} corps permet de limiter le cisaillement à l'interface en bas du contact. Dans un deuxième temps, un pic de cisaillement s'instaure en haut de la zone de contact, exacerbé pour l'angle de 15° et le temps 99 μ s. L'analyse du cisaillement négatif (Figure 40, #2) montre qu'une valeur négative s'instaure pour des temps de 10 μ s quand bien même le contact est dans sa phase de chargement. Ce cisaillement négatif s'instaure dans le bas de la zone de contact du fait du basculement du contact. Pour la phase réelle de déchargement, la diminution de l'angle permet de limiter le cisaillement de l'interface. Pour l'angle de 15°, la forte déformation élastique couplée à l'amortissement par défaut du modèle explicite induit un décalage temporel qui ne permet pas la visualisation du maximum de cisaillement.

L'étude du cisaillement permet de comparer l'influence de l'angle de contact. Pour limiter le cisaillement au niveau de l'interface, c'est une fois de plus l'angle de 25° qui ressort alors que l'angle de 45° induit une augmentation du cisaillement. L'angle de 15° induit un basculement important ce qui a pour conséquence l'augmentation significative du cisaillement au niveau de l'interface. Les angles de 20° et 15° permettraient en théorie de réduire le cisaillement au niveau de l'interface cependant le basculement du contact reste problématique. Celui-ci induit une dynamique supplémentaire avec un basculement de la soupape dans la zone de contact qui est en mesure d'engendrer des fuites de gaz ainsi que la mise en place d'un cisaillement supplémentaire exacerbé.

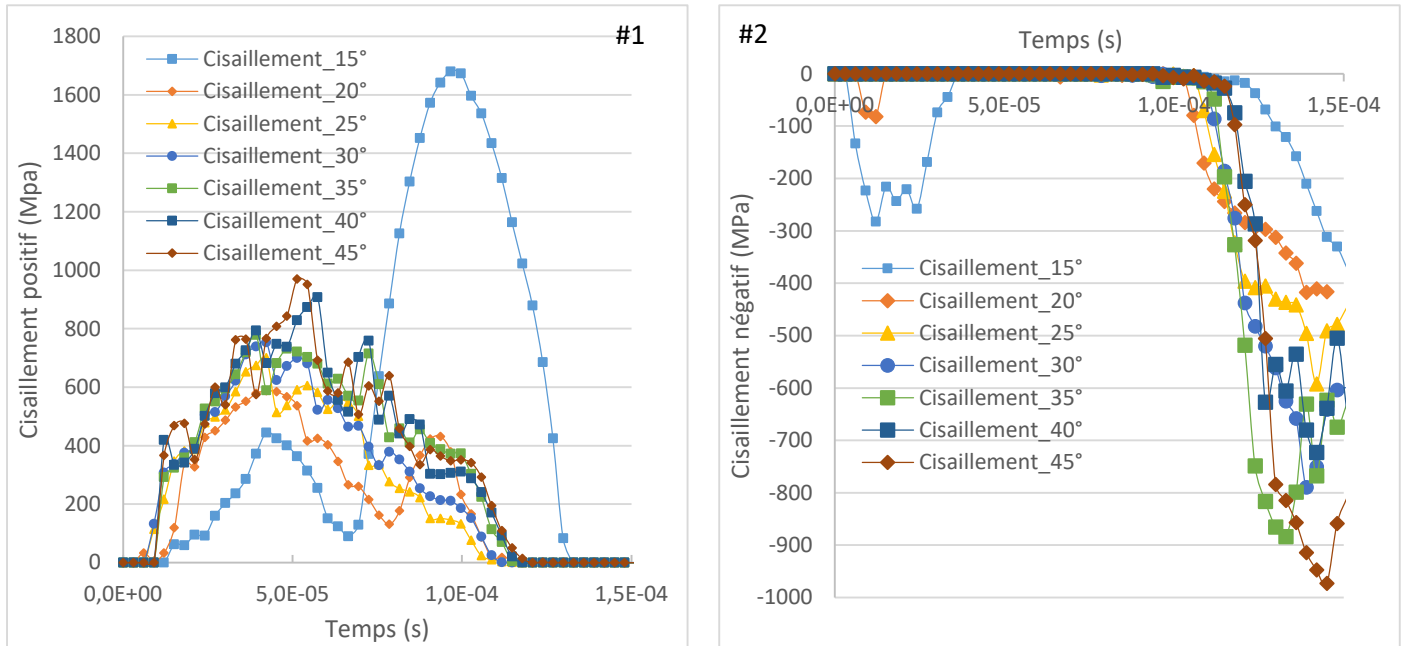


Figure 40 : Contrainte de cisaillement pour différents angles lors de l'application d'une pression de combustion de 18 MPa, #1 Cisaillement positif dans le contact, #2 Cisaillement négatif dans le contact

Un autre critère d'aide à la décision pour le choix de l'angle de contact est l'étude de la pression au niveau du contact. De la même manière que pour le cisaillement, la forme normale des niveaux de pression dans le contact se fait pour les angles de 25° à 45°. Les valeurs de pression relevées sont toutes supérieures au GPa ce qui s'explique par l'utilisation du modèle élastique. En réalité, la plasticité du matériau intervient pour limiter la pression de contact. L'utilisation d'une loi élasto-plastique permettrait l'obtention d'un niveau plus réaliste mais en l'absence de données concernant le comportement plastique des matériaux le choix s'est imposé de lui-même. La concurrence entre l'augmentation de la pression appliquée et l'augmentation de l'aire de contact est encore une fois visible. Dans un premier temps, lors du chargement, la pression de contact augmente avec l'augmentation de la pression dans le cylindre. Ensuite l'aire de contact s'élargit ce qui permet de limiter la pression de contact alors que la pression dans le cylindre continue d'augmenter. La même compétition prend place lors du déchargement. L'angle de 25° ne permet pas une diminution de la pression de contact importante lors du chargement. Cependant, son action devient significative lors du déchargement permettant de limiter la pression à 2,9 GPa contre 4,9 GPa pour l'angle de 45°. Pour les angles de 15° et 20° le maximum de pression calculé pour le temps de 96 μ s correspond à nouveau au basculement du contact de la position basse à la position haute.

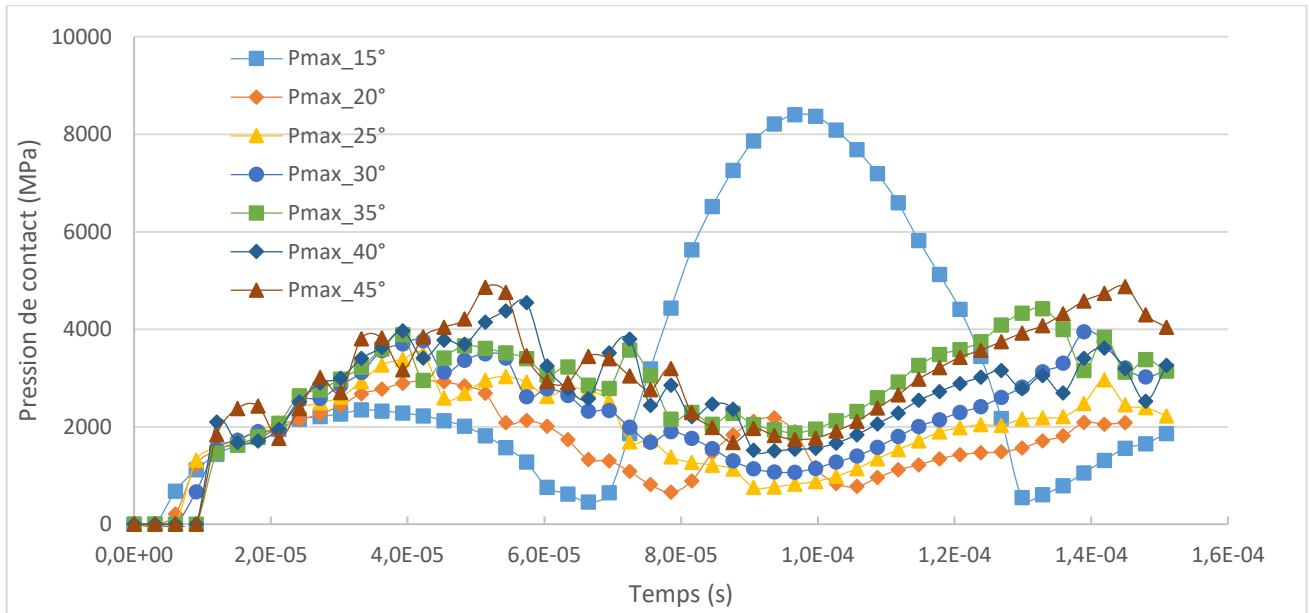


Figure 41 : Pression de contact pour différents angles de contact avec l'application d'une pression de combustion de 18 MPa

Finalement, comme pour la caractérisation de l'influence de la pression de combustion, les niveaux d'énergies sont analysés. Cette étude débute avec la caractérisation des niveaux d'énergies élastiques. Les maximums relevés sont compris entre 1100 mJ et 1400 mJ pour un temps de 10 μ s. Comme précédemment, le temps est déphasé par rapport au temps correspondant à la pression de combustion maximale appliquée. La valeur de l'énergie mise en jeu est bien supérieure aux 43 mJ déterminés avec l'utilisation de la stratégie de calcul implicite. Cette différence d'énergie est introduite par l'ajustement de masse¹⁵ mise en jeu dans le calcul explicite. Ainsi, l'énergie élastique étant conditionnée par la méthode de calcul explicite, celle-ci ne peut pas être utilisée dans le choix de l'angle.

L'énergie de frottement est présentée en Figure 42, #2. La forme est similaire à la Figure 33, #2. La montée correspond au déplacement entre les deux surfaces puis la stabilisation correspond à une phase durant laquelle les deux 1^{ers} corps ne sont pas en mouvement relatif. La seconde augmentation de l'énergie de frottement correspond au déchargement. Pour l'angle de 35° et la pression appliquée de 18 MPa, l'énergie finale maximale est de 80 mJ contre 37 mJ dans le cas du calcul implicite. A nouveau l'énergie est surestimée mais dans une proportion moindre par rapport à l'énergie élastique. Cette augmentation est également engendrée par l'utilisation d'éléments différents entre les calculs implicites et ceux explicites. L'étude des énergies de frottement est cohérente pour analyser l'influence de l'angle choisi. L'énergie de frottement pour l'angle de 15° est minimale à 40 mJ alors que l'énergie de frottement est maximale pour l'angle de 45° à une valeur de 120 mJ. Ce paramètre permet de dire que pour le cas du contact siège-soupape, la diminution de l'angle de contact est favorable pour limiter l'énergie dissipée dans le contact par frottement.

¹⁵ Mass scaling

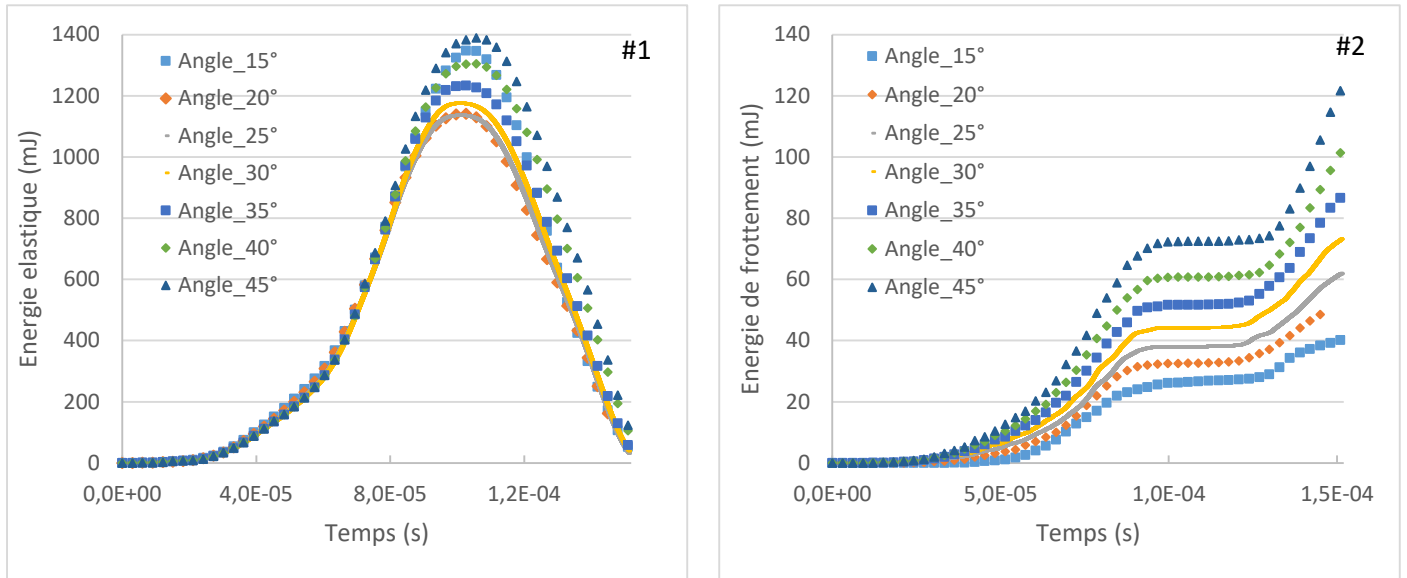


Figure 42 : Niveaux d'énergies en fonction de l'angle du contact lors de la combustion à 18 MPa, #1 Energie élastique du contact, #2 Energie de frottement dans le contact

Pour limiter le phénomène de basculement, l'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape est envisagée. Cette épaisseur est augmentée de manière arbitraire de 0,5 mm. L'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape permet de supprimer l'augmentation de la pression au temps de 94 μ s. Cependant en comparaison avec les conditions initiales (15° et 20°) cela engendre une augmentation globale de la pression de contact ce qui ne présente pas d'avantage par rapport à la solution 25°.

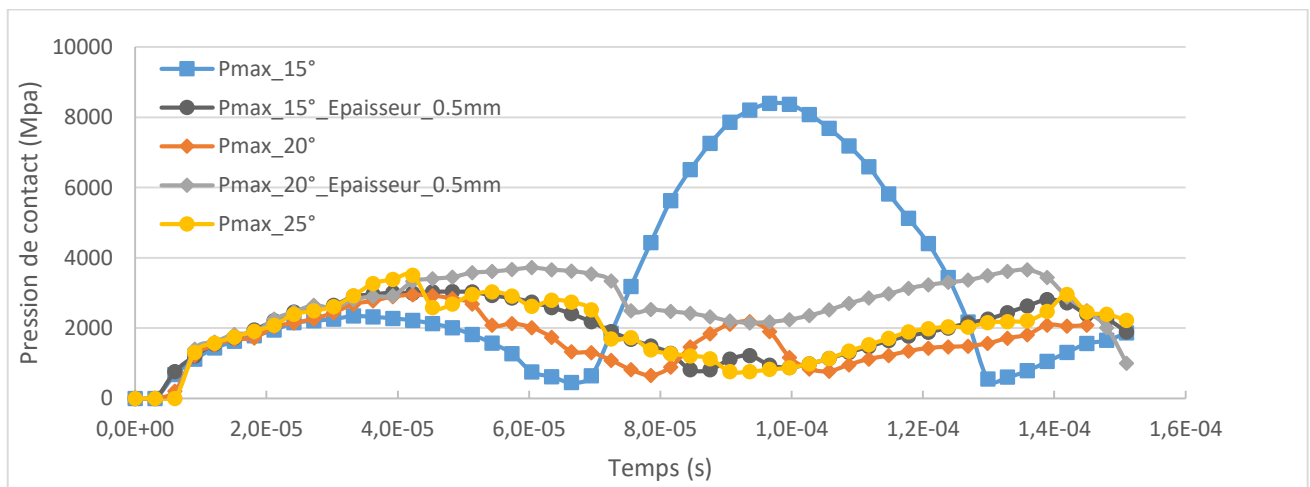


Figure 43 : Pression dans le contact pour une pression de combustion de 18 MPa et avec l'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape de 0,5mm

Le dépouillement du cisaillement positif dans le contact (Figure 44, #1) montre que l'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape permet la suppression du basculement pour l'angle de 20° avec cependant, une augmentation de la valeur de cisaillement lors du chargement. Pour 15°, une légère élévation de cisaillement persiste au temps de 96 μ s ce qui signifie la persistance du basculement. Ainsi, l'épaisseur de 0,5mm n'est pas suffisante pour l'angle de 15°. L'analyse du cisaillement négatif en Figure 44, #2 montre pour l'angle de 15° avec augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape que le basculement entraîne une forte augmentation du cisaillement négatif lors du chargement. Pour l'angle de 20° et l'augmentation de l'épaisseur, le cisaillement négatif est totalement supprimé confirmant à nouveau l'absence de basculement. Cependant, lors du déchargement, la valeur négative de cisaillement est exacerbée. Comme pour l'étude de la pression de contact, le cisaillement n'est pas diminué par rapport à la solution de l'angle de 25°.

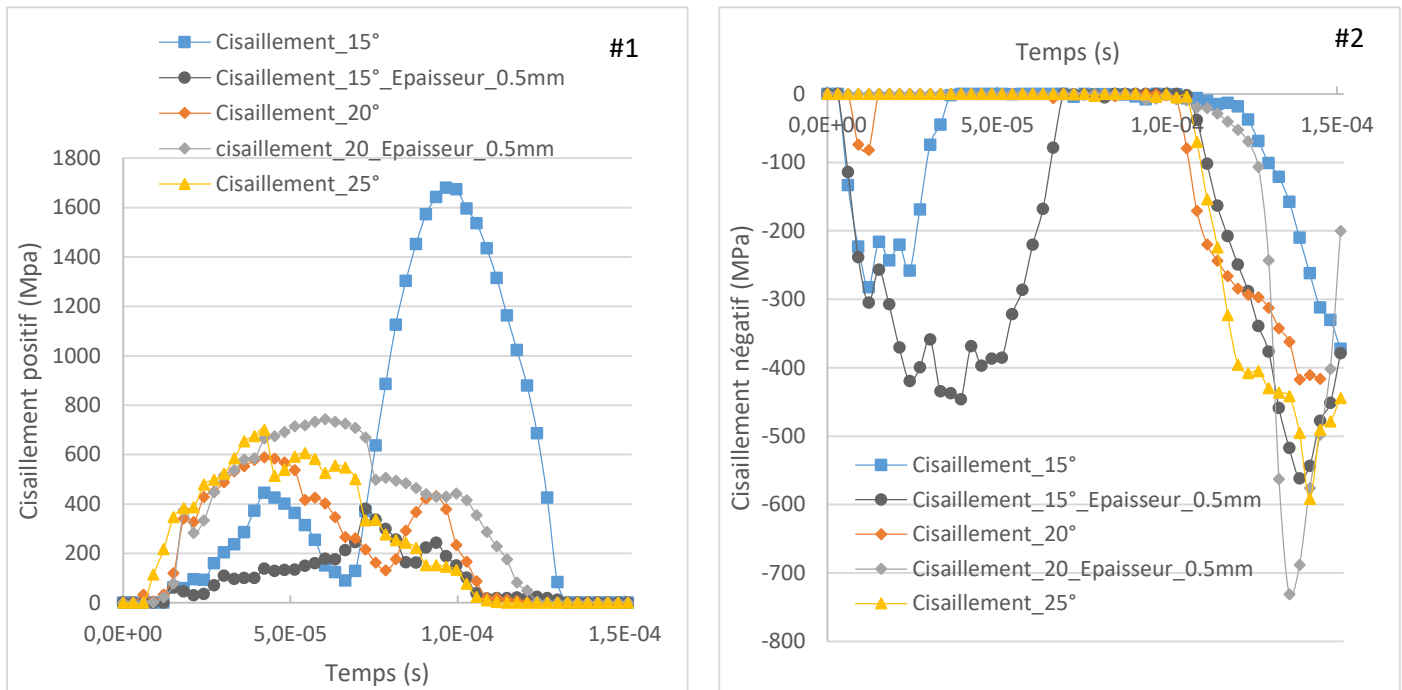


Figure 44 : Contrainte de cisaillement avec augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape lors de l'application d'une pression de combustion de 18 MPa, #1 Cisaillement positif dans le contact, #2 Cisaillement négatif dans le contact

Finalement, l'énergie dissipée par frottement avec l'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape est présentée dans la Figure 45. L'augmentation de l'épaisseur de la tête de soupape limite la déformation de celle-ci, ce qui a pour conséquence la limitation du déplacement entre le siège et la soupape. Il en résulte la limitation de l'énergie de frottement. Dans ce cas, l'augmentation de la rigidité de la pièce permet de limiter l'énergie dissipée par frottement. Cependant à lui seul, ce paramètre ne peut pas remettre en question le fait que l'angle de 25° est le plus favorable à la vie du contact.

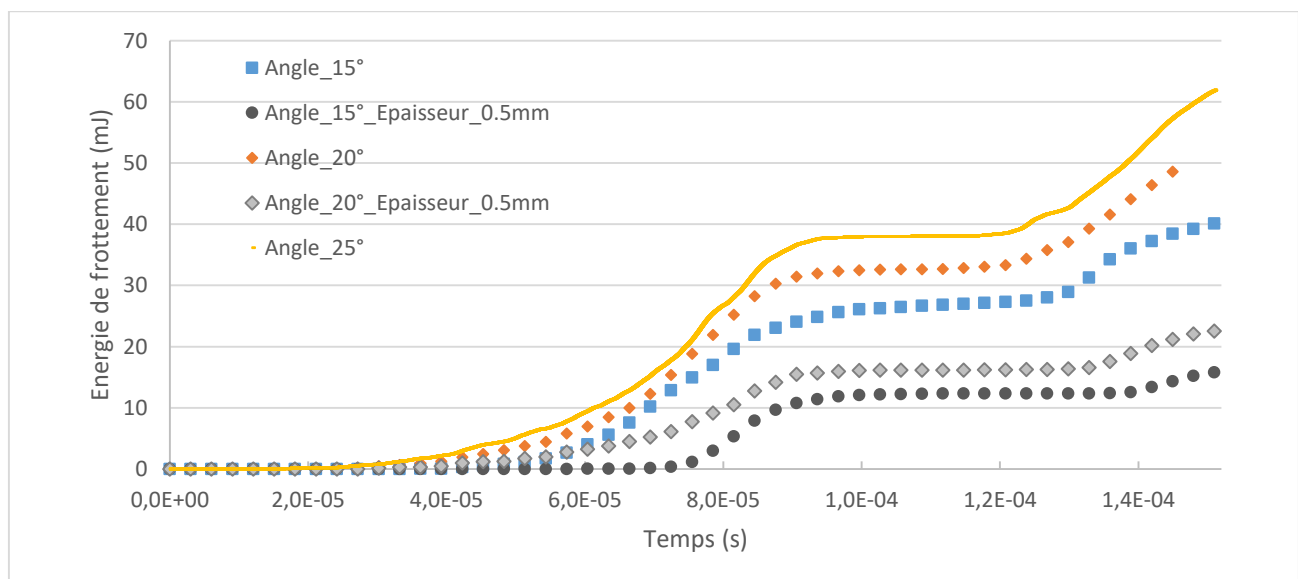


Figure 45 : Energie de frottement en fonction de l'épaisseur de la tête de soupape lors de la combustion à 18 MPa

Les conclusions suivantes peuvent être dressées concernant les conséquences de la modification de l'angle de contact :

- La modification de l'angle de contact engendre la modulation du pourcentage d'occupation de la portée pour la pression maximale. Il convient de choisir l'angle présentant une occupation maximale sans pour autant aboutir au basculement dans le contact.

- Le basculement du contact intervient pour les angles de 15° et 20°. Cela est la cause des fluctuations locales des niveaux de pression et de cisaillement. L'augmentation de l'épaisseur permet de s'affranchir du basculement mais a pour conséquence l'augmentation des niveaux de cisaillement et de pression locale. Ces deux angles ne sont donc pas recommandables à l'heure actuelle.
- Pour la pression de contact et pour le cisaillement, la diminution de l'angle d'attaque du contact permet la limitation de ces deux paramètres.
- L'énergie dissipée par frottement diminue avec la réduction de l'angle d'attaque. La stratégie de calcul explicite engendrant un artefact au niveau de l'énergie élastique, celle-ci n'est pas prise en considération dans le choix de l'angle.

L'ensemble des informations récoltées dans ce paragraphe permet de dire que l'angle de contact recommandable est de 25°. Cependant, à elle seule, la modélisation reste trop simplifiée pour que cette recommandation soit une affirmation. Des essais sont obligatoires avant de conclure définitivement pour prendre en considération les synergies qui peuvent exister entre la mécanique des 1^{ers} corps et la physico-chimie du 3^e corps. Dans cet objectif de validation, des échantillons présentant les différentes géométries testées numériquement ont été commandés au temps +18 mois de la thèse. Les soupapes ont été reçues mais les sièges n'ont pas été approvisionnés. Ainsi les validations devront être faites à postériori.

3.6 Effet de la température sur la géométrie

La température est une composante essentielle dans la vie du moteur. En particulier, au niveau du contact siège-soupape d'admission, les températures locales sont le fruit d'échanges complexes et fluctuants rapidement au cours du temps. Lorsque la soupape est ouverte l'air frais compris entre 30°C et 60°C (en cellule d'essais) passe au niveau du contact. Ensuite lors de la compression des gaz, la température subie par la face feu de la soupape augmente et atteint un maximum lors de la combustion avec des valeurs de température des gaz de combustion qui peuvent atteindre les 700°C. Ces hautes températures sont contre-balançées par le refroidissement par eau. Des conduites d'eau, dont la température varie entre l'ambiante au démarrage du moteur et jusqu'à 120°C, circulent dans la culasse autour du siège et du guide de soupape. Les contacts entre le siège et la soupape et entre la soupape et le guide permettent l'évacuation d'une partie de la chaleur par le biais de la conductivité thermique. La détermination précise de la température au niveau du contact est une information difficilement accessible expérimentalement. Cette répartition devrait faire l'objet de travaux conséquents ce qui ne peut pas être réalisé dans le temps imparti à ce sujet de thèse.

Ce paragraphe a pour seul objectif de vérifier que le dimensionnement de la soupape et du siège qui se fait à froid est cohérent lorsqu'une différence de température existe entre le siège et la soupape. Pour ce faire, sur la base des essais de thermométrie (dont le principe et les résultats sont présentées en Annexe 12), les températures maximales de 300°C et 600°C sont appliquées respectivement au siège et à la soupape d'admission. La variation de la température au niveau du contact n'étant pas connue précisément, des écarts de température arbitraires sont appliqués suivant les données du Tableau 9.

Tableau 9 : Différences de température appliquées au contact siège-soupape d'admission

Température (°C)	Siège	150	175	200	225	250	275	300
	Soupape	250	308	367	425	483	541	600

La Figure 46, présente les résultats issus des calculs implicites d'impact à 1200 mm/s avec l'application des températures au siège et à la soupape. Dans le cas #1, lorsque les pièces sont à la température ambiante, le contact se fait sur les portées respectives du siège et de la soupape. Cette configuration « normale » permet de limiter les contraintes dans le contact. Dans le cas #2, la température du siège est fixée à 150°C alors que la température de la soupape est fixée à 250°C. Cette différence de température entraîne une dilatation des composants.

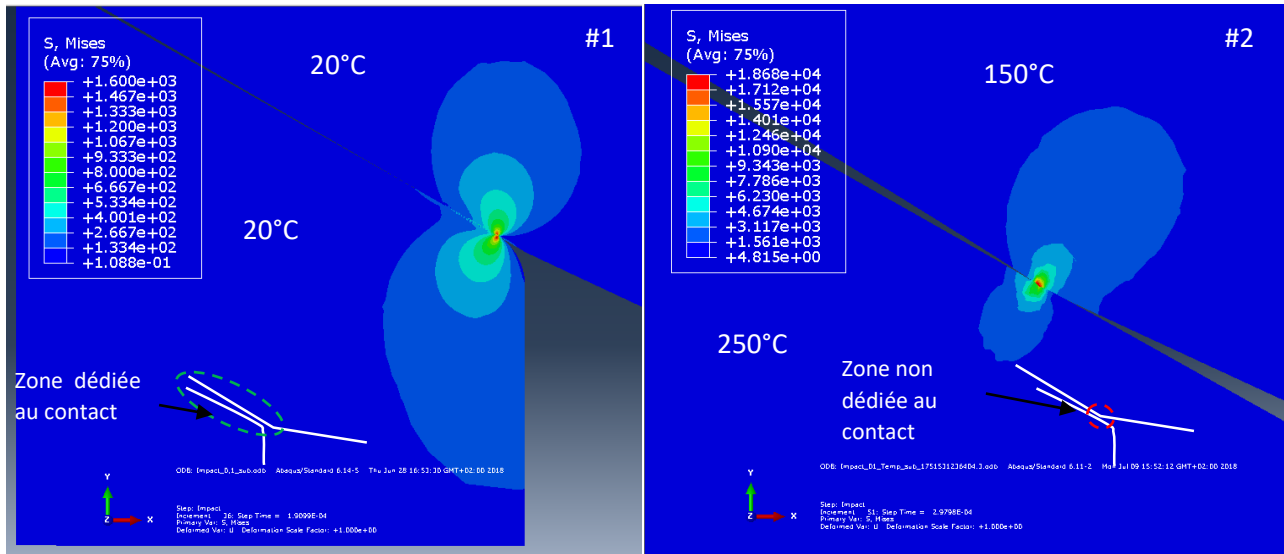


Figure 46 : Comparaison entre #1 : la configuration des pièces sans différence de température et #2 : l'application d'une différence de température entre le siège et la soupape

Pour quantifier la valeur maximale de la réduction du diamètre de la soupape, les décalages du contact hors de la zone de portée théorique en fonction des différentes combinaisons de température sont présentés en Figure 47. Pour la température de soupape de 600°C associée à une température de siège de 300°C, le décalage du contact est de 150 μm . Ainsi, en prenant cette valeur comme référence,

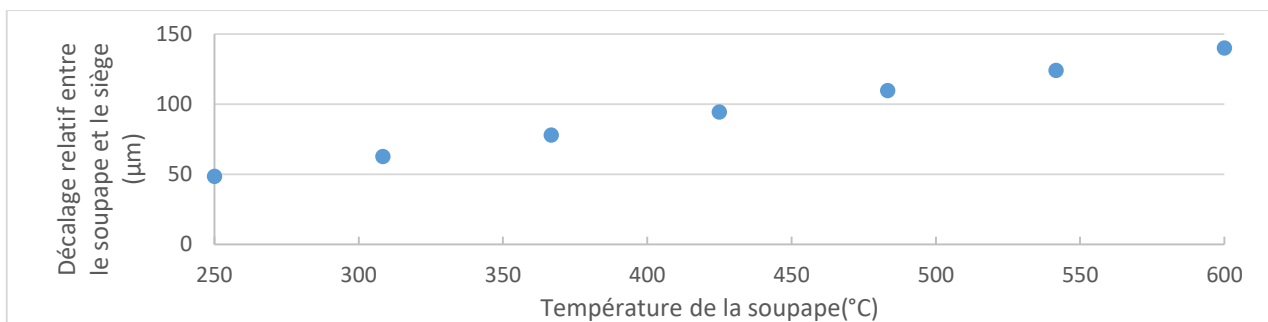


Figure 47 : Décalage relatif entre le siège et la soupape en fonction de la température par rapport à la position initiale sur plan

3.7 Problématique d'alignement

Le paragraphe 2.3.4 traitant de la dynamique de la soupape a permis de mettre en évidence le fait que le non-alignement entre le siège et le guide de soupape avait pour conséquence possible l'augmentation de l'amplitude de glissement durant la phase d'impact. Pour analyser de manière plus fine les conséquences d'un désalignement sur la réponse des 1^{ers} corps, le modèle éléments finis utilise des géométries 3D des pièces et non plus un modèle axisymétrique. Cette modification a pour conséquence l'augmentation significative du nombre d'éléments à savoir 10^6 pour l'assemblage des deux pièces. Cela engendre un temps de calcul qui est d'environ 144h sur 20 processeurs. Ce temps est très élevé et ne constitue pas une solution industrielle viable. De plus, la taille des éléments qui constituent le contact passe de $1\mu\text{m}$ à $100\mu\text{m}$ (Figure 48) ce qui ne donne plus accès à des pressions de contact et à des niveaux

¹⁶ La réduction du diamètre de la soupape préconisée ici s'oppose à une directive technique Volvo

de cisaillement représentatifs du contact. Ce paragraphe est cependant important, car il permet de comparer la zone de contact mise en jeu en fonction de la sévérité du problème d'alignement.

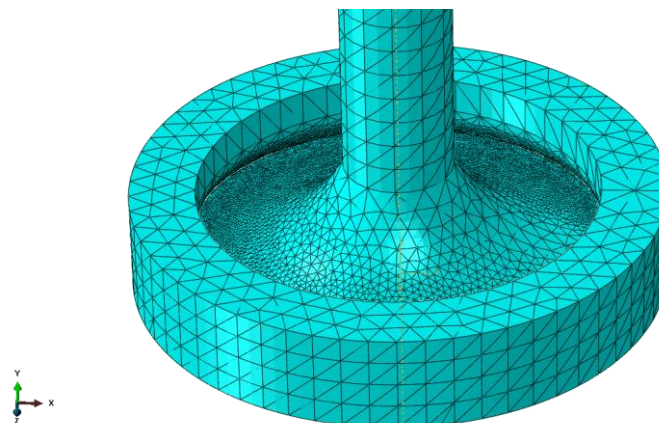


Figure 48 : Maillage complet du siège et de la soupape pour la détermination de l'influence du non-alignement entre le siège et le guide de soupape

Les valeurs de désalignement comme présenté dans le 2.3.4 doivent être inférieures à 100 μ m. Dans le cas du modèle, les valeurs prises en compte sont comprises entre 0 μ m et 200 μ m pour balayer une plage qui prend en compte la possibilité d'une défaillance de la chaîne de contrôle de la production. Les valeurs prises en considération sont données dans Tableau 10. La vitesse d'impact choisi est celle maximale de 1200 mm/s pour exacerber l'influence du problème d'alignement.

Tableau 10 : Désalignement imposé à la soupape pour reproduire les problèmes qui peuvent exister entre le siège et le guide de soupape

Décalage de la soupape suivant x (μ m) vitesse de 1200 mm/s	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200

Pour déterminer l'influence de ce désalignement, la portée de la soupape est observée (Figure 49). Lorsque le siège et le guide de soupape sont parfaitement alignés, la zone de contact mise en évidence par la pression de contact est continue et s'établit sur tout le pourtour de la soupape. Dans le détail, la répartition de la pression de contact est ondulatoire. Cette périodicité n'est pas le fait d'une réalité physique mais est induite par le maillage grossier mis en place. L'augmentation du désalignement avec les valeurs de 60, 120 et 180 μ m¹⁸, met en évidence l'aspect asymétrique du contact. Celui-ci ne se fait plus que sur le côté gauche de la soupape. De plus, le rectangle rouge qui encadre la zone mise en place dans le contact illustre le fait que cette zone de contact est réduite avec l'augmentation du désalignement. Cette limitation de la zone de contact est en mesure de concentrer les contraintes lors de l'impact. Cette augmentation ne peut cependant pas être quantifiée du fait des limites inhérentes au modèle mis en place. Malgré cela, il est possible d'affirmer que le problème d'alignement entre le siège et le guide de soupape est à l'origine d'exacerbation des niveaux de contrainte au niveau du contact qui aura des conséquences néfastes sur la mise en place du 3^e corps.

¹⁸ Les valeurs complémentaires de 20, 40, 80, 100, 140, 160 et 200 μ m sont accessibles en Annexe 13.

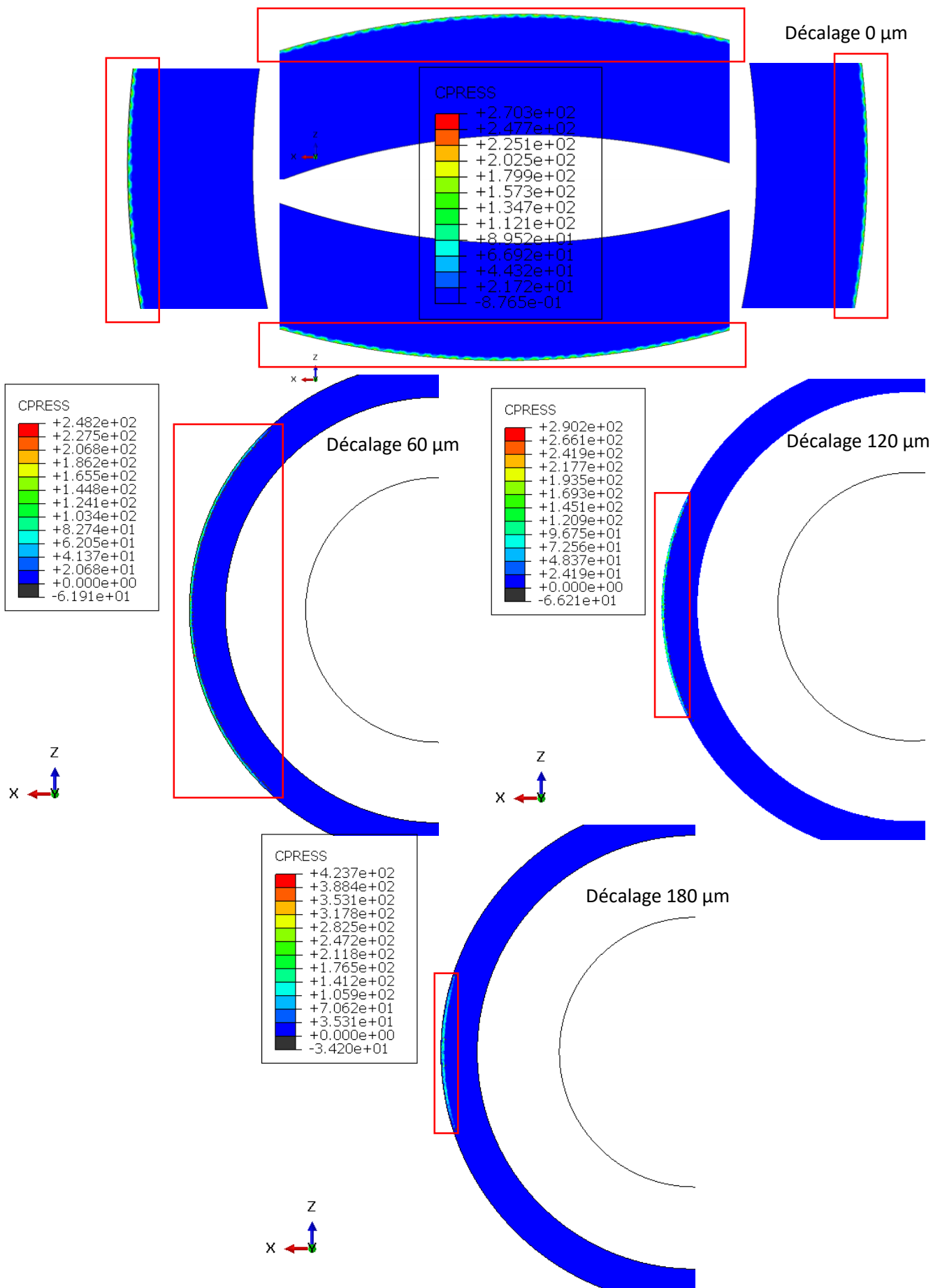


Figure 49 : Décalage du siège par rapport au guide de soupape suivi de la détermination de la zone de contact sur la soupape (rectangle rouge) pour les premiers instants de l'impact à une vitesse de 1200 mm/s

3.8 Synthèse intermédiaire

Le rôle de ce chapitre était l'analyse du comportement mécanique local du contact composé des 1^{ers} corps que sont la soupape et le siège. Dans un premier temps, il a été nécessaire de définir l'efficacité du modèle éléments finis en fonction de la taille du maillage, de la loi de contact utilisée et a posteriori en fonction de la stratégie de calcul implicite ou explicite utilisée. Sur la base d'une loi de comportement purement élastique, il a été possible de mettre en place des calculs donnant des résultats pertinents.

Premièrement, une comparaison a été faite entre l'application de la pression de combustion et l'impact de la soupape sur le siège. Les résultats ont montré que les contraintes mécaniques ainsi que les énergies mises en jeu lors de la combustion étaient bien plus importantes que lors de l'impact. D'un point de vue purement mécanique, l'impact de la soupape n'est pas la sollicitation la plus sévère et n'est pas en mesure de dégrader le contact.

Deuxièmement, la modification de l'angle de contact (passage de 35° à 25°) s'est avérée être une solution efficace pour limiter la pression et le cisaillement dans le contact ainsi que l'énergie dissipée par frottement. La limite à ne pas dépasser est de 25°. En effet pour les angles inférieurs, un basculement de la soupape intervient avec potentiellement la mise en place d'une fuite de gaz. Pour valider définitivement l'efficacité d'une telle solution, des essais de courte durée devront être réalisés.

Le dernier point abordé est la concentration des contraintes [REDACTED]. [REDACTED]
[REDACTED]
[REDACTED]. Les problèmes d'alignement entre le guide de soupape et le siège s'avèrent également problématiques lors de la phase d'impact provoquant une localisation des contraintes mécaniques dans une zone de faible dimension. Cette concentration des contraintes est en mesure d'augmenter la dégradation du contact.

Deux autres paramètres matériaux auraient pu être étudiés à savoir le module de Young et le coefficient de Poisson. Ceux-ci sont en mesure de modifier les évolutions géométriques du contact engendrées par les différentes sollicitations mécaniques. Ainsi la réponse dynamique locale du contact pourrait être modulée. Ce travail n'ayant pas pu être réalisé, il constitue une perspective à garder à l'esprit.

En l'état actuel d'avancement du travail numérique, il a été mis en évidence l'impact de la dynamique et de la géométrie du système pour la limitation des sollicitations mécaniques dans le contact. Ce travail permet en théorie de limiter l'usure. Cependant, du fait de l'utilisation de matériaux purement élastiques dans les modèles proposés, les conséquences directes sur les niveaux de dégradation ne sont pas accessibles. Les analyses expérimentales mises en œuvre dans le Chapitre 4 permettront de définir les mécanismes de dégradation qui interviennent réellement au sein des 1^{ers} corps. De plus, la prise en compte de l'environnement physico-chimique du contact pour la formation du 3^{ème} corps constituera également, au même titre que la modification de la mécanique locale, un levier pour limiter l'usure.

Chapitre 4 : Analyse locale du contact, le 3^e corps à l'interface entre les deux 1^{ers} corps

4.1 Le circuit tribologique : principe de conservation et de circulation de la matière

La notion de 3^e corps caractérise le corps entre les deux surfaces originelles et frottant entre elles. Ce corps permet l'accommodation des vitesses relatives entre les deux surfaces. Au début des années soixante-dix, cette notion est développée par Godet [72]. C'est lui qui à cette période conceptualise la notion de 3^e corps. Le travail de Godet consiste à définir le contact comme étant la combinaison des deux 1^{ers} corps entre lesquels s'intercale une couche de 3^e corps. Le 3^e corps sépare les 1^{ers} corps. De plus, la portance créée favorise la transmission des efforts ainsi que l'accommodation des vitesses V_1 et V_2 des 1^{ers} corps en mouvement. Dans le cas du contact siège-soupape, le gradient de vitesse est important entre les deux 1^{ers} corps. La soupape possède des vitesses supérieures à la centaine de mm/s alors que le siège encastré dans la culasse possède une vitesse relative qui peut être considérée comme nulle.

D'une manière générale, le 3^e corps est une couche plus ou moins couvrante constituée d'éléments déjà présents dans le contact (couche d'oxyde, débris des 1^{ers} corps, polluants présents au temps t_0 de la vie du contact ...) ou bien issus d'apports extérieurs (gaz de combustion, éléments solides provenant de la dégradation d'autres pièces du mécanisme, résidus de lubrifiant...). À cette combinaison locale qui définit le contact, il faut ajouter le mécanisme qui va conditionner les sollicitations mécaniques appliquées aux 1^{ers} corps et 3^e corps. Ainsi, le tribosystème considère l'ensemble du mécanisme.

Pour résumer, cette définition permet de prendre en considération :

- Les phénomènes physico-chimiques (dépôt et oxydation d'espèces solides, liquides, gazeuses),
- Les phénomènes mécaniques dynamiques et statiques (déformations plastiques et dégradations des 1^{ers} corps et circulation du 3^e corps dans le contact via les sollicitations imposées par le mécanisme),
- Les problématiques d'usure et de lubrification solide du contact,
- Les propriétés matériaux des 1^{ers} et 3^e corps.

Cette conceptualisation du contact reste cependant non exhaustive. Le 3^e corps est défini comme une entité unique dont les constituants se mélangent et forment un ensemble indissociable. Or ce 3^e corps doit être considéré comme une entité séparable en plusieurs sous-ensembles dont les proportions respectives et les comportements physico-chimiques vont évoluer tout au long de la vie du contact. À la fin des années 80, Berthier [20], en collaboration avec Godet [72] met en place un outil nommé le circuit tribologique pour combler ce manque. Il permet de formaliser l'équation des débits entrants et sortants du contact et donc de qualifier l'écoulement du 3^e corps ainsi que sa dégradation (Figure 50). Cette illustration est reprise dans les travaux de Colas et Saulot [73].

Pour formaliser son rôle dans la modulation des mécanismes de dégradation, le circuit tribologique développé par Berthier [74] est repris dans les travaux de Saulot [75]. En effet, il permet de formaliser le bilan de matière qui intervient dans le contact et qui aboutit à la mise en place des mécanismes de dégradation.

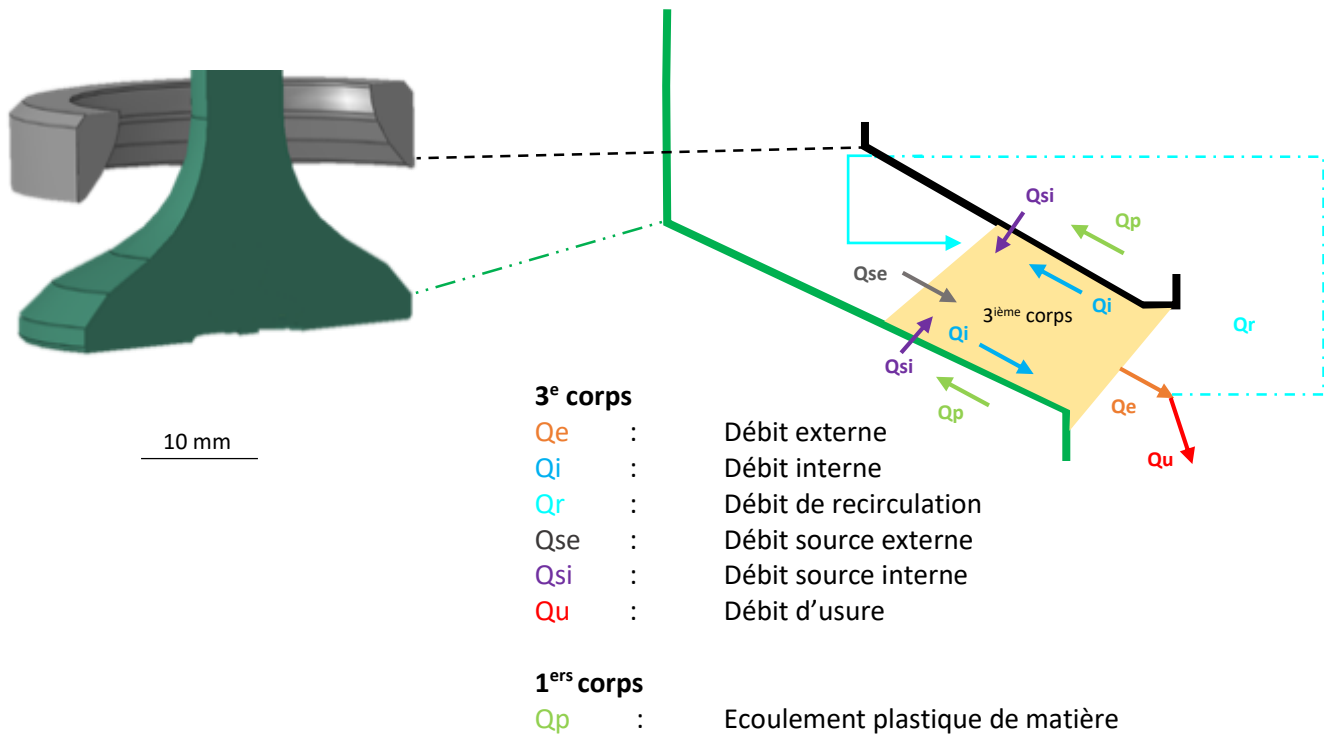


Figure 50 : Circuit tribologique, outil d'analyse de la conservation et de la circulation de la matière dans le contact [20]

Les différents débits sont précisés ci-dessous en fonction de la zone d'action.

- Débits intervenant dans la vie du 3^e corps :

- Qe : Débit d'éjection. Débit des particules de 3^e corps qui sont intervenues dans le contact. Il se subdivise en deux autres débits Qu et Qr,
- Qi : Débit interne. Débit des particules de 3^e corps à l'intérieur du contact. Il permet l'accommodation des contraintes et des vitesses,
- Qr : Débit de recirculation. Fraction du débit éjection de 3^e corps qui recircule dans le contact,
- Qse : Débit source externe. Débit de composés externes qui circulent dans le contact. C'est ce débit qui fait l'objet d'une grande variabilité dans le cas du moteur diesel,
- Qsi : Débit de source interne. Particules de 3^e corps provenant des 1^{ers} corps,
- Qu : Débit d'usure. Particules définitivement éjectées du contact et qui ne participent plus au système. Ainsi, c'est cette fraction de particules qui permet de qualifier et de quantifier l'usure.

- Débit se localisant dans les 1^{ers} corps :

- Qp : Débit plastique. Débit mis en place pour la première fois dans les travaux de Saulot [75] pour décrire les écoulements de 1^{er} corps au niveau du contact. Celui-ci se divise en deux sous débits ^{1er}Q_{Latérale} et ^{1er}Q_{Longitudinale} pour décrire les écoulements 3D dans le cas du contact roue-rail.

Ce circuit tribologique doit prendre en considération les espèces solides, liquides et gazeuses. En effet, le moteur diesel et particulièrement l'environnement du contact siège-soupape d'admission est complexe et fait intervenir les différents états de la matière. Le circuit tribologique sera précisé dans le cas du contact siège-soupape dans le paragraphe final 4.5.5 de ce chapitre pour comprendre quels sont les débits à l'origine de la dégradation des 1^{ers} corps pour différentes conditions de fonctionnement. Cela permettra ainsi de proposer les actions correctives permettant de limiter l'usure du siège et de la soupape.

4.2 Présentation des moyens expérimentaux mis en œuvre pour analyser les mécanismes d'usure

La démarche expérimentale mise en place a pour objectif l'application au cas du contact siège-soupape de l'outil tribologique décrit précédemment. Pour accéder aux informations nécessaires à la compréhension des mécanismes d'usure, différentes classes d'échantillons sont analysées. Les voies d'obtention des échantillons sont présentées dans la suite de ce paragraphe.

4.2.1 Essais moteur longue durée

Comme énoncé dans le paragraphe 1.3 du chapitre 1, les essais moteur sont utilisés au sein de la société Renault Trucks pour valider la mise sur le marché des nouveaux composants. Pour ce faire, des essais critiques sont mis en place.

Ainsi, si tout est normal sur le moteur à l'issue de ces essais alors il est considéré que les pièces utilisées auront une bonne durabilité dans les conditions réelles de fonctionnement. Pour contrôler la tenue des pièces un contrôle visuel du siège et de la soupape est classiquement effectué. À cela s'ajoute une mesure de retrait de la soupape qui est comparée avec la base de données. Ces contrôles ne sont pas suffisants dans le cadre de la mise en place d'une démarche tribologique pour la compréhension des mécanismes d'usure.

Ainsi, malgré la grande variété des sollicitations appliquées au contact siège-soupape (Annexe 4) et en dépit de la grande diversité¹⁹ des pièces qui peuvent être utilisées pour tester un moteur, les essais moteur sont une source d'informations pour définir dans une première approche en quoi consiste la vie du contact.

Pour extraire davantage d'informations des échantillons à disposition après les essais moteur, une démarche d'analyse a été mise en place. Celle-ci a consisté en la visualisation des échantillons à l'aide d'un microscope optique, d'un microscope électronique à balayage et d'une sonde EDX²⁰.



Figure 51 : Moteur en cellule d'essais pour un test de durabilité de 1000h

La difficulté d'interprétation des informations extraites de ces échantillons ayant subi des conditions de fonctionnement diverses et variées a donné lieu à la recherche d'essais complémentaires de courte durée (2h) au sein de la société Renault Trucks pour comprendre l'initiation des mécanismes d'usure.

4.2.2 Essais moteur courte durée

Pour atteindre un niveau d'expertise supérieur par rapport aux mécanismes de dégradation du contact siège-soupape au sein du moteur diesel des essais courts sont importants pour définir l'initiation des mécanismes d'usure. Ainsi, dans le cadre de la thèse, des essais réalisés de manière systématique pour le contrôle de la qualité sur la chaîne de production ont été mis à profit pour la première fois pour l'analyse des mécanismes de dégradation du contact siège-soupape.

¹⁹ Les essais moteurs étant rares, chaque responsable composant essaye de nouveaux composants sur un même moteur ce qui engendre une forte disparité des conditions de fonctionnement d'un essai à un autre.

²⁰ Energy Dispersive X-ray

Comme énoncé dans le paragraphe 1.3.3, certains moteurs sont testés durant 2h pour contrôler les valeurs de couple et de puissance maximale. [REDACTED]

[REDACTED]. Dans le cadre des travaux réalisés, il a été possible de remplacer les soupapes de l'un de ce moteur par des soupapes neuves et ainsi d'avoir accès à l'initiation de la dégradation de la soupape. De la même manière que pour les essais longs, les soupapes sont observées avec les différents équipements décrits précédemment. La récupération des sièges n'a quant à elle pas été possible, car ceux-ci une fois frettés dans la culasse ne sont pas démontables.

4.2.3 Essais moteur courte durée avec l'utilisation de marqueurs surfaciques

Des essais moteur complémentaires courts (2h) ont été possibles sur le temps de la thèse. Comme énoncé dans le paragraphe 3.6 du chapitre 3, des essais de thermométrie sont réalisés pour accéder à la température « maximale » atteinte au sein du siège et de la soupape. Dans le cadre de ces tests, les moteurs fonctionnent à des régimes stabilisés de pleine charge (1200 tr/min) ou de pleine puissance (2200 tr/min). Les positions d'admission n'étant pas toutes utilisées, des soupapes et des sièges spécifiquement adaptés pour l'étude tribologique du contact ont été mis en place.

Des marqueurs spécifiques des soupapes et des sièges sont inspirés des travaux de Boher [76] qui se focalisent sur le phénomène de frottement à haute température (900°C). L'utilisation de marquage par indentation de la surface présente trois grands intérêts. La première est de permettre la mise en évidence et la localisation des zones de déformations plastiques. Comme précisé dans les travaux de Boher, les indentations permettent de naturellement extruder la matière suivant les directions de déformation plastique préférentielles et cela dans le cas d'une configuration pion sur disque. Le second intérêt également retenu des travaux précédemment cités, est la possibilité de former des pièges à particules qui permettent de récolter et d'analyser la nature des matériaux qui interviennent dans la vie du 3^e corps. Dans les travaux de Boher, cette capacité des indentations à retenir le 3^e corps est mise à profit pour la mise en évidence de la formation d'une couche glacée protectrice issue du frittage dans le contact des débris d'usure. Le troisième et dernier point qui justifie le marquage des surfaces est la possibilité de qualifier les niveaux d'arrachements ou de dépôts de matière de manière locale. Par exemple, dans les deux extrêmes, si une indentation n'est plus visible sur la surface de l'échantillon après essai, c'est que localement la matière a été totalement arrachée ou à l'inverse que le dépôt est tel qu'il a rempli totalement le réservoir. La procédure de marquage des surfaces est donnée en Annexe 14.

4.3 Banc d'essais analytique : adaptation du « Cube »

4.3.1 Bancs d'essais de la littérature pour la caractérisation du contact siège-soupape

Afin de caractériser l'usure du contact siège-soupape, une grande variété de bancs d'essais est présente dans la littérature. Les motivations pour la mise en place d'essais différents de ceux menés sur le moteur sont diverses, mais font ressortir à chaque fois la nécessité pour la mise en place d'un outil présentant une flexibilité de fonctionnement et cela à moindre coût.

Les bancs d'essais peuvent être séparés en 4 grandes classes :

- Les essais sur tribomètres non dédiés au contact siège-soupape,
- Les essais d'impacts,
- Les essais sur monocylindre,
- Les essais avec l'application de la pression de combustion.

La première catégorie regroupe les tribomètres modèles de laboratoire. Ceux-ci se distinguent par leur relative facilité de mise en œuvre, car ils sont utilisés pour d'autres types d'application et donc leur déploiement ne nécessite que des adaptations légères. La configuration impact bille sur plan incliné est présentée dans les articles [42], [55]. Celle-ci présente l'avantage de permettre la variation de l'angle d'impact et l'application d'une température jusqu'à 400°C. Des essais haute température (620°C) de fretting sont réalisés par Kesavan et al. [43] permettant la définition des solutions matériaux les plus adaptées dans cette configuration. Des essais de fatigue sont réalisés par Lai et al. [77] sur des éprouvettes spécifiques permettant de comparer différents matériaux utilisés pour la soupape. Finalement un

test matériaux pion sur disque sans soulèvement du pion est réalisé par Ootani et al. [21] et par Rynio et al. [78]. L'avantage de chacune des méthodes avancées est de pouvoir comparer de manière systématique les résultats pour différentes combinaisons de matériaux. De plus, le contrôle de la géométrie des échantillons et du mécanisme d'actionnement permet l'application de modèles numériques simplifiés. Cette approche expérimentale présente cependant des limites qui brident la compréhension tribologique du contact siège-soupape. Le mécanisme permettant l'ouverture et la fermeture du contact est totalement différent du système de culbuterie. Il en va de même pour la géométrie des composants. Or il a été montré dans les deux précédents chapitres que ces deux éléments ont une influence directe sur le comportement du contact. Finalement, l'environnement de combustion (gaz, huile...) n'est présent dans aucune des configurations. Cela revient à supprimer arbitrairement des débits qui interviennent dans la vie du 3^e corps modifiant ainsi drastiquement les résultats qui seraient obtenus sur un moteur réel. Le classement matériaux issu de tels essais peut aboutir à l'élimination d'une solution qui serait potentiellement fonctionnelle sur le moteur.

La seconde catégorie regroupe les bancs d'essais d'impact. Que ce soit par entraînement du système de culbuterie²¹ [45] via un moteur électrique ou par l'utilisation d'un actionneur qui tire ou pousse la soupape [18], [23], [26] l'objectif commun de ces bancs d'essais est d'impacter la soupape sur le siège avec une fréquence élevée (supérieur à 10Hz ce qui correspond à plus de 1200 tr/min). Cette vitesse d'exécution permet la mise en oeuvre d'essais de durabilité accélérés, à partir desquels les niveaux d'usure sont comparés d'un essai à un autre. L'avantage de ces approches est de pouvoir faire intervenir la géométrie réelle du contact, car les sièges et les soupapes sont issus des moteurs réels. Dans l'ensemble des applications, la température est imposée au contact soit à l'aide de résistances électriques placées en périphérie du siège soit à l'aide d'une flamme issue de la combustion de gaz. Cette possibilité d'imposer la température permet d'obtenir des déformations géométriques du contact cohérentes avec celles qui existent au sein du moteur. L'inconvénient de toutes ces approches est l'absence de l'application de la pression de combustion. Cette sollicitation est pourtant importante dans la vie du contact, car celui-ci doit reprendre la pression induite au niveau de la face feu de la soupape (20 kN pour la soupape d'admission au niveau de la face feu du moteur Renault Trucks).

Pour pallier l'absence d'application de la pression de combustion, l'utilisation d'un monocylindre est possible comme dans le travail de Wander et al. [79]. Une fois mis en place, ce système permet de faciliter le montage et le démontage tout en limitant les consommations et donc le coût de l'essai. Dans le cadre des essais réalisés par Wander et al., l'utilisation faite du monocylindre est de reproduire des tests destructifs de 1000h et de visuellement contrôler l'état des composants après essai. Dans le cadre de la thèse, l'utilisation d'un banc d'essais monocylindre a été envisagée. Cette solution n'a pas été retenue, car elle demande un investissement trop important et des connaissances en réglages de la combustion qui dépassait le cadre de ce projet. De plus, cette solution limite la flexibilité des conditions d'utilisation. Il n'est par exemple pas possible d'appliquer une pression de combustion sans appliquer l'impact de la soupape lors de la dépose.

Finalement, la dernière catégorie est constituée des bancs d'essais de laboratoire capable d'appliquer à la fois l'impact de la soupape sur le siège lors de la fermeture du contact et également une force qui permet de reproduire la pression de combustion. Avant de fabriquer leur propre banc d'essais, Mascarenhas et al. [27] réalise un bilan sur les bancs permettant de reproduire une force équivalente à la pression de combustion. Il en ressort qu'avant eux, Wang et al. [22] en 1996 ainsi que Lewis et al. [47] ont mis en place des essais permettant l'application de la pression de combustion avec l'utilisation d'actionneurs hydrauliques. Mascarenhas et al, fabriquent leur banc sur le même modèle, mais en permettant l'étude simultanée de 4 jeux de siège et de soupape afin de répéter les mesures. Malgré la possibilité d'appliquer les sollicitations mécaniques, l'environnement de fonctionnement du contact est encore une fois négligé. Ainsi, ces tests ne sont pas représentatifs du moteur et donc difficilement transposables. Il faut attendre 2011 et les travaux de Forsberg et al. [14], [15], [48], [49], [51] poursuivis par les travaux de Elo et al. [52], [53] pour que le 3^e corps soit au centre des préoccupations pour la compréhension de l'usure. Les études réalisées en collaboration avec la société Scania ont pour objectif de se doter d'outils à la fois conceptuels et expérimentaux pour

²¹ Des essais de la sorte sont effectués auprès des fournisseurs de sièges des moteurs 5L et 8L de l'entreprise Volvo

réduire l'usure. La description du banc d'essai mis en place par Forsberg et al. est précisée dans la suite de ce paragraphe sur la base de l'étude des articles correspondants.

L'illustration du banc d'essais en Figure 52, [14] présente les éléments principaux du banc. Au niveau de l'admission de l'air, n°9, un système d'injection d'air chaud est mis en place avec l'adjonction d'huile sous forme de fines particules. Pour la réalisation des essais, la fréquence d'actionnement est de 7 Hz, la force appliquée est de 20 kN ce qui dans le cas présenté correspond à une pression de 16 MPa, la température du système chauffant sous la soupape est de 750°C et celle des gaz d'admission est de 600°C. Un débit d'huile de 0,3 ml/min est injecté dans un flux d'air chaud de 550 l/min. Le nombre de cycles réalisés est de 500 000 pour une durée annoncée à 5h. Ces deux informations restent cependant incohérentes, car la fréquence d'actionnement est de 7Hz ce qui correspondrait à un temps de 20h pour effectuer 500 000 cycles.

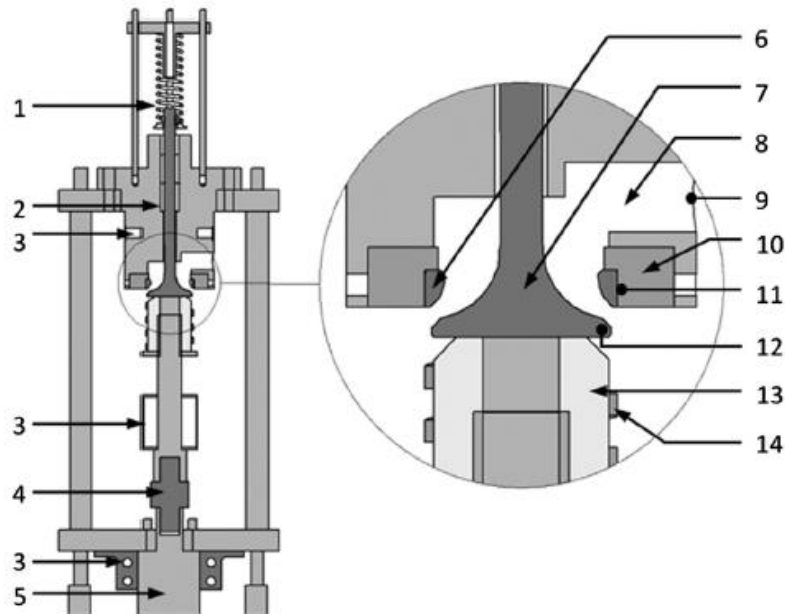


Figure 52, [14] : Banc d'essais de l'université d'Upsala, 1 : système de ressort pour l'ouverture de la soupape, 2 : guide de soupape, 3 : refroidissement par eau, 4 : mesure de force, 5 : actionneur hydraulique, 6 : siège, 7 : soupape, 8 : conduite d'admission ou d'échappement, 9 : mesure de la température des gaz d'admission, 10 : support du siège, 11 : mesure de la température du siège, 12 : contact soupape, 13 : glissière de transfert de la charge, 14 : Chauffage résistif

Le principal avantage du banc d'essais développé au sein de l'université d'Upsala est la prise en compte de la formation du 3^e corps par le biais de l'injection d'huile. Selon les auteurs, c'est au niveau de l'échappement que l'huile est en mesure de former une couche protectrice au niveau du contact [50], [52], [53]. Malgré l'intérêt d'un tel système, des limites sont à relever. L'environnement de combustion au-delà des pertes d'huile au niveau du contact entre la chemise et les segments du piston est constitué des produits de la combustion du carburant ce qui n'est pas présent dans ce banc d'essais. Ensuite, la vitesse d'impact est un élément contrôlant la phase de dépose de la soupape sur le siège, dans la description donnée, cette vitesse n'est pas précisée. Finalement, dans les chapitres 2 et 3, il est montré que le système de guidage a une influence direct sur le comportement du contact. Ainsi, le fait de ne pas utiliser la géométrie réelle de la culasse est en mesure d'éloigner les résultats de la réalité du moteur.

Sur la base de l'analyse de la littérature, des expertises réalisées sur les échantillons moteur et des modèles dynamiques, la définition du cahier des charges pour le développement d'un banc d'essais représentatif du contact siège-soupape est donnée dans le paragraphe suivant.

4.3.2 Cahier des charges pour la mise en place du banc d'essais au sein du LaMCoS

Les motivations pour la mise en place d'un banc d'essais sont nombreuses. Cet outil doit permettre l'étude de l'initialisation des mécanismes de dégradation du contact siège-soupape sur des temps courts. La flexibilité d'un tel système doit permettre la variation analytique et contrôlée des conditions de fonctionnement pour approfondir le

niveau de connaissance. D'un point de vue industriel un tel outil est en mesure de limiter les coups de développement pour de nouvelles configurations.

Le cahier des charges pour la mise en place du banc d'essais est la trame qui permet d'obtenir un essai représentatif du moteur diesel. Celui-ci est formalisé pour le cas du contact siège-soupape d'admission, mais permettra également d'étudier ultérieurement la position d'échappement. Les données sont regroupées sous la forme d'un tableau à la fin de ce paragraphe.

La première caractéristique à respecter est la dynamique de levée de la soupape. Pour une vitesse de fonctionnement du moteur de 1200 tr/min soit la pleine charge, la vitesse de rotation de l'arbre à cames est de 600 tr/min. La fréquence d'actionnement de la soupape est donc de 10 Hz. Le temps total du cycle est de 100 ms. La vitesse d'impact pour cette vitesse de fonctionnement doit être de 400 mm/s. En considérant la masse mobile de la soupape, du ressort de la coupelle de maintien égale à 200g, l'énergie cinétique associée lors de l'impact est de 0,016 J.

Pour reproduire la combustion, le temps d'application de la charge doit être de 15 ms (Figure 53). La pression maximale à atteindre est de 18 MPa ce qui correspond à une force de 20 kN.

Le temps pour réaliser la levée de la soupape est de 25 ms. Ainsi, la soupape reste en position fermée sans pression appliquée importante durant environs 60 ms. La levée de la soupape d'une hauteur de 10 mm permet d'obtenir une ouverture et donc une section de passage maximale des gaz égale à celle du moteur.

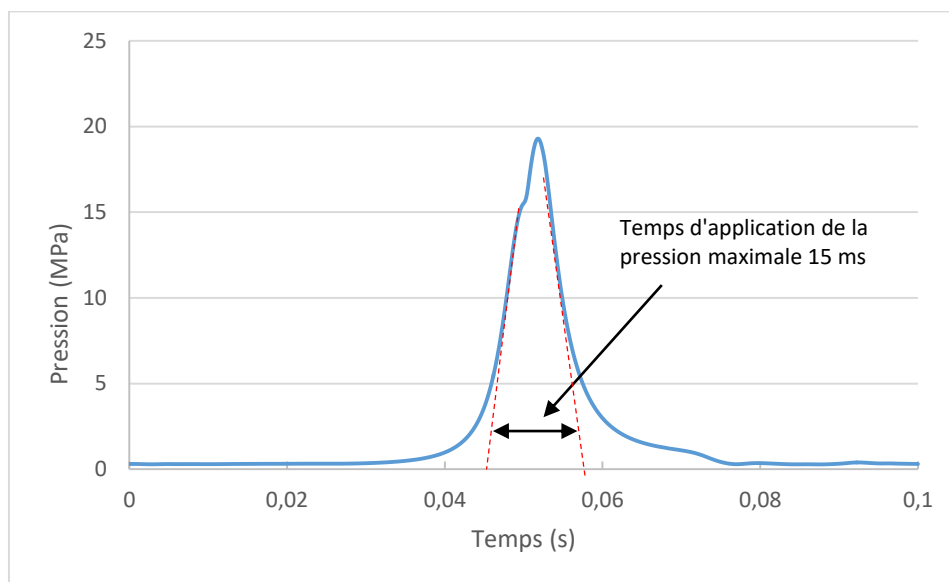


Figure 53 : Pression de combustion en fonction du temps pour le régime moteur de pleine charge (1200 tr/min, 1450RPM) et la cartographie économie de carburant

D'un point de vue mécanique, les raideurs durant l'application de la charge ainsi que durant la phase d'impact ont une influence sur la réponse du contact. Pour la phase d'impact, la soupape vient au contact du siège, car le ressort rappelle la soupape en position fermée. Les raideurs de la Figure 54 interviennent lors de l'impact.

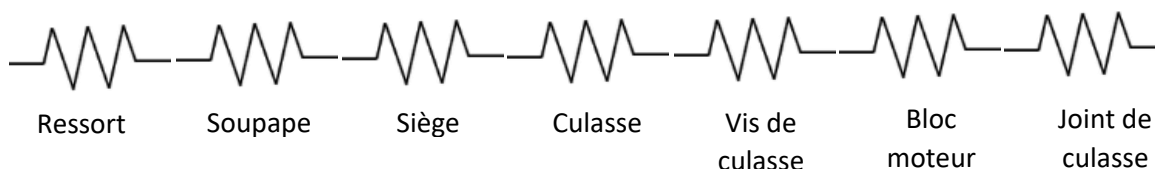


Figure 54 : Raideurs du système qui interviennent lors de l'application de l'impact de la soupape sur le siège

Le ressort de la soupape présente une raideur de 23,5 N/mm avec une force appliquée lorsque la soupape est fermée de 429N. Les autres raideurs qui interviennent sont inhérentes aux pièces en question. Pour l'application de la pression de combustion (Figure 55), la colonne d'air sous pression est une nouvelle composante à prendre en considération. Cette raideur peut être approximée en considérant une faible variation de volume si la soupape se déplace d'une

distance très faible par exemple 10 µm tout en continuant de permettre l'étanchéité de la chambre de combustion. Pour un déplacement de 10 µm, la raideur équivalente calculée est de 29340 N/mm.

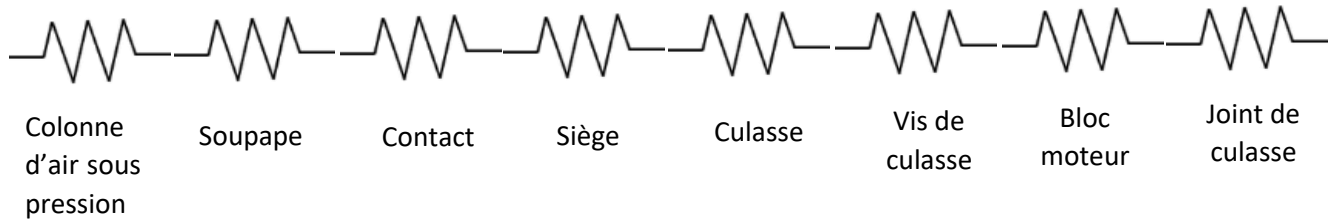


Figure 55 : Raideurs qui interviennent lors de l'application de la pression de combustion

Pour conserver les raideurs issues de l'assemblage du moteur, il convient de conserver un maximum de composants de celui-ci. En effet, il est nécessaire de se rapprocher au plus près des raideurs du système réel afin de conserver une réponse mécanique cohérente. Sans cela, les résultats peuvent être grandement modifiés comme en témoigne l'article [80] issu du projet VAMAS et publié en 1987. Dans ce projet, de nombreux laboratoires avaient pour mission de mesurer des indicateurs de frottement ainsi que des niveaux d'usure pour des matériaux donnés. Cela dans le but de déterminer la transposabilité des résultats d'un laboratoire à un autre. Il ressort de ce projet que la dispersion des résultats est importante d'un laboratoire à un autre. Il est à noter que les conditions environnementales dans lesquelles sont testés les échantillons ont une influence directe sur le résultat et cela malgré les consignes strictes fixées (mais pas forcément respectées). Le second point critique est la diversité des bancs d'essais utilisés. En fonction de la géométrie du système d'actionnement, la réponse dynamique du contact est drastiquement modifiée. C'est également la raideur du système qui a une influence sur la réponse vibratoire du contact.

En se plaçant dans l'approximation des gaz parfaits, la formule ci-dessous est utilisée pour déterminer la raideur de la colonne d'air lors de la combustion :

$$PV^\gamma = cste$$

D'où :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

L'objectif est de calculer P_2 qui correspond à la variation de pression induite par le déplacement de la soupape d'où :

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Et finalement :

$$P_2 = e^{-\gamma \ln(\frac{V_2}{V_1}) + \ln(P_1)}$$

Le calcul de la force se fait suivant le diamètre de la face feu de la soupape :

$$F_2 = P_2 \times S_{Face\ feu}$$

La raideur devient donc :

$$k_{colonne\ d'air} = \frac{F_2 - F_1}{\Delta l}$$

Pour l'application numérique, les données sont précisées en bas de page²². La raideur de la colonne d'air calculée est de 29340 N/mm. Celle-ci devra être prise en considération lors de l'application de la pression de combustion.

L'environnement de combustion est une composante importante dans la vie du contact. Au niveau de l'admission, c'est un mélange d'air frais et de gaz de recirculation (EGR). A la charge maximale, le débit calculé au niveau d'une

²² $V_1 = 1,240 \times 10^{-6} \text{ m}^3$; $V_2 = 1,228 \times 10^{-6} \text{ m}^3$; $\gamma = 1,4$; $d_{face\ feu} = 39 \text{ mm}$; $P_1 = 180 \text{ bar}$; $\Delta l = 10 \text{ }\mu\text{m}$

soupape est de 77 m³/h par soupape avec un pourcentage volumique de gaz d'échappement à l'admission atteignant 10% soit 7,7 m³/h par soupape. La température des gaz d'admission est inférieure à 50°C alors que la température maximale dans la chambre de combustion est de 650°C.

. En considérant que au maximum des gaz recircule au niveau de l'admission, l'hypothèse peut être faite qu'environ 1,15 l/h par cylindre sont consommés en carburant au niveau de l'admission.

Concernant la consommation d'huile, celle-ci s'établit . Cela correspond à par cylindre. 80% de cette huile est perdue au niveau du contact chemise-segment de piston et se retrouve ainsi dans les gaz d'échappement. Or de ces gaz recirculent au niveau de l'admission. Ainsi potentiellement 1,7 g/h par soupape d'huile brûlée circule au niveau de la soupape d'admission. Finalement, une quantité variable d'huile est consommée au niveau du joint de tige de soupape. Cette quantité n'est pas contrôlée et est variable en fonction de l'état du joint.

En conclusion, l'ensemble des informations listées ci-dessus sont regroupées dans le Tableau 11 pour permettre le développement d'un banc d'essais qui réponde au mieux aux caractéristiques du moteur Renault Trucks. Le régime moteur de 1200 tr/min et de 1450 N.m est retenu pour la définition du cahier des charges car c'est dans ces conditions que le camion est en mesure de tracter le plus de marchandises. C'est ainsi un régime moteur représentatif des conditions de fonctionnement du véhicule.

Tableau 11 : Cahier des charges résumé pour la mise en place du banc d'essais

Caractéristique de la dynamique de la soupape pour la pleine charge à 1200 tr/min et 1450 N.m	Fréquence du signal (Hz) d'une dépose de soupape à une autre	10
	Temps total du signal (ms) d'une dépose de soupape à une autre	100
	Temps d'application de la pression de combustion (ms)	15
	Temps de levée de la soupape (ms) d'une levée à une dépose	25
	Amplitude de levée de la soupape (mm) dégagement de la conduite	10
	Temps de repos de la soupape sur le siège (ms) sans combustion	60
Chargement du contact à pleine charge pour 1200 tr/min et 1450 N.m	Force équivalente à 18 MPa pour une soupape (kN)	20
	Raideur de la colonne d'air pour la pression maximale (kN/mm)	29,3
	Vitesse d'impact (mm/s)	400
	Énergie cinétique associée à l'impact (J)	0,016
	Force du ressort de rappel lors de l'impact (N)	429
	Raideur du ressort de rappel (N/mm)	23,5
Débit à l'origine de l'environnement à pleine charge pour 1200 tr/min et 1450 N.m	Débit gaz à l'admission (m ³ /h par soupape)	77
	Débit de gaz d'échappement recirculant (m ³ /h par soupape)	7,7
	Gasoil brûlé recirculant à l'admission (l/h par soupape)	0,575
	Huile brûlée recirculant à l'admission (g/h par soupape)	1,7
Remarques : les raideurs de l'ensemble des composants doivent être prises en considération dans le banc d'essais (Soupape, siège, ressort, joint de culasse, culasse, bloc moteur, vis de culasse)		

Ce cahier des charges est une trame qui fait ressortir les paramètres importants qui interviennent dans la vie du contact. Cependant, comme c'est souvent le cas lors de la mise en place d'un banc d'essais, des compromis cohérents devront être trouvés afin d'atteindre l'objectif de la mise en place d'un banc d'essais dans le temps imparti à la thèse.

4.3.3 Outil expérimental initialement prévu pour l'étude du contact siège-soupape

La genèse des discussions qui ont précédé le début de la thèse fait état d'une démarche expérimentale qui devait utiliser les échantillons issus d'essais moteur ainsi que l'instrumentation d'un banc d'essais déjà existant au LaMCoS dénommé Impact 2. Les éléments donnés dans ce paragraphe ont pour objectifs d'expliquer pourquoi ce dernier n'a pu être utilisé pour pouvoir caractériser tribologiquement le contact siège-soupape.

L'outil expérimental envisagé était dénommé Impact 2. Il avait été retenu du fait de sa capacité à reproduire des cinématiques d'impact glissement à chaud (ces caractéristiques complètes sont données en Annexe 15). Il permet le

déplacement dans les directions x,y,z ainsi que la modification de la planéité. Un système de refroidissement par eau peut être utilisé. Celui-ci se situe au niveau du contact. Pour l'activation du système, c'est à l'heure actuelle un actionneur piézoélectrique de la société Grenobloise CEDRA technologie²³ qui est utilisé. De manière générale, la course de ce type d'actionneur est comprise entre 50-2000 μm . Pour la charge maximale admissible, les valeurs s'étendent de 0,5-1620 N. Les valeurs maximales de 2 mm et 1620 N pourraient être en mesure de remplir les conditions nécessaires à la mise en place de l'essai avec des sections de petites dimensions des échantillons.

Le bâti est celui d'une fraiseuse. Il n'est pas en mesure de supporter une charge de 20kN pour reproduire la pression de combustion. Cette limite aurait pu être compensée par la réalisation d'éprouvettes spécifiques en diminuant l'aire de contact permettant ainsi de réduire la force à appliquer. En faisant cela, c'est le glissement lors de l'impact ainsi que les déformations plastiques et élastiques lors de la combustion qui sont totalement modifiées. De plus, les actionneurs piézo-électriques de la société CEDRA Technologie adaptables ne permettent pas d'appliquer des niveaux de force suffisants. Le changement du générateur d'alimentation pour le modèle 2,4A qui devrait permettre l'application de force supérieure ne change pas cette limite (Annexe 16). Les vitesses de dépose sont possibles à reproduire cependant, il faut augmenter la fréquence du signal. Cette modification de la fréquence va avoir des conséquences néfastes quant à la compréhension des mécanismes d'usure de l'interface.

En conclusion, les actionneurs piézoélectriques ne sont pas adaptés à la problématique.

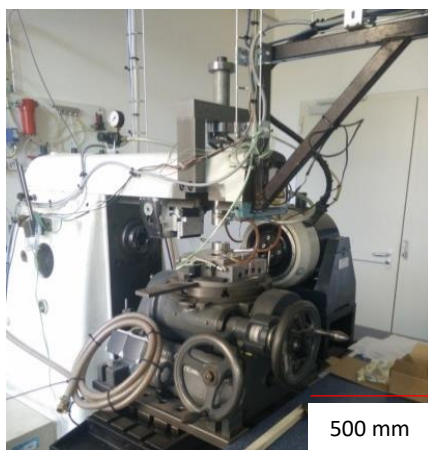


Figure 56 : Banc essais du LaMCoS, Impact 2

4.3.4 Choix des moyens expérimentaux

Comme énoncé dans le paragraphe précédent, l'outil expérimental envisagé ne constitue pas un choix *ad hoc* pour satisfaire le cahier des charges afin reproduire le contact siège-soupape. La Figure 57 reprend l'ensemble des outils expérimentaux envisagés (les outils du laboratoire, de la société Renault Trucks et également ceux à l'achat). Pour synthétiser les différentes réflexions, 7 critères techniques et 2 critères financiers sont pris en considération. Trois équipements ont été retenus pour accéder aux différents paramètres d'intérêts. À savoir : le système de culbuterie entraîné par un moteur électrique, le cube (actionneur hydraulique dans les trois directions) et le moteur avec une instrumentation spécifique inspirée des travaux réalisés par Charlery [81] et Wüst et Fischer [82].

Le premier banc fonctionnant à froid a permis d'accéder à la dynamique du système dans le Chapitre 2. Le second mis en place au laboratoire, est analytique et doit permettre de faire varier la géométrie et l'environnement du contact. Finalement, le moteur, tribomètre de sa propre application doit permettre la visualisation du contact de manière in situ. L'adaptation du moteur n'a fait l'objet que d'une phase exploratoire qui n'a pu aboutir en raison du temps et de l'argent impartis.

²³ Catalogue disponible à l'adresse : <http://www.cedrat-technologies.com/fr/produits-mecatroniques/actuators/apa.html>

	Le Cube	Impact 2	PEDEBA	Tribowave	Vérins hydrauliques	Barre Hopkinson	Cameless + Vérins hydrauliques	Culbuterie + Pistolet air comprimé	Culbuterie + moteur électrique	Culbuterie + Piston	Moteur diesel
Vitesse d'impact (max 1200 mm.s ⁻¹)	✓	✗	✓	✗	✓	✗	✓	✓	✓	✓	✓
Pression de combustion (Eq force max 20 kN)	✓	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✓
Géométrie du contact	✓	✗	✗	✗	✓	✗	✓	✓	✓	✓	✓
Déformation soupape	—	—	✗	✗	—	✗	—	✓	✗	✗	✓
Température du contact	✓	✓	✗	✗	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✓
Composition des gaz	✓	✓	✗	✗	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✓
Reproductibilité	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	—
Coût global	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✗	✓	✗	✗
Coût pour futurs développements	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✓	✗	✗

Figure 57 : Outils expérimentaux envisagés et leurs caractéristiques

4.3.5 Présentation de l'adaptation du « Cube »

Le « Cube » (Figure 58) est un équipement du LaMCoS qui s'inscrit dans un projet ANR nommé PHARE (Plate-formes machines tournantes pour la mAîtrise des Risques Environnementaux). Son utilisation est initialement prévue pour la reproduction de phénomènes vibratoires appliqués à des éléments embarqués fixés sur la jupe (en jaune sur la figure). À l'intérieur de cette jupe métallique, trois paires de vérins hydrauliques permettent de déplacer la partie mobile dans les trois directions de l'espace. De plus, les degrés de liberté rendent possibles de légères rotations et basculements dans toutes les directions.

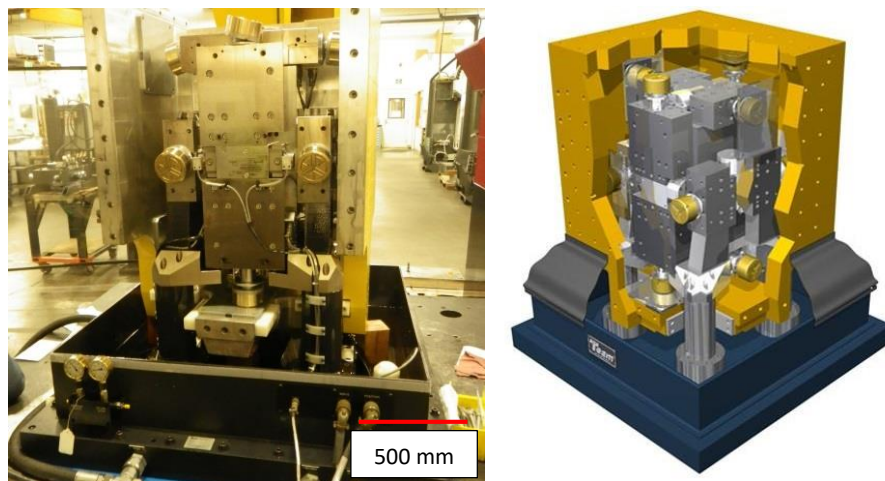


Figure 58 : Illustration du « Cube » avec à l'intérieur les vérins montés sur des palliers hydrauliques permettant le déplacement et l'application des efforts mécaniques

L'intérêt d'un tel équipement est en première approche de pouvoir reproduire les sollicitations mécaniques de la soupape grâce à la combinaison entre les vérins hydrauliques et les servo-valves Moog hautes performances.

Pratiquement, le montage général fabriqué et utilisé dans le cadre de la thèse est celui donné dans la Figure 59. Celui-ci peut être décomposé en deux : les éléments mécaniques qui permettent de reproduire les sollicitations mécaniques du contact et les éléments permettant de contrôler l'environnement thermique et chimique du contact. La suite de ce paragraphe présente ces différents éléments utilisés pour répondre au cahier des charges.

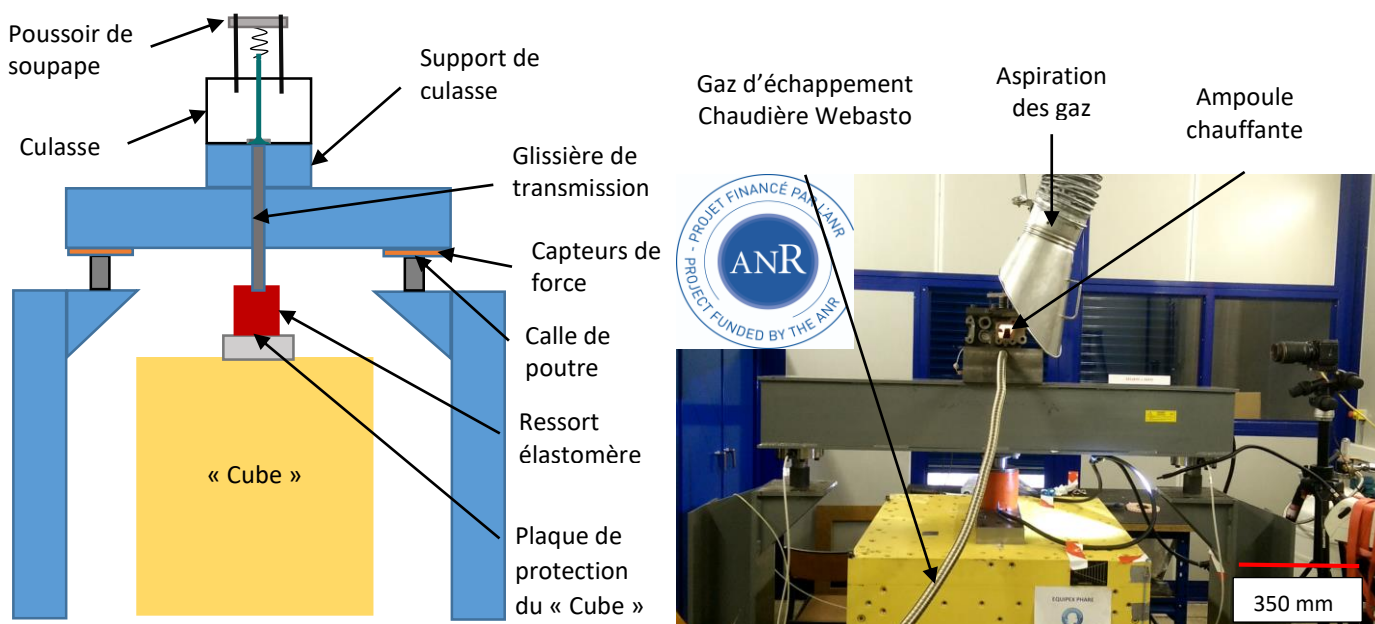


Figure 59 : Montage expérimental réalisé sur le "Cube" pour l'analyse tribologique du contact siège-soupape

- Pièces du moteur conservées :

Pour conserver les raideurs du mécanisme dans lequel est placé le contact siège-soupape, le choix a été fait d'utiliser une culasse réelle dont seulement 1 cylindre est conservé. Ce cylindre possède le guide fretté, le siège fretté ainsi que le joint de tige de soupape. Pour faciliter le démontage d'un siège, une gorge de 1 mm de profondeur est réalisée derrière ce dernier afin de pouvoir placer un extracteur. Cela permet de le changer facilement et sans l'abîmer. La culasse par l'intermédiaire des vis de serrage utilisées dans le moteur et du joint de culasse est liée à une enceinte en fonte de la même nature et dont les dimensions sont proches de celle du bloc moteur utilisé dans l'application réelle. Finalement, le ressort et le système de coupelle sont conservés. Dans le cas du banc d'essais, le rôle du ressort est inversé, il permet de forcer l'ouverture de la soupape pour que celle-ci soit toujours au contact de l'actionneur alors que dans le moteur le ressort rappelle la soupape au contact du siège pour assurer la fermeture. Ainsi, lors de l'impact, la force induite au contact n'est plus appliquée par le ressort, mais par les vérins hydrauliques qui doivent en plus compenser la force d'ouverture de la soupape.

- Châssis support de l'enceinte et de la culasse :

Le châssis du banc d'essais se compose de deux pieds reliés au massif en béton supportant le « Cube » et d'une poutre centrale supportant la culasse. Cette poutre d'un profil HEB200 est renforcée pour limiter sa flexion lors de l'application de la force de 20 kN. Le calcul élément finis réalisé montre que la flèche au centre de la poutre est de 6 μ m. Cette poutre est reliée aux deux pieds par l'intermédiaire de deux capteurs de force. Ceux-ci présentent une flèche maximale de 0,2 mm à la charge maximale de 20 kN appliquée sous la soupape.

- Glissière d'actionnement de la soupape :

L'actionnement de la soupape se fait par l'intermédiaire d'une glissière de 50 mm de diamètre et d'une longueur de 350 mm. Elle est guidée dans la poutre par deux paliers à billes. Celui du côté de la chambre de combustion est choisi pour faire face aux hautes températures alors que celui au plus proche du cube est auto-alignant pour permettre de faire face à d'éventuels problèmes d'alignement.

La glissière est terminée à l'une de ses extrémités par un poussoir en acier faisant le diamètre de la face feu de la soupape et à l'autre extrémité par un ressort élastomère. Le premier rôle de ce ressort élastomère est de prévenir les mouvements parasites transversaux qui peuvent apparaître lors de la phase de test du « Cube ». Si la glissière était fixée sur le Cube, un risque d'arrachement par cisaillement du système pourrait exister. Le second rôle de la butée caoutchouc est de laisser un débattement suffisamment important au « Cube » pour l'application de la charge maximale. Le « Cube » ne pouvant être contrôlé en force, il est contrôlé en déplacement. Or la force maximale applicable par les vérins hydrauliques est de 62 kN ce qui est bien supérieur au 20 kN nécessaire. Dans le cas où la glissière relirait directement la soupape au cube sans pièce déformable, lors du contact entre la soupape et le siège, la force exercée passerait directement à son maximum de 62 kN pour un déplacement infiniment petit, arrachant ainsi l'ensemble du système. Pour pallier ce problème, un ressort élastomère est utilisé. Finalement, le ressort caoutchouc permet d'introduire une raideur qui reproduit la raideur de la colonne d'air lors de la combustion.

- Ressort élastomère

Un premier essai a été réalisé avec une butée caoutchouc Paulstra Levaflex (Figure 60, #1). La forme de la raideur permettait d'appliquer une force de 20 kN pour 40 mm de déplacement du « Cube ». Pour le temps d'application caractéristique de la combustion de 15 ms, la compression rapide de la butée engendre son échauffement et finalement sa destruction en moins de 10 secondes, et cela malgré la mise en place d'un refroidissement par azote liquide. Pour limiter l'échauffement, le choix s'est tourné vers le ressort élastomère de la société Rabourdin dont les dimensions sont de 125mm de diamètre et 125 mm de hauteur. La courbe de raideur donnée dans la Figure 60, #2 montre que pour l'application de la charge de 20 kN l'écrasement du ressort est de 5 mm. D'après les abaques d'utilisation de ce ressort (habituellement utilisé pour le démoulage), l'amplitude d'écrasement maximale à ne pas dépasser pour une utilisation à 10Hz sans échauffement est de 8,75 mm. Dans ces conditions, le bon fonctionnement du ressort est assuré sans système de refroidissement. La raideur du ressort choisi est constante à 3200 N/mm.

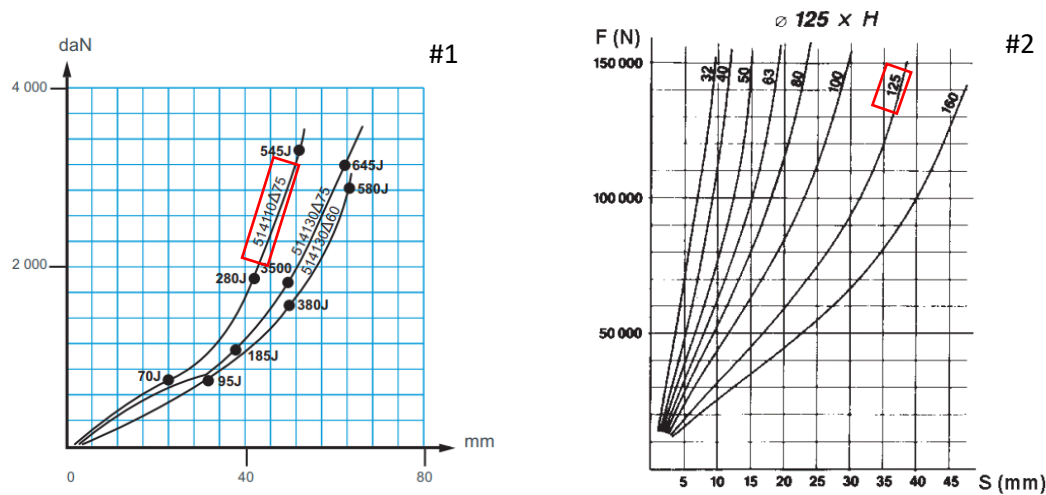


Figure 60 : Butées utilisées pour l'application de la charge, #1 butée caoutchouc Paulstra Levaflex, #2 butée elastomère Rabourdin

Les valeurs finales des raideurs lors de l'impact et durant l'application de la force de combustion sont calculées.

Lors de l'impact à faible charge seule les raideurs en série du ressort d'ouverture et du ressort élastomère sont considérées. Ainsi la raideur totale est de 23,3 N/mm.

$$\frac{1}{k_{totale}} = \frac{1}{k_{ressort\ rappel}} + \frac{1}{k_{ressort\ elastom\ere}}$$

Avec $k_{ressort\ rappel} = 23,5 \text{ N/mm}$ et $k_{ressort\ elastom\ere} = 4000 \text{ N/mm}$ d'où $k_{totale} = 23,3 \text{ N/mm}$.

Lors de l'application de la pression de combustion par l'intermédiaire du ressort élastomère Rabourdin ($k=4,0 \times 10^3 \text{ N/mm}$), la raideur des capteurs de force ($k=1 \times 10^5 \text{ N/mm}$), et la raideur de la plaque de protection du cube ($k=6,25 \times 10^5 \text{ N/mm}$) sont considérées. Leurs valeurs étant très supérieures à celle du ressort élastomère, finalement, lors de l'application de la pression de combustion la raideur est de 3820 N/mm ce qui est inférieur aux 29 000 N/mm de la colonne. Cette raideur constitue un compromis volontaire pour que le « Cube » qui est contrôlé en déplacement soit en mesure d'appliquer la charge de combustion.

- Force et énergie lors de l'impact

Le second paramètre à contrôler que ce soit après l'impact ou pour la combustion est la force appliquée. Dans l'application réelle du moteur, la force exercée par le ressort est conditionnée par la précharge qui est fixée à 429N. Dans le cas du « Cube », la force exercée par le ressort a l'effet inverse, il repousse la soupape. De plus, pour que la soupape soit toujours au contact du poussoir inférieur, une précharge correspondant à 20 mm de la course du ressort est mise en place soit -470N. Lors de l'impact, le ressort de rappel est comprimé de 30 mm soit au total -705N qui empêche la soupape d'être au contact du siège. Ainsi pour que les +429N soit appliqués dans le contact lors de l'impact, la force issue de la compression du ressort élastomère doit être de 429 + 705 soient 1134N. Cela correspond à une compression du ressort élastomère par le cube de 0,28 mm. Pour la combustion, le « Cube » doit comprimer le ressort élastomère de 5 mm pour atteindre les 20 kN.

L'étude des paramètres intervenant lors de l'impact est terminée par la détermination de l'énergie d'impact. Celle-ci se calcule avec la formule suivante :

$$E_{totale} = \frac{1}{2}mv^2$$

avec m ($=7 \text{ kg}$) la masse de la soupape et des éléments mobiles fixés à elle, à savoir la glissière, le poussoir et la butée élastomère, et avec v ($=650 \text{ mm/s}$) la vitesse d'impact utilisée pour l'impact sur le « Cube ». L'énergie calculée est donc de 1,48J ce qui est bien supérieur au 0,016 J qui intervient dans le moteur. Pour obtenir une équivalence d'énergie il faudrait que la vitesse d'impact dans le cas du « Cube » soit de 0,17 mm/s ce qui n'est pas envisageable pour obtenir

une dynamique représentative de la vie du contact. À ce stade, il convient de considérer que 400 mm/s correspondent à seulement 1,44 km/h. La vitesse maximale de 1200 mm/s relevée dans le Chapitre 2 correspond simplement à 4,32 km/h. Ainsi, les énergies mises en jeu même pour la masse de 7kg sont faibles.

- Signal de référence appliqué au « Cube »

Sur la base des composants sélectionnés et en accord avec les capacités du « cube », le mouvement imposé est construit suivant la Figure 61. La vitesse maximale de déplacement du « Cube » dans les conditions du test est de 650 mm/s. Cette donnée permet d'obtenir un signal dont la durée est de 93 ms pour 100 ms sur le moteur. Ce signal est tracé dans le référentiel du « Cube ». Il est à noter que l'impact intervient pour l'ordonnée de 1,25 mm. La compression est donc de 0,75 mm du ressort élastomère contre les 0,28 mm nécessaires. Ce choix a été fait pour faciliter le contrôle du « Cube » ainsi que pour pallier les éventuels retraits de matière au cours du temps. La surcharge du contact durant la phase stationnaire est donc de 2295N contre normalement 429N. Étant donné le montage choisi, il n'a pas été possible de faire différemment. La pression de combustion théorique est quant à elle égale à 20 kN, car la compression du ressort élastomère par le « Cube » est de 5mm. Finalement, la levée de la soupape a été limitée à 9,5 mm pour encore une fois faciliter le contrôle des vérins hydrauliques. Dans ces conditions d'application du signal, les temps théoriques correspondant à chacune des phases de la vie du contact sont respectés.

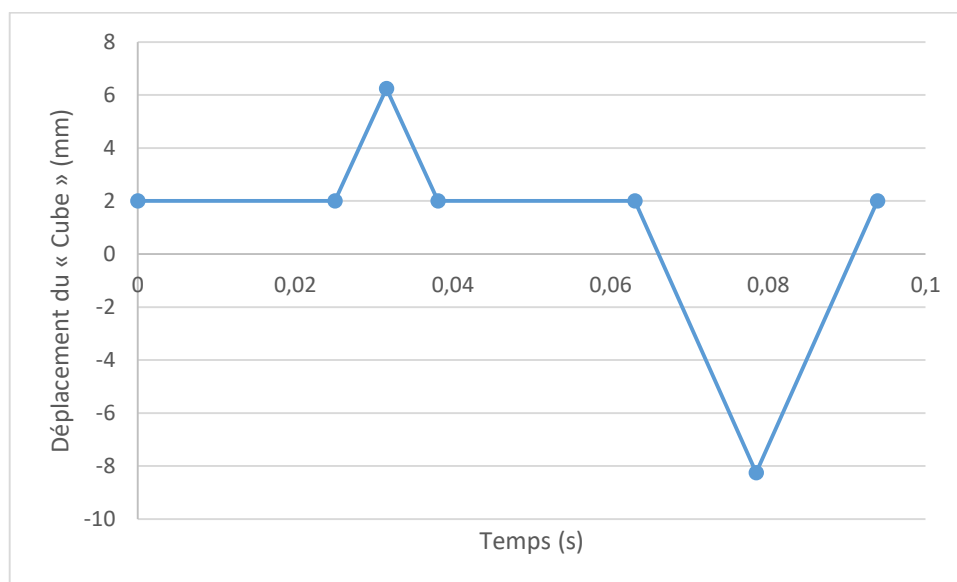


Figure 61 : Signal théorique appliqué au "Cube" pour l'obtention de la sollicitation du contact siège-soupape (l'impact se fait pour l'ordonnée de 1,25mm)

- Temps et force réellement appliqués

Pratiquement, le mouvement du « Cube » et la force appliquée sont mesurés et présentés dans la Figure 62. Dans la partie #1 qui représente le déplacement du « Cube » en fonction du temps, il est à noter que le temps du signal a été multiplié par deux. Le plateau de 107 ms ajouté en position ouverte de la soupape est nécessaire pour assurer la symétrie d'actionnement des deux vérins suivant la direction de déplacement du « Cube ». Sans cela, les deux vérins ne fonctionnent pas symétriquement engendrant le cisaillement et la destruction du ressort élastomère. La fréquence accessible pour l'application du signal est donc pratiquement de 5 Hz contre les 10 Hz nécessaires. Pour une comparaison d'un essai moteur de 2h à 1200 tr/min la durée du test sur le « Cube » devra être de 4h. Au niveau des plateaux, une oscillation du « Cube » s'instaure. Celle-ci est due au système de contrôle qui cherche en permanence à corriger la position sans y parvenir du fait de la faible durée des plateaux²⁴. La partie #2 donne les deux signaux de force mesurés par les deux capteurs de force. D'après cette mesure, il est montré que le déplacement du « Cube » couplé au système mécanique ne permet pas la mise en place du plateau de force constant à 2295 N. Lors de la charge,

²⁴ Une potentielle solution sur l'un des paramètres du logiciel de contrôle a été trouvée après la fin des essais pour pallier ce phénomène oscillatoire.

l'inertie de la traverse entraîne une augmentation de la force appliquée jusqu'à une valeur de 7500 N (2x3750 N). La charge maximale atteignable est de 18750 N dans les conditions de l'essai. Finalement, lors de la décharge, de la même manière que durant la charge, le ressort de rappel prend du temps pour repousser la traverse qui pèse 7 kg et permettre la décharge du ressort élastomère et donc la décharge du contact. En cela, le plateau ajouté pour permettre le contrôle du « Cube » est bénéfique pour la décharge du contact.

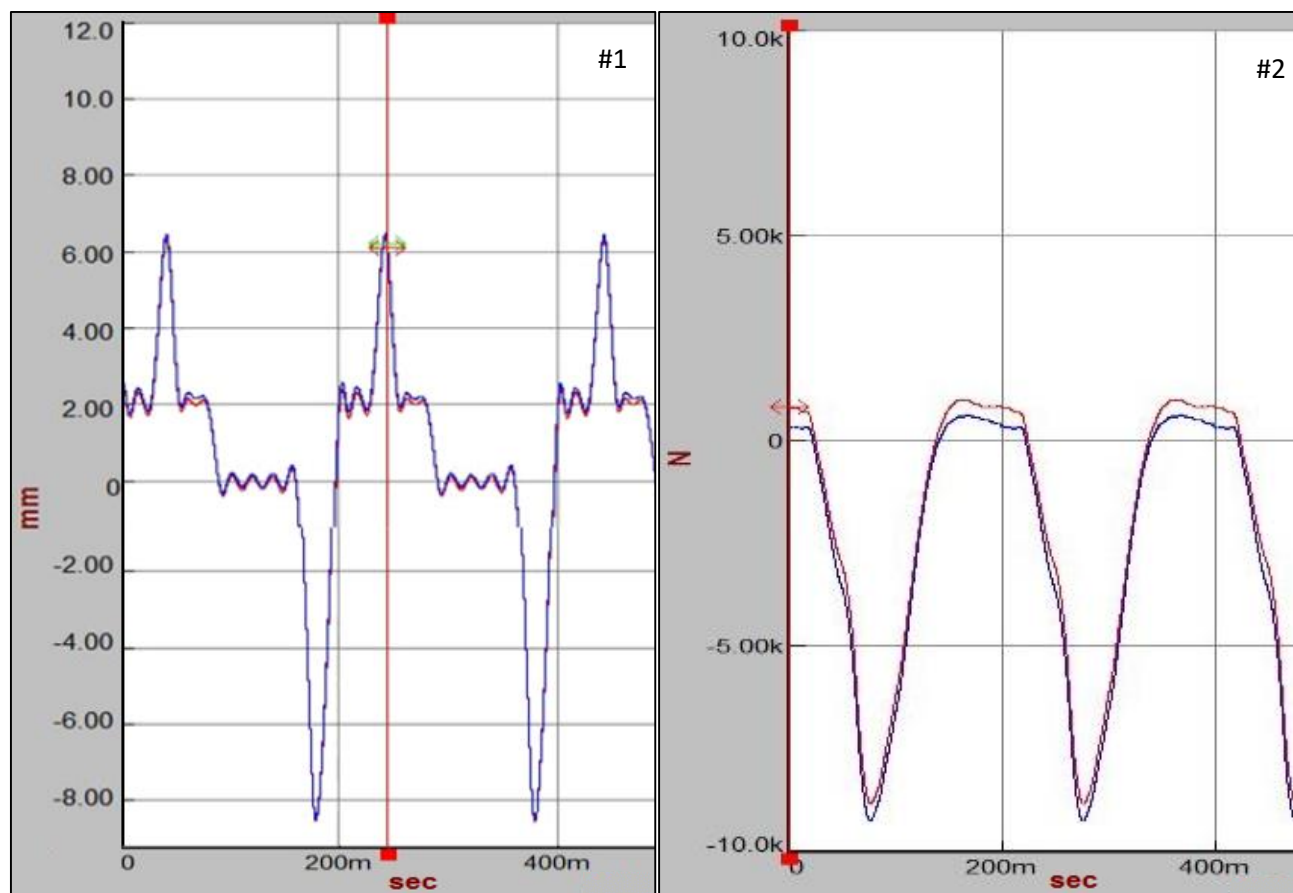


Figure 62 : Signaux issus de l'application de la consigne, #1 Mouvement du « Cube », #2 Force mesurée par les deux capteurs de force

Ce décalage qui existe entre le déplacement du « Cube » et la sollicitation du contact présente l'avantage de gommer les oscillations de l'actionneur. Les vidéos réalisées avec la caméra rapide ont permis de valider que l'ouverture de la soupape se faisait bien et que le poussoir ne rebondissait pas sous la soupape.

Finalement, le banc d'essais permet de reproduire l'impact à vitesse constante puis l'application de la pression de combustion. Le plateau de repos de la soupape sur le siège n'est pas reproduit.

- Chaudière à gasoil Webasto 5 kW :

Une chaudière à gasoil est utilisée pour reproduire les gaz EGR²⁵ issus de la combustion. Cette chaudière normalement utilisée pour chauffer l'habitacle du véhicule est ici détournée de sa fonction. Ce sont les gaz d'échappement issus de la combustion qui sont injectés au niveau de la soupape d'admission. La chaudière est utilisée en permanence à pleine puissance. Dans ces conditions, la température des gaz d'échappement est de 300°C en sortie de la chaudière. La consommation en carburant est de 1l/h et finalement le débit de gaz est de 21,3 m³/h. Un autre intérêt de cette chaudière est de pouvoir incorporer la quantité d'huile souhaitée dans le carburant afin de reproduire les proportions qui interviennent dans le moteur.

²⁵ Exhaust Gas Recirculation : Recirculation des gaz d'échappement

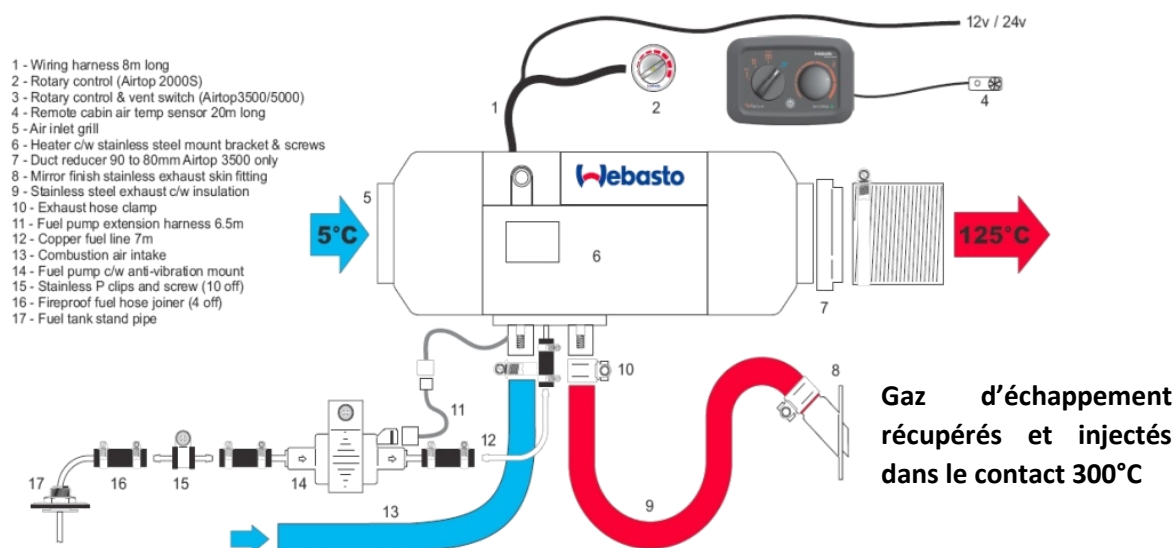


Figure 63 : Documentation technique Webasto présentant les différents composants de la chaudière Webasto AirTop5500

- Ampoule de chauffage du contact siège-soupape :

En plus de l'apport calorifique du système d'échappement, la température est apportée au contact siège-soupape à l'aide d'une lampe chauffante Ohméga de la société Heraeus de 1500W. Un asservissement est réalisé et fixe la température à 350°C.

Pour davantage de précision sur la procédure d'utilisation du « Cube », le lecteur pourra se référer à l'Annexe 17. L'ensemble des éléments cités précédemment permettent la mise en place d'un essai qui se rapproche le plus possible du cahier des charges initialement fixé (Tableau 12).

Tableau 12 : Comparaison entre le cahier des charges et les paramètres des essais réalisés sur le « Cube »

		Moteur	« Cube »
Caractéristique de la dynamique de la soupape pour la pleine charge à 1200 tr/min et 1450 N.m	Fréquence du signal (Hz)	10	5
	Temps total du signal (ms)	100	200
	Temps d'application de la pression (ms)	15	13
	Temps de levée de la soupape (ms)	25	25 + 100 (imposé par le cube)
	Amplitude de levée de la soupape (mm)	10	9,5
	Temps de repos de la soupape sur le siège (ms)	60	60
Chargement du contact à pleine charge pour 1200 tr/min et 1450 N.m	Force équivalente à 180 MPa pour une soupape (kN)	20	18750
	Raideur de la colonne d'air (kN/mm)	29,3	4
	Vitesse d'impact (mm/s)	400	650
	Énergie cinétique associée (J)	0,016	1,48 (masse mobile supérieure)
	Force du ressort de rappel lors de l'impact (N)	429	2295-7500
	Raideur du ressort de rappel (N/mm)	23,5	4000
Débit à l'origine de l'environnement à pleine charge pour 1200 tr/min et 1450 N.m	Débit gaz à l'admission (m³/h par soupape)	77	21,3
	Débit de gaz d'échappement recirculant (m³/h par soupape)	7,7	21,3
	Gasoil brûlé recirculant à l'admission (l/h par soupape)	0,575	1

	Huile brûlée recirculant à l'admission (g/h par soupape)	1,7	1,7
Raideur du mécanisme	Remarque : les raideurs de l'ensemble des composants doivent être prises en considération dans le banc d'essais (Soupape, siège, ressort, joint de culasse, culasse, bloc moteur, vis de culasse)	Oui	Oui

Pour rappel, les moyens expérimentaux mis en œuvre durant ces travaux de thèse sont de 4 types

- Les essais longue durée sur moteur en cellule ou applications réelles,
- Les essais courte durée issus du contrôle qualité sur la ligne de production,
- Les essais courte durée avec l'utilisation de marqueurs surfaciques,
- Les essais sur banc analytique avec une instrumentation spécifique.

Les résultats issus de ces 4 outils expérimentaux permettent d'identifier les sites d'accommodation ainsi que les débits de matière mis en jeu dans le fonctionnement du contact siège-soupape.

4.4 Identification des 1^{ers} corps comme sites d'accommodation et source de matière dans le contact

Le rôle de la géométrie des 1^{ers} corps a été mis en évidence dans le Chapitre 3. Le modèle éléments finis a permis la prise en considération des propriétés matériaux que sont le module de Young et le coefficient de Poisson. Ces deux caractéristiques ne sont pas suffisantes pour identifier le rôle des 1^{ers} corps dans la vie du contact. En effet, la structure de ceux-ci intervient dans les différentes étapes de la vie du contact. Il est bon de rappeler que l'ensemble des échantillons analysés se réfère à la position d'admission dont l'angle associé est de 35°.

4.4.1 Présentation de la composition du siège et de la soupape

Le siège de soupape est issu du frittage des poudres. [REDACTED]. La structure ainsi que la composition élémentaire sont données en Figure 64. La structure du siège est poreuse avec des tailles de porosité supérieures à 50 μm . Les particules qui constituent la portée du siège sont de trois natures. Des particules de molybdène Mo (Spectrum 1) qui sont selon le fournisseur des particules dures présentes pour renforcer le matériau. Des particules à base de calcium (CaF_2 d'après le fournisseur) utilisées en tant que lubrifiant solide « Spectrum 2 » et finalement la matrice constituée d'un acier martensitique « Spectrum 3 ». L'utilisation de ce matériau est faite sur la base de l'expérience du fournisseur. Il convient à travers l'étude tribologique de donner des informations factuelles qui expliqueront le fonctionnement des différents composés dans le contact et le bien-fondé de l'utilisation de ce matériau sera discuté.

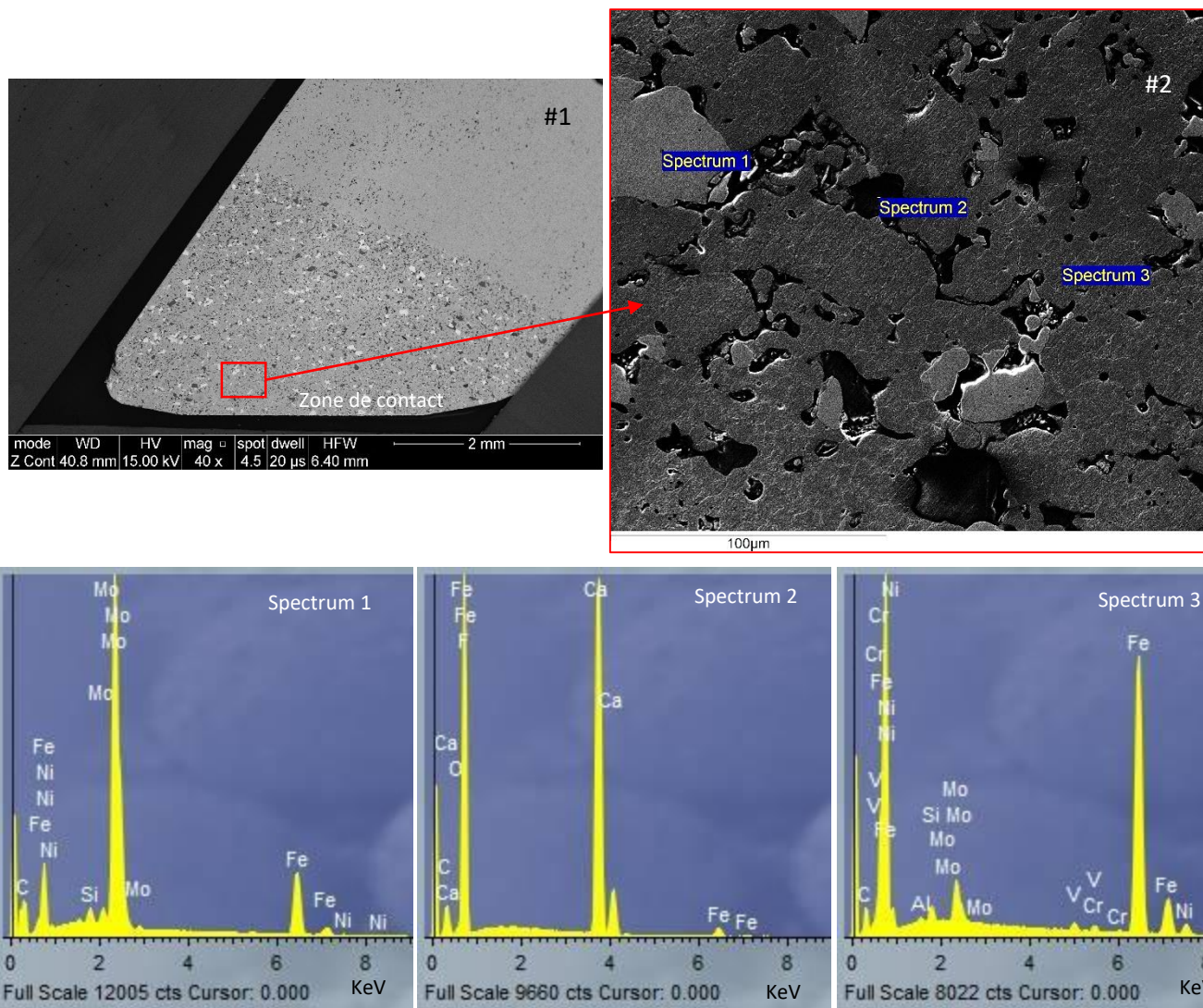


Figure 64 : Structure et composition élémentaire du siège, #1 Découpe du siège avec en bas de l'image la zone de contact, #2 Grossissement sur la structure poreuse du siège, Spectrum 1 : composition des particules [REDACTED] de molybdène, Spectrum 2 : composition [REDACTED] CaF_2 , Spectrum 3 : composition de la matrice en acier

Les soupapes sont quant à elles fabriquées par forgeage. Le matériau utilisé est un acier inoxydable²⁶ [REDACTED]. La Figure 65, #2 dans la zone du Spectre EDX 1, indique un faciès qui correspond à une structure martensitique. Le « Spectrum 1 » fait ressortir la matrice fer ainsi que le chrome, le silicium et le carbone de cet acier. La surface de la soupape est traitée par nitruration. Le détail du procédé n'est cependant pas accessible. Le résultat de cette nitruration est la mise en place d'une couche nitrurée homogène de 10 μm d'épaisseur recouvrant l'ensemble de la soupape y compris la portée réservée au contact siège-soupape. L'affirmation est faite que cette couche correspond bien à une nitruration, car le « Spectrum 2 » met en évidence la présence d'azote (N).

²⁶ La notion d'acier inoxydable n'est pas rigoureuse ici. En effet le pourcentage massique n'est que de 10% en chrome dans ce type d'acier. Pour qu'un acier soit considéré comme inoxydable, il doit normalement contenir 14% de chrome afin de former une couche de passivation homogène (cela en l'absence de contact).

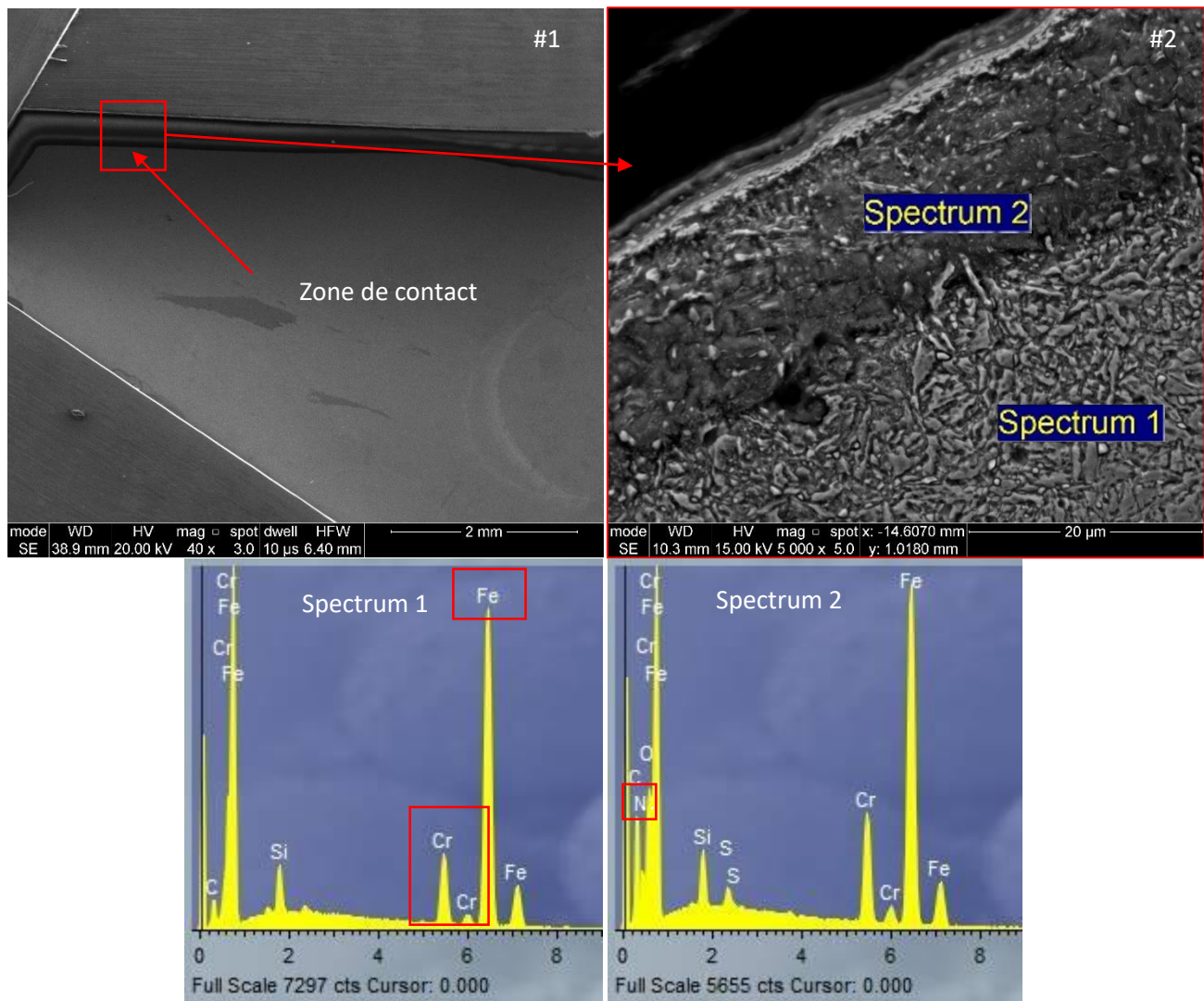


Figure 65 : Soupape en acier [REDACTED], #1 Vue générale de la zone dédiée au contact siège-soupape, #2 Grossissement sur la zone nitrurée, Spectrum 1 : Composition élémentaire du corps de la soupape, Spectrum 2 : Composition élémentaire de la couche nitrurée

4.4.2 Identification des 1^{ers} corps comme sites d'accommodation privilégiés

Les échantillons issus des essais moteur longue durée sont nombreux. L'analyse de ceux-ci est cependant rendue difficile du fait des variations sur les configurations des moteurs utilisés. Ainsi la reproductibilité des résultats ne peut être assurée. L'intérêt de ces observations est d'essayer de comprendre quel est l'état final des surfaces et ensuite à l'aide des essais plus courts de déterminer quelle est la superposition des mécanismes qui ont induit ces faciès de dégradation.

La Figure 66 #1, montre la portée du siège d'admission après un essai de durabilité. La zone de contact mise en évidence est large. Cette largeur projetée sur le plan de la photo est de 3,9 mm (L'inclinaison de l'objectif de la caméra est de 35° pour avoir une surface plane). Cette valeur est supérieure à la largeur de 2,69 mm initialement dédiée au contact. La zone de droite de la photo du siège montre qu'une partie de la matière a été enlevée laissant place à une discontinuité d'enlèvement de matière entre la surface d'origine et l'aire de contact. Le contact répété entre la soupape et le siège est à l'origine de cet élargissement de l'aire de contact. Le schéma #2 de la Figure 66 illustre ce phénomène d'élargissement. La zone délimitée par le trait plein (surface d'origine) et le trait en pointillé (surface après 1000h d'utilisation) correspond à la matière du siège qui a été évacuée à l'extérieur du contact. C'est une indication qui permet de dire que le siège est le site d'accommodation préférentielle. C'est lui qui subit l'usure principale.

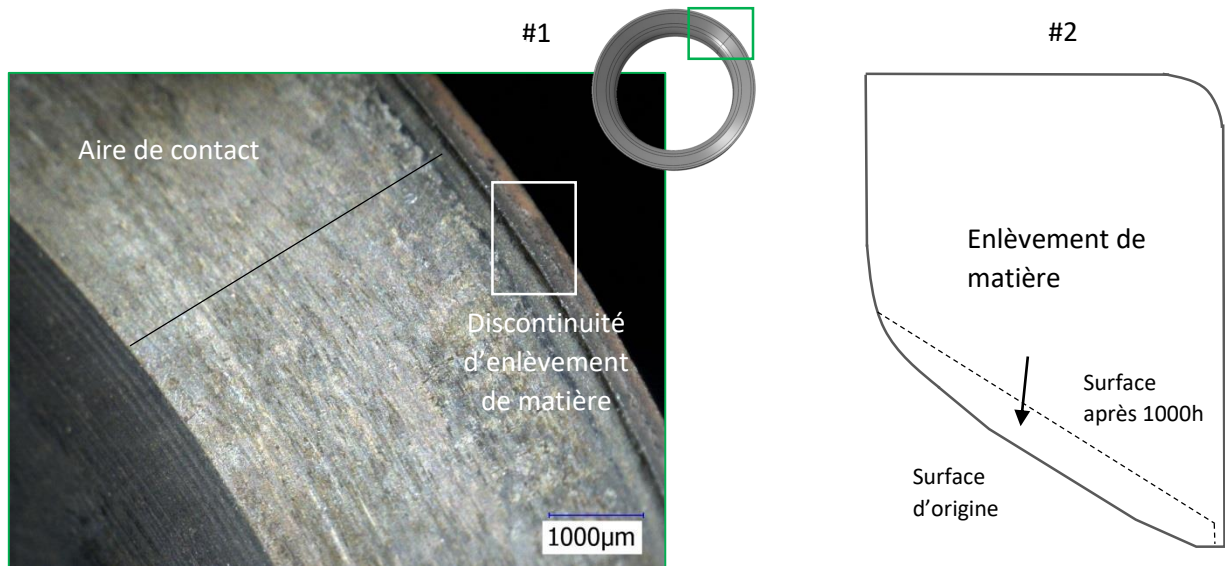


Figure 66 : #1 Portée du siège après 1000h de fonctionnement Cylindre 1 admission n°2, 0°, 8-655, #2 Vue schématique de l'enlèvement de matière au niveau du siège

L'analyse de la contre face de la soupape correspondante (Figure 67) met elle aussi en évidence une large aire de contact. Dans ce cas, la largeur estimée est de 3,6 mm ce qui est inférieur à la largeur de la zone de contact sur le siège. Les surfaces de contact entre le siège et la soupape se mettent en conformité l'une par rapport à l'autre au fil des cycles. Sur cette même Figure 67, des « stries » sont présentes sur la surface de la soupape. L'origine de celles-ci ne peut être déterminée avec certitude. Elles sont potentiellement le fruit d'un évènement ponctuel lié une dynamique spéciale de la soupape (cela peut être le cas durant un sur-régime moteur lors d'un rétrogradage) ou celles-ci peuvent être engendrées dans le cadre normal du fonctionnement du moteur. L'arrachement de matière semble se localiser sur le siège alors que la soupape quant à elle semble être sollicitée de manière hétérogène.

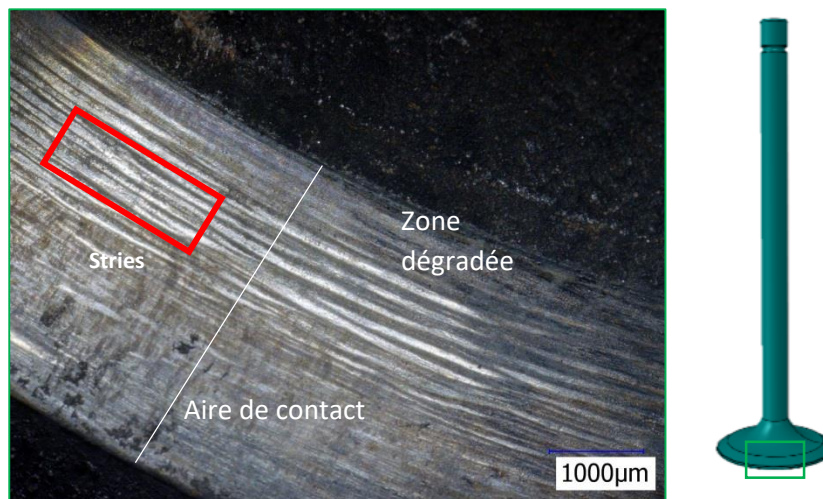


Figure 67 : Portée de la soupape après 1000h de fonctionnement Cylindre 1 admission n°2, 0°, 8-655

Sur des échantillons également issus d'essais longue durée (1000h) des découpes sont réalisées dans la zone de contact afin d'évaluer l'évolution des 1^{ers} corps. La mise en œuvre de ces préparations d'échantillons permet de déterminer les phénomènes qui peuvent intervenir à la fois au niveau de la surface mais également sous la surface. La Figure 68 présente une découpe réalisée sur le siège et l'autre réalisée sur la soupape. Le cliché #1 présente une particule de molybdène qui intervient dans le contact (Zone blanche). Cette particule qui affleure dans le contact présente un grand nombre de fissures. La coalescence de ces fissures en surface entraîne des éjections de fines particules dont la dureté est importante. Le molybdène utilisé pour renforcer le siège est sujet à un comportement fragile dans les conditions de fonctionnement de la soupape d'admission. Son rôle de renfort n'est donc pas assuré.

Des essais devaient être menés sans la mise en place de ce composé lors du frittage pour évaluer la résistance du siège. Cependant, comme déjà énoncé précédemment, les échantillons n'ont pu être réceptionnés.

Un autre mode d'accommodation est mis en évidence grâce à l'image #2 de la Figure 68. Dans ce cas, c'est la matrice en acier qui est sollicitée plastiquement. Les grains sont déformés dans le sens du glissement. Cet écoulement plastique de la matrice en acier du siège couplé à la rupture fragile des particules de molybdène du siège constitue les deux modes d'accommodation observables grâce à la découpe du siège. Pour la soupape, le cliché #3 après 1000h d'essai montre que seule la couche nitrurée de la soupape est dégradée. Le reste de la soupape ne présente pas de dégradation. Ainsi le revêtement de nitruration qui permet de réduire le frottement au niveau du contact tige de soupape et guide de soupape ne présente pas d'intérêt au niveau du contact siège-soupape du fait de son comportement fragile.

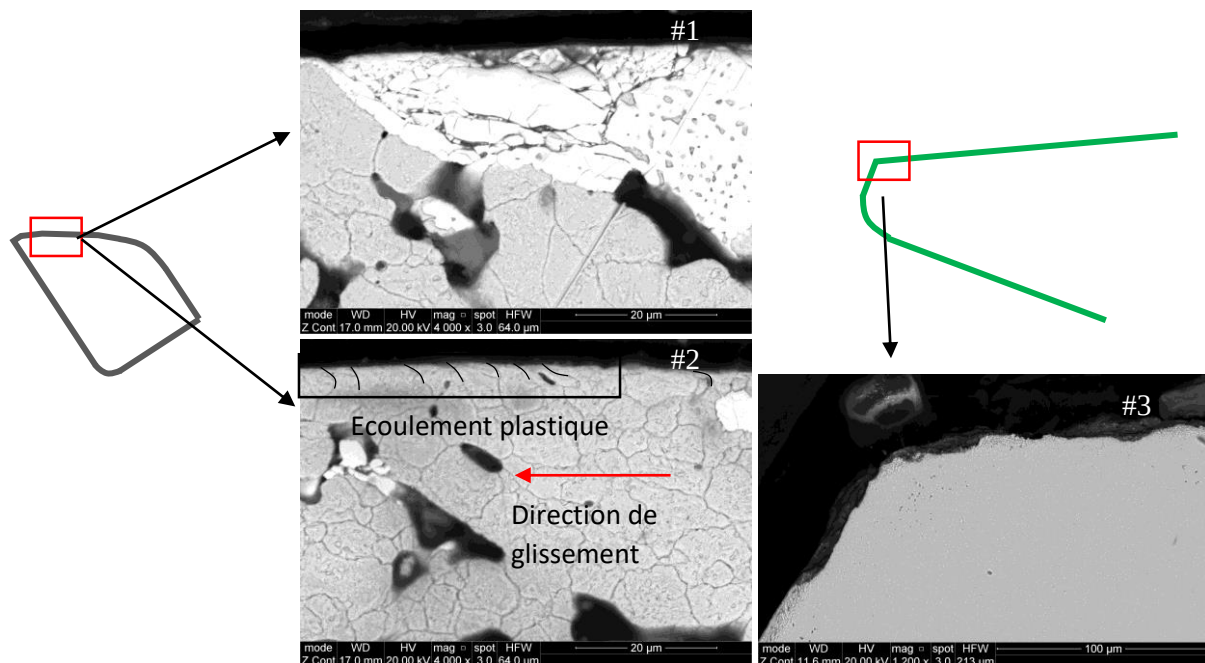


Figure 68 : Découpes réalisées après attaque nital pour le siège et après attaque à l'eau régale pour la soupape, #1 Comportement fragile des particules "dures" de Mo, #2 Ecoulement plastique de la matrice en acier, #3 dégradation de la couche de nitruration de la soupape

Les découpes suivies des attaques chimiques n'ont pas permis d'identifier le rôle du lubrifiant solide contenu dans le siège. Pour pallier ce manque tout en identifiant avec plus de précision le comportement des deux 1^{ers} corps, des échantillons issus d'essais courts de 2h sont expertisés.

4.4.3 Influence de la sollicitation sur l'écoulement plastique de la matrice du siège

Les essais courts de 2h sur moteur ou 5h sur la machine d'impact du fournisseur permettent de dire que la soupape n'est pas dégradée sur un temps aussi court. C'est le siège qui est le 1^{er} corps sur lequel l'accommodation des contraintes se fait préférentiellement. Le faciès de dégradation du siège est variable en fonction des sollicitations du contact. La Figure 69 illustre les différences qui existent lors de la pleine charge (#1), de la pleine puissance (#2) et de l'impact seul. Lorsque la pression de combustion prend place avec un mouvement contrôlé de la soupape, le faciès de dégradation du siège est relativement homogène. Dans le cas de l'application de l'impact à haute vitesse, le déplacement de la soupape semble chaotique engendrant la superposition d'un nombre important d'impacts qui viennent marquer la surface. Finalement, dans le cas de la combinaison entre l'impact à haute vitesse et une pression de combustion, la surface présente quelques traces d'impacts mais avec une homogénéité importante. L'hypothèse peut-être faite que la plasticité induite par la combustion vient effacer les traces d'impacts. Dans les conditions de fonctionnement du moteur, l'impact de la soupape est en mesure de plastifier localement le siège. Cette plastification locale est cependant effacée par une plastification globale engendrée par l'application de la pression de combustion.

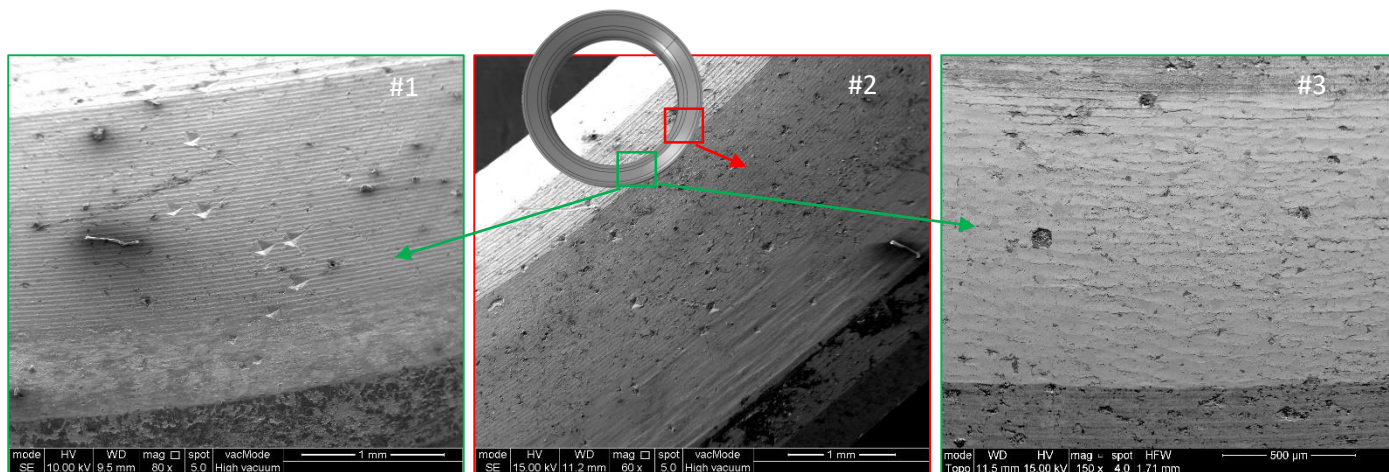


Figure 69 : Faciès de dégradation en fonction du type de sollicitation, #1 Pleine charge 1200 tr/min durant 2h sans rotation de soupape, #2 Pleine puissance 2200 tr/min durant 2h avec rotation de soupape, #3 Impact seul 2200 tr/min durant 5h sur banc d'impact du fournisseur

En fonction des sollicitations appliquées au contact, le débit plastique se fait dans deux directions différentes. Dans le cas de la pleine charge (1200 tr/min), en l'absence de rotation de soupape, l'écoulement plastique observable par l'identification des languettes (Figure 70, #1) se fait dans la direction de fermeture de la soupape. À pleine puissance, soit 2200 tr/min, l'écoulement se fait perpendiculairement à la direction précédente suivant la direction de rotation de la soupape (Figure 70, #2). En condition normale de fonctionnement, l'écoulement est dirigé préférentiellement suivant la direction de glissement de la soupape sur le siège. Si ponctuellement celles-ci se mettent à tourner alors la sollicitation engendrée, perpendiculaire à la direction préférentielle est en mesure d'arracher la matière précédemment plastifiée transformant ainsi un débit plastique en débit source interne. Comme cela a déjà été montré, du fait de la dynamique du système de culbutterie, la rotation de la soupape sur elle-même est « aléatoire ». Localement, cette rotation est encore une fois problématique pour la « prédiction » du comportement tribologique du contact car elle ajoute une phase de dégradation supplémentaire.

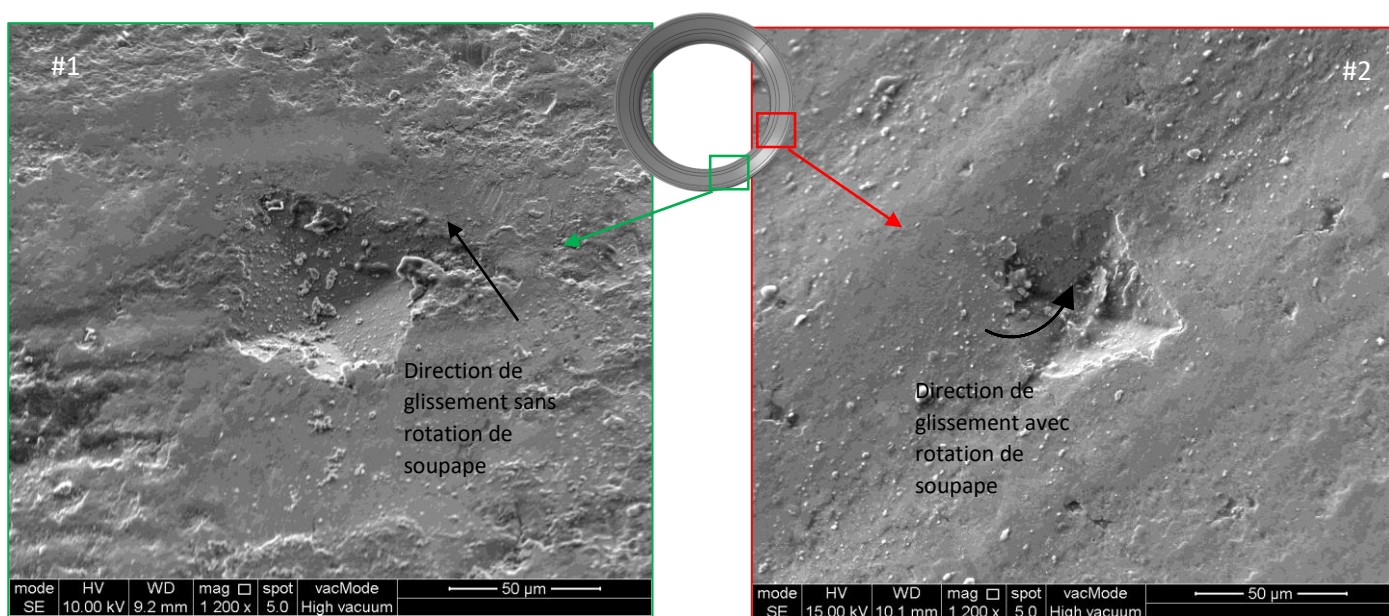


Figure 70 : Surface du siège avec marqueurs surfaciques, #1 Sollicitation à pleine charge soit 1200 tr/min sans rotation de soupape, #2 Sollicitation à pleine puissance soit 2200 tr/min avec rotation de soupape

4.4.4 Détermination du rôle du lubrifiant solide CaF_2 incorporé dans le siège

Dans les paragraphes précédents, le rôle du lubrifiant solide CaF_2 n'a pas été mis en évidence. Pour comprendre son rôle tribologique, il est nécessaire, dans un premier temps, de se référer à la littérature. L'étude de ce composé

présente un pic d'intérêt au début des années 70. En 1968, Blampin et al. [83] utilisent le difluorure de calcium pour lubrifier un contact en présence de gaz carbonique et d'air sous haute température. Il est montré que le CaF_2 permet s'il est en place sur les deux surfaces de limiter l'usure pour des températures supérieures à 400°C. En dessous de 400°C, la dégradation du revêtement de CaF_2 entraîne sa destruction rapide avec le retour à des conditions où les deux substrats sont à nouveau en regard l'un de l'autre. Toujours dans une démarche empirique les auteurs ajoutent du graphite dans le revêtement pour que celui-ci lubrifie le contact à froid. Sans que les mécanismes précis de lubrification soient expliqués, cette publication met en évidence un comportement du CaF_2 qui peut être qualifié de « fragile » à des températures inférieures à 400°C. Au-dessus de cette température, cette espèce est en mesure de former une couche protectrice.

De cet article ressort la non-pertinence de l'utilisation du même lubrifiant solide CaF_2 à l'admission et à l'échappement pour les moteurs Renault Trucks. En effet, la température maximale relevée à l'admission dans le siège est de 200°C ce qui laisse à penser que le lubrifiant ne va pas avoir d'effet dans ces conditions. A l'inverse au niveau de l'échappement, la température qui peut atteindre 650°C au passage des gaz permet de penser que son usage est pertinent.

Les articles de Sliney et al. [86] et de Dellacorte et al. [87] publiés dans les années 80 ne font que confirmer empiriquement que l'utilisation de CaF_2 comme lubrifiant solide n'est pertinente que pour des températures supérieures à 400°C.

Il faut attendre les travaux de Liu et al. [86] et de Pauleau et al. [87] dans les années 90 pour que le mécanisme de lubrification à haute température du CaF_2 soit expliqué. Le CaF_2 qui est un composé ionique inorganique présente une transition ductile fragile au-dessus de 400°C. Le difluorure de calcium qui se trouve dans le contact sous l'action combinée de la pression de contact et de la température supérieure à 400°C présente la particularité de pouvoir se « tartiner » pour former une couche fine et couvrante qui « lubrifie » le contact.

L'étude du contact siège-soupape au niveau de l'admission permet de préciser les raisons pour lesquelles le lubrifiant solide CaF_2 ne permet pas de réduire les niveaux d'usure en dessous de 400°C. Les échantillons issus du « Cube » sont ceux qui permettent cette compréhension. Les conditions choisies sont les suivantes : uniquement de l'air à l'admission (sans gaz d'échappement), chauffage de 250°C, 18750N de charge, vitesse d'impact de 650 mm/s, fréquence de 5 Hz et durée de 4h pour avoir le même nombre d'impacts que pour une condition moteur de 1200 tr/min et 2h. La Figure 71, illustre le fonctionnement du CaF_2 à de faibles températures. L'image #1 montre que les indentations ne sont que très peu visibles dans la zone de contact ce qui est significatif d'un arrachement de matière. Le grossissement dans la zone de contact (#2) confirme cet arrachement de matière. Sur ce cliché (#2) deux zones se distinguent. La première matérialisée par le spectre 4 présente des écoulements discontinus formant une rugosité importante qui diffère par rapport à la rugosité initiale. La deuxième zone dans l'indentation matérialisée par le spectre 5 est constituée de particules pulvérulentes. Ces particules pulvérulentes sont essentiellement constituées de calcium. Elles sont issues de l'arrachement de la matière qui prend place sur le siège dans la zone de contact. Les écoulements du spectre 4 sont également constitués de calcium. Ces écoulements sont à l'origine d'une couche hétérogène et non couvrante à la surface du siège. L'illustration donnée permet de dire que les sollicitations mécaniques (impact + combustion) donnent lieu au fractionnement du lubrifiant solide du fait de sa fragilité. Ce dernier est ensuite éjecté dans toutes les directions. Dans le cas du « Cube », il se retrouve adjoint aux autres débris dans le contact. Son comportement fragile ne lui permet pas de couvrir de manière homogène la surface et il est à nouveau éjecté à l'intérieur et à l'extérieur du contact.

Ce phénomène est visible avec l'expérimentation sur le « Cube » car le flux d'air au niveau du contact est moins important que dans le moteur et surtout à pression faible car sans sur-alimentation. Dans le cas du moteur, la mise en évidence de ce phénomène d'éjection du lubrifiant solide est difficile car les particules sont directement soufflées à l'extérieur du contact dans la chambre de combustion.

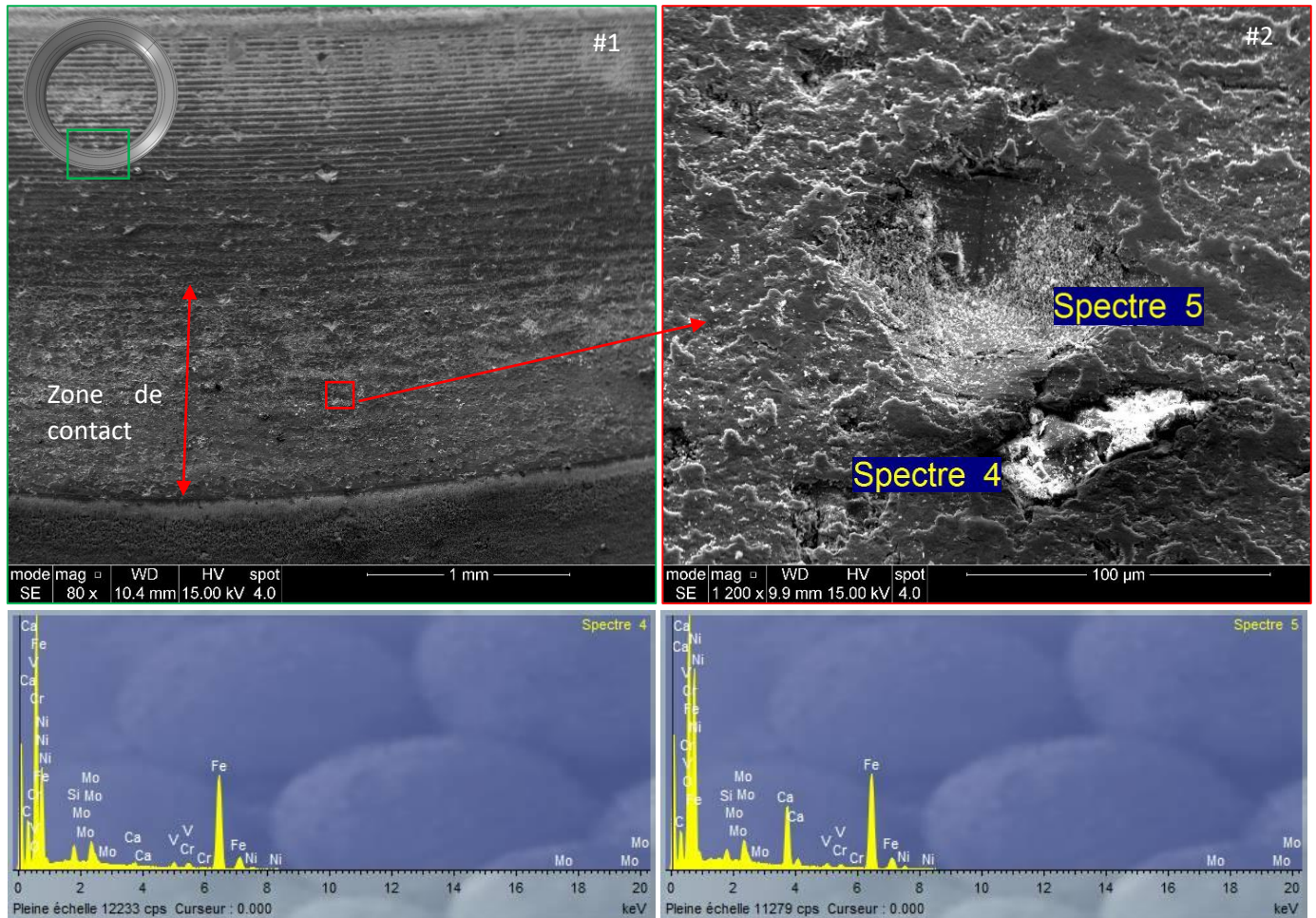


Figure 71 : Siège d'admission après 4h de fonctionnement sur le "Cube", sans gaz d'échappement mais avec admission d'air frais, chauffage à 250°C, 18 750N et vitesse d'impact de 650 mm/s, #1 Vue générale du contact, #2 Grossissement dans la zone de contact effective, Spectre 4 et 5 composition élémentaire au niveau des pointés de l'image #2

4.4.5 Synthèse des débits de matière issus des 1^{ers} corps

L'intégralité du paragraphe 4.4 dédié au 1^{er} corps a permis d'identifier des modes d'accommodation et des débits qui interviennent dans le circuit tribologique.

- La soupape est un site d'accommodation mineur. Seule la dégradation de la couche nitrurée de 10 μm donne lieu à un débit source interne ($Q_{source_interne}^{Nitruration_soupape}$). Une fois la rupture fragile de la couche nitrurée, la soupape n'est plus une source de débit.
- Le siège est le site d'accommodation majeur. En effet, l'arrachement de matière dans le contact se fait pratiquement exclusivement au niveau de la portée. Deux modes d'accommodation prennent place du fait de sa structure. Un mode par rupture fragile et un mode par déformation plastique.
- Dans le siège, les particules de Mo et de CaF_2 , présentant un comportement fragile, sont pulvérisées dans le contact sous l'action combinée des sollicitations mécaniques et du débit d'air²⁷. Ainsi, cela constitue deux débits sources internes ($Q_{source_interne}^{Siège_Mo}$ et $Q_{source_interne}^{Siège_CaF_2}$)
- Dans le siège, la matrice en acier se déforme plastiquement constituant ainsi un mode d'accommodation plastique et un débit plastique ($Q_{plastique}^{Siège_Matrice}$). La superposition des cycles de déformation plastique aboutit à la formation d'un débit source interne ($Q_{source_interne}^{Siège_matrice_plastifiée}$) constitué de particules d'acier écrouillées. Ce débit source interne issu de la plastification de la matrice est accéléré par la rotation des soupapes.

²⁷ Débit d'air retenu ici comme une sollicitation « mécanique » et non comme un débit source externe

L'équation partielle des flux de matière issus des 1^{ers} corps est résumée dans la Figure 71.

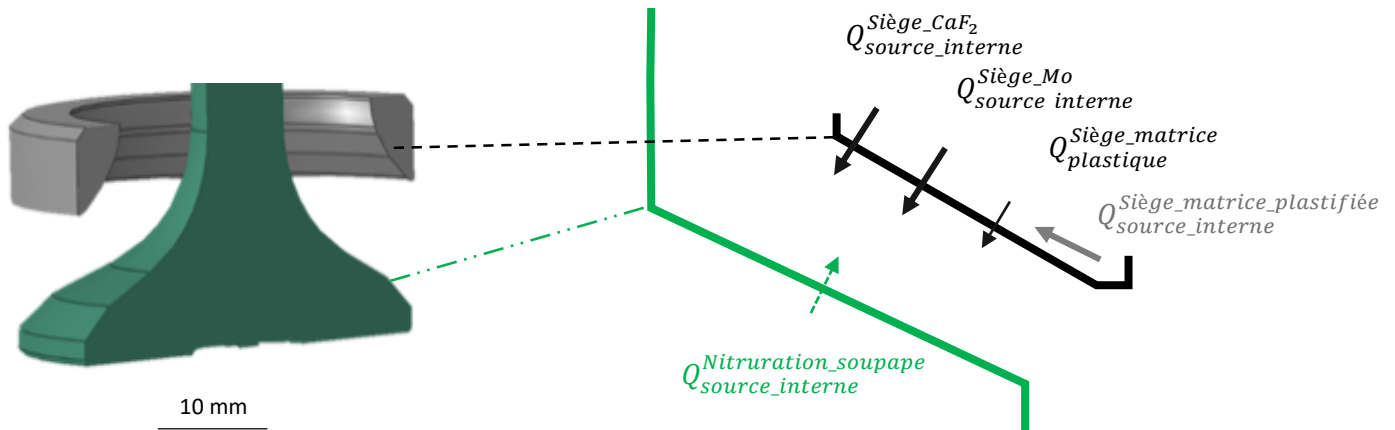


Figure 72 : Résumé des débits issus des 1^{ers} corps

Deux avenir sont possibles pour ces débits de 1^{ers} corps : soit ils pourront se fixer dans le contact et participer à la formation du 3^e corps soit ils seront éjectés en dehors du contact et participeront à l'instauration d'un débit d'usure. Le paragraphe suivant traitant de la formation du 3^e corps permettra de statuer sur le devenir des débits issus des 1^{ers} corps.

4.5 Identification des étapes de formation du 3^e corps dans différentes conditions de fonctionnement et conséquence sur les niveaux de dégradation

La diversité des conditions de fonctionnement du moteur diesel a été mise en évidence précédemment. Il a été montré la quasi-impossibilité de balayer l'ensemble des conditions de fonctionnement. Pour être le plus représentatif possible, 3 cas modèles sont mis en place sur le « Cube » pour comprendre les mécanismes d'usure mis en jeu.

4.5.1 Cas d'une admission d'air simple

Le cas de l'admission d'air frais sans recirculation de gaz d'échappement a permis de qualifier les débits issus des 1^{ers} corps. Cette condition est rencontrée régulièrement au sein du moteur lors des phases de frein moteur et pour les faibles régimes moteur (inférieur à 800 tr/min). Dans le cas du « Cube », la température au niveau du contact est de 250°C avec un écoulement d'air au niveau du contact sans surpression. Aucune huile moteur n'est ajoutée dans la culasse pour éviter les écoulements le long de la tige de soupape. Ainsi, il n'y a pas d'huile dans le contact siège-soupape. Dans ces conditions comme montré dans la Figure 71, le 3^e corps formé à l'interface est uniquement constitué de la matière issue du siège. La structure de ce dernier reflète ses mauvaises propriétés. La couche formée est poreuse, localement pulvérulente et partiellement couvrante. Ainsi, lors de l'impact la couche 3^e corps est pulvérisée dans toutes les directions y compris en dehors du contact formant ainsi un débit d'usure. Le glissement qui suit (induit par la dynamique de la soupape) vient racler les particules en dehors du contact (cela participe au débit d'usure). La combustion compacte le peu de particules piégées dans le contact participant ainsi à la formation d'une couche de 3^e corps. Cette phase a également pour conséquence la déformation plastique de la matrice du siège. Lors de la réouverture du contact, le 3^e corps compacté possédant des propriétés fragiles est à nouveau expulsé du contact participant encore une fois à l'instauration de débit d'usure important. Dans ces conditions, les particules éjectées du contact ne peuvent pas recirculer pour créer de manière continue une couche protectrice. Pour créer un débit de recirculation, l'idée de magnétiser le siège pour conserver les particules métalliques au niveau du contact siège-soupape est développée dans le paragraphe 5.4.3 du chapitre 5.

La dégradation importante du contact est mise en évidence dans la Figure 73. En utilisant la formule²⁸ faisant intervenir la géométrie de l'indentation Vickers il est possible d'accéder localement à la hauteur d'arrachement de matière sur

²⁸ $h_{arrachement} = \frac{\tan \theta}{2} (d_{initial} - d_{final}) = \frac{\tan 22}{2} (140,6 - 59,4) = 16,4 \mu m$

le siège. En 4h d'utilisation sur le « Cube » soit 2h à pleine charge l'arrachement de matière au bas de la portée est de 16,4 μm soit 8,2 $\mu\text{m}/\text{h}$. Ce qui après 1000h d'essai engendrerait un enlèvement de matière de 8,2 mm ce qui n'est pas le cas. Pratiquement, la surface du siège se met en conformité avec la géométrie de la soupape ce qui a pour conséquence la limitation des niveaux de contraintes et donc de la dégradation résultante. À elle seule cette mise en conformité n'est pas l'unique cause de la réduction des niveaux d'usure. Pratiquement, de la matière extérieure au contact est apportée durant le fonctionnement du moteur et permet de former le 3^e corps qui module l'usure du contact.

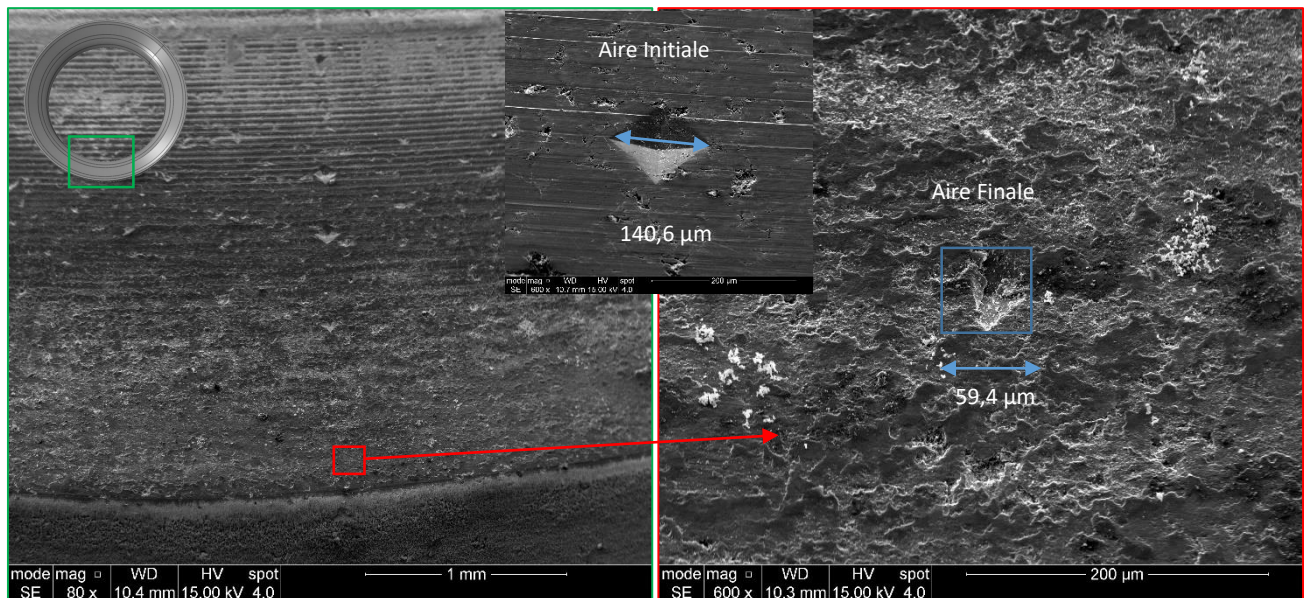


Figure 73 : Niveau de dégradation au bas de la portée du siège, après 4h d'utilisation sur le « Cube », sans apport de gazoil ni d'huile et à une température de 250°C

4.5.2 Cas d'une admission d'un mélange d'air et de gaz d'échappement (EGR²⁹)

L'analyse des échantillons issus des cellules moteur est à nouveau mise à profit pour l'identification du débit source externe issu de la combustion. En effet, il est avéré qu'avec l'utilisation du système EGR des gaz d'échappement recirculent au niveau de l'admission.

L'analyse EDX réalisée sur le siège du moteur 5-757 après 1000h de fonctionnement (Figure 74) met en évidence la structure du siège présentée dans le paragraphe 4.4.1. Il est à noter que l'élément soufre correspond ici au molybdène. Les raies de diffraction des rayons X sont superposées mais ici c'est bien une particule de molybdène qui est en présence. L'oxygène présent sur toute la surface du siège correspond à une oxydation généralisée de la surface. Le point le plus intéressant qui confirme la recirculation des gaz d'échappement est la présence dans les porosités issues du frittage, d'une forte concentration en éléments carbonés. Ces éléments issus des gaz de combustion peuvent ainsi participer à la formation d'un 3^e corps. Une nouvelle fois, la superposition des modes de sollicitation dans le cas des essais destructifs ne permet pas de comprendre avec exactitude la formation du 3^e corps. Ainsi, des essais de courte durée (2h) sont réalisés dans la suite de ce paragraphe pour accéder aux informations concernant l'initiation des mécanismes de dégradation.

²⁹ Exhaust gas recirculation

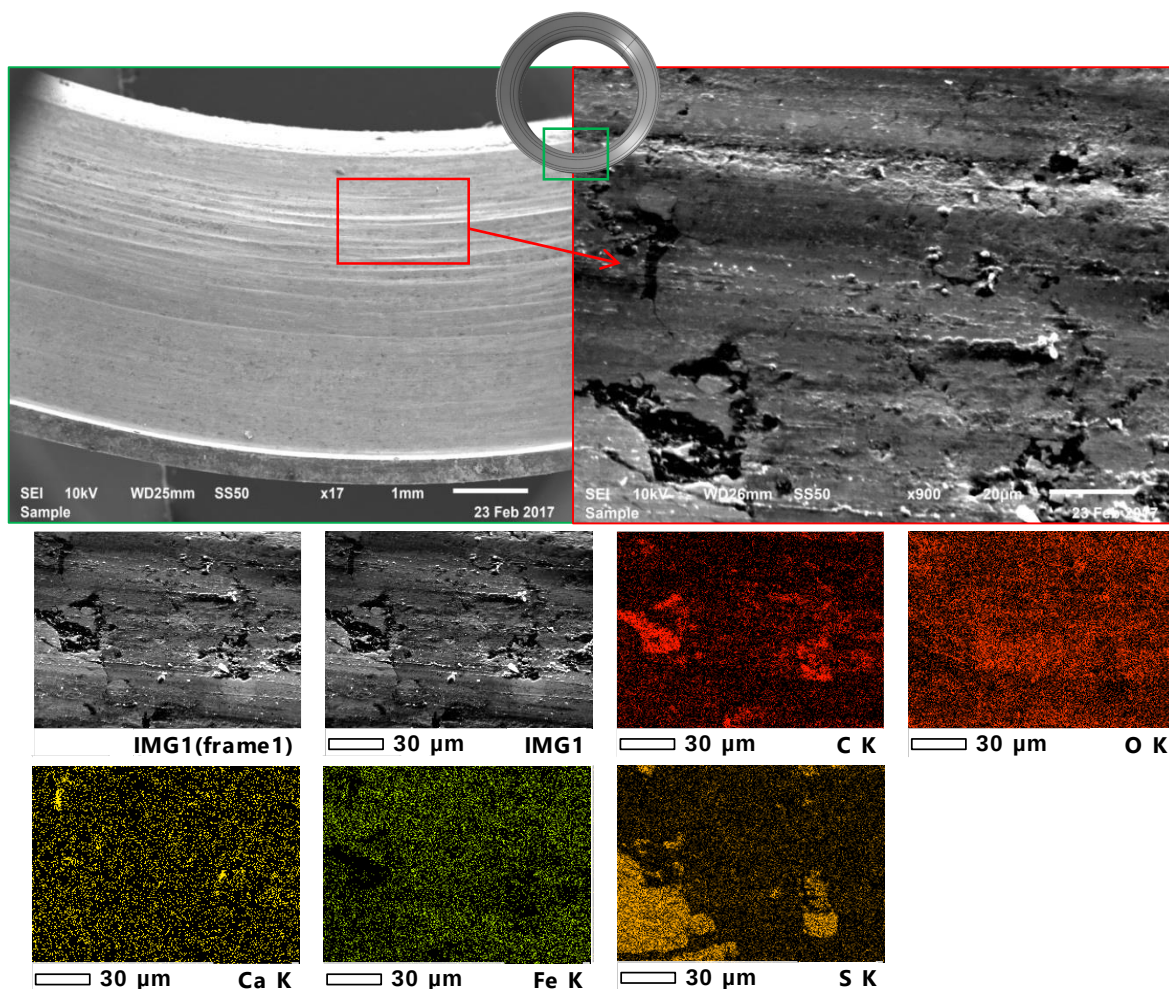


Figure 74 : Portée du siège après 1000h de fonctionnement Cylindre 2 admissions n°1, 180°, moteur 5-767

La soupape correspondant au siège ci-dessus est visualisée en Figure 75. La présence de carbone est également mise en évidence. Celui-ci ne recouvre pas l'intégralité de la surface de contact mais semble former localement des amas. Une couche de 3^e corps inhomogène mais plus couvrante que sur le siège est formée en surface de la soupape. En plus de la confirmation de la présence de carbone issu de la combustion au niveau du contact siège-soupape, il semblerait que la soupape soit une zone privilégiée pour la formation du 3^e corps. En effet, l'absence d'enlèvement de matière à la surface de la soupape permet une accumulation du polluant dans ses rugosités ce qui sert de réservoir au 3^e corps à même d'accomoder les vitesses dans le contact.

Pour comprendre si ces espèces carbonées issues de la recirculation des gaz sont en jeu dans la formation du tribofilme, les échantillons issus d'essais moteur et issus du « Cube » sont présentés ci-dessous. La Figure 76, montre la soupape après 2h de fonctionnement à pleine puissance soit 2200 tr/min avec une augmentation de la quantité de carburant injectée lors de la combustion. Dans ces conditions exceptionnelles de fonctionnement, comme le montrent les spectres EDX 1 et 2, une forte proportion de carbone est présente au niveau du contact. La surface de la soupape et plus particulièrement les rugosités de cette dernière sont quasi totalement recouvertes par le 3^e corps.

Pour confirmer le fait que les espèces carbonées issues de la combustion forment un 3^e corps sur la surface de la soupape, les essais sur le « Cube » avec une circulation des gaz d'échappement sont mis en place. La chaudière est mise en marche forcée brûlant ainsi 1l/h de carburant et permettant l'augmentation de la température jusqu'à 350°C. La Figure 77 montre les résultats issus du « Cube » après 4h de fonctionnement. Dans ce cas, la structure de la surface du siège après essai (Figure 77,#2) est pratiquement identique à l'essai sans fonctionnement de la chaudière (Figure 73). Cependant, dans le cas où la température est de 350°C de manière continue, l'arrachement de matière est quasiment nul. L'augmentation de la température même en dessous des 400°C (correspondant à la transition ductile fragile du CaF₂) permet au lubrifiant solide de former une couche de 3^e corps. C'est la pression au niveau du contact

qui assure la mise en place de cette transformation tribologique surfacique en compensant le manque de température. Dans un contact, une synergie existe entre la température et les sollicitations mécaniques ce qui peut abaisser les températures de transition comme ici la diminution de la température ductile-fragile du lubrifiant solide.

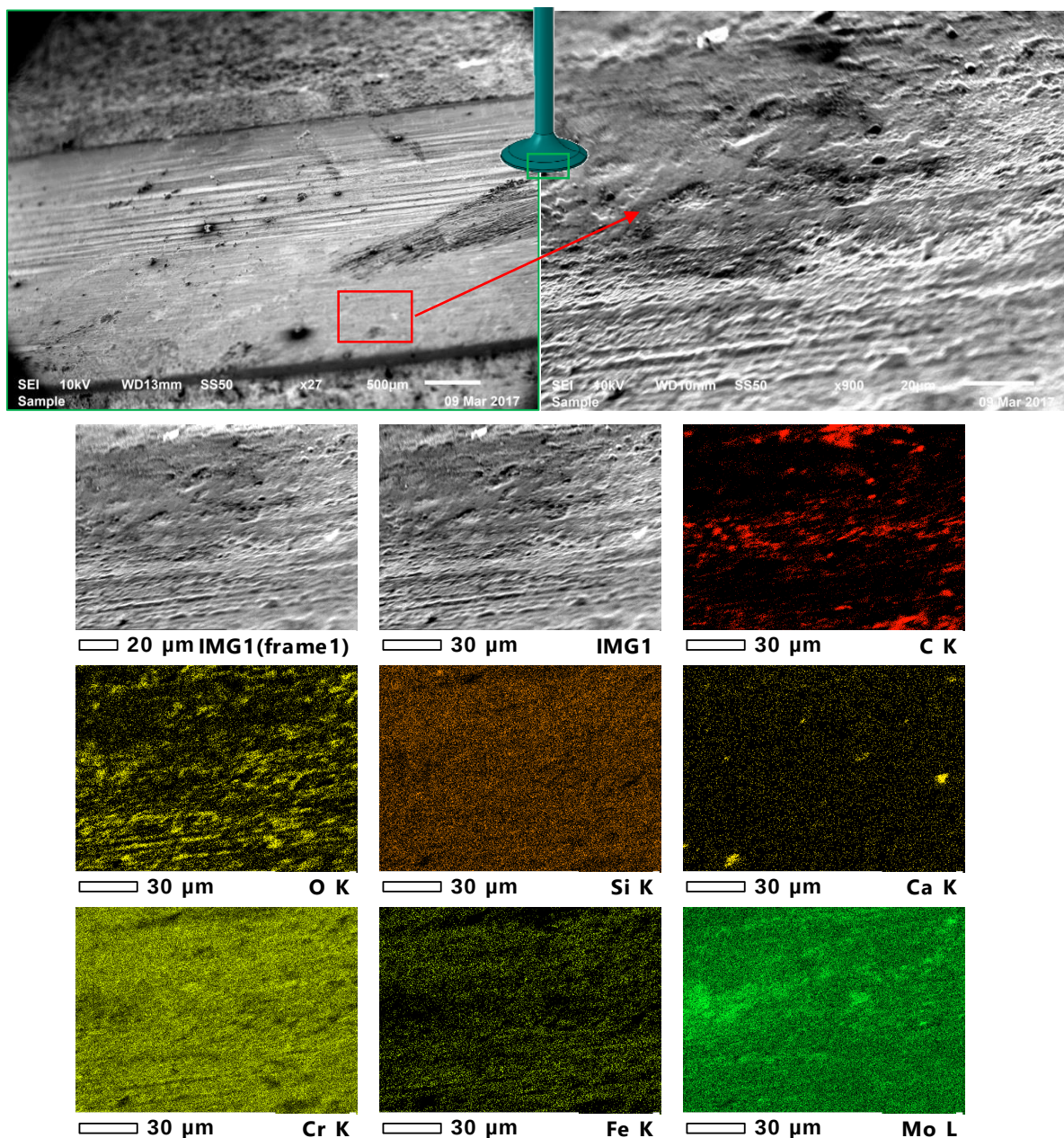


Figure 75 : Portée de la soupape après 1000h de fonctionnement Cylindre 1 admission n°2, 0°, 5-757

Finalement, la présence de carbone n'est pas mise en évidence à la surface du siège ou de la soupape après l'essai sur le « Cube ». La différence principale entre la chaudière à gasoil et le moteur est la pression de fonctionnement. La chaudière opère à de faibles pressions d'air et faibles débits par rapport au moteur. Elle n'est pas en mesure d'apporter les hydrocarbures imbrûlés au niveau du contact siège-soupape. Dans le cas du moteur avec une augmentation de la quantité de carburant injecté, davantage de d'hydrocarbures imbrûlés recirculent au niveau du contact siège-soupape et permettent la formation du 3^e corps. Pour que le carbone soit actif dans la formation du 3^e corps il faut que la combustion dans la chambre soit imparfaite et permette la recirculation d'hydrocarbures imbrûlés au niveau du contact. Cette condition est en opposition avec l'objectif d'amélioration de la combustion qui vise à brûler le maximum de carburant pour réduire les consommations. Ainsi, dans les conditions réelles d'utilisation du véhicule, le carbone n'est pas l'élément clé pour la formation d'une couche protectrice au niveau du contact siège-soupape.

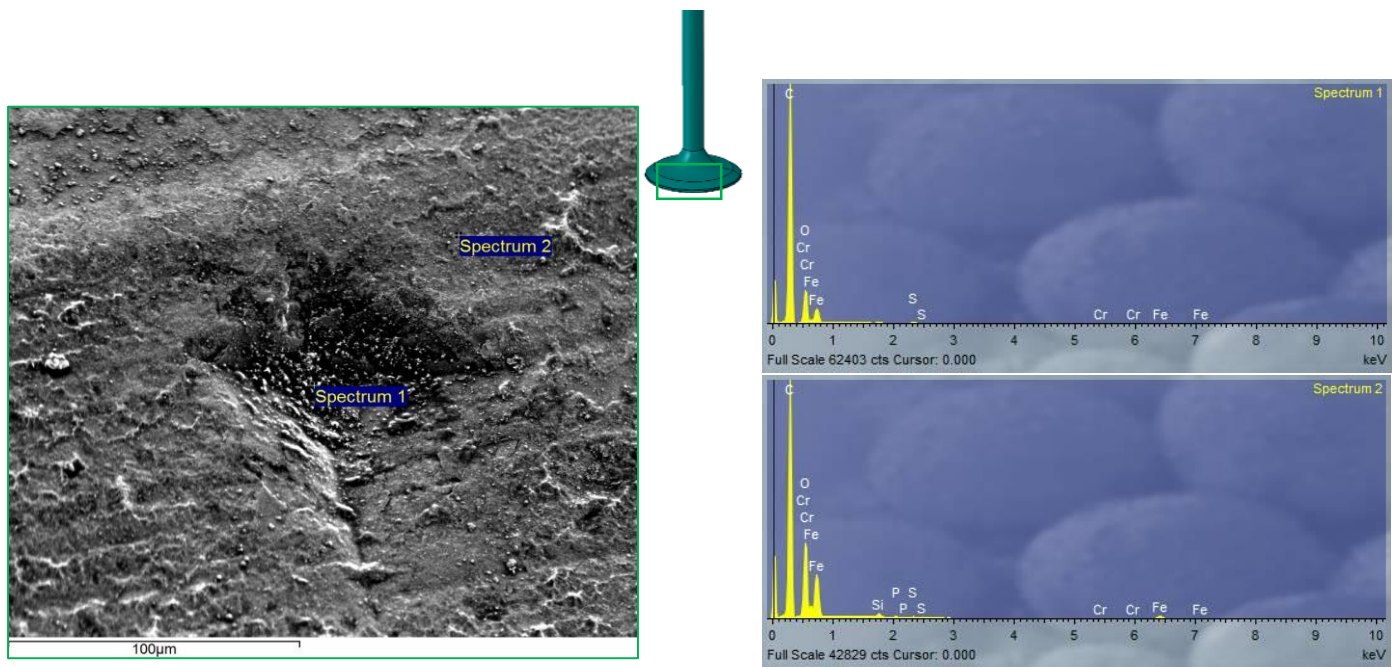


Figure 76 : Surface de la soupape dans la zone de contact après essai de 2h dans des conditions de suralimentation en gasoil à pleine puissance 2200 tr/min

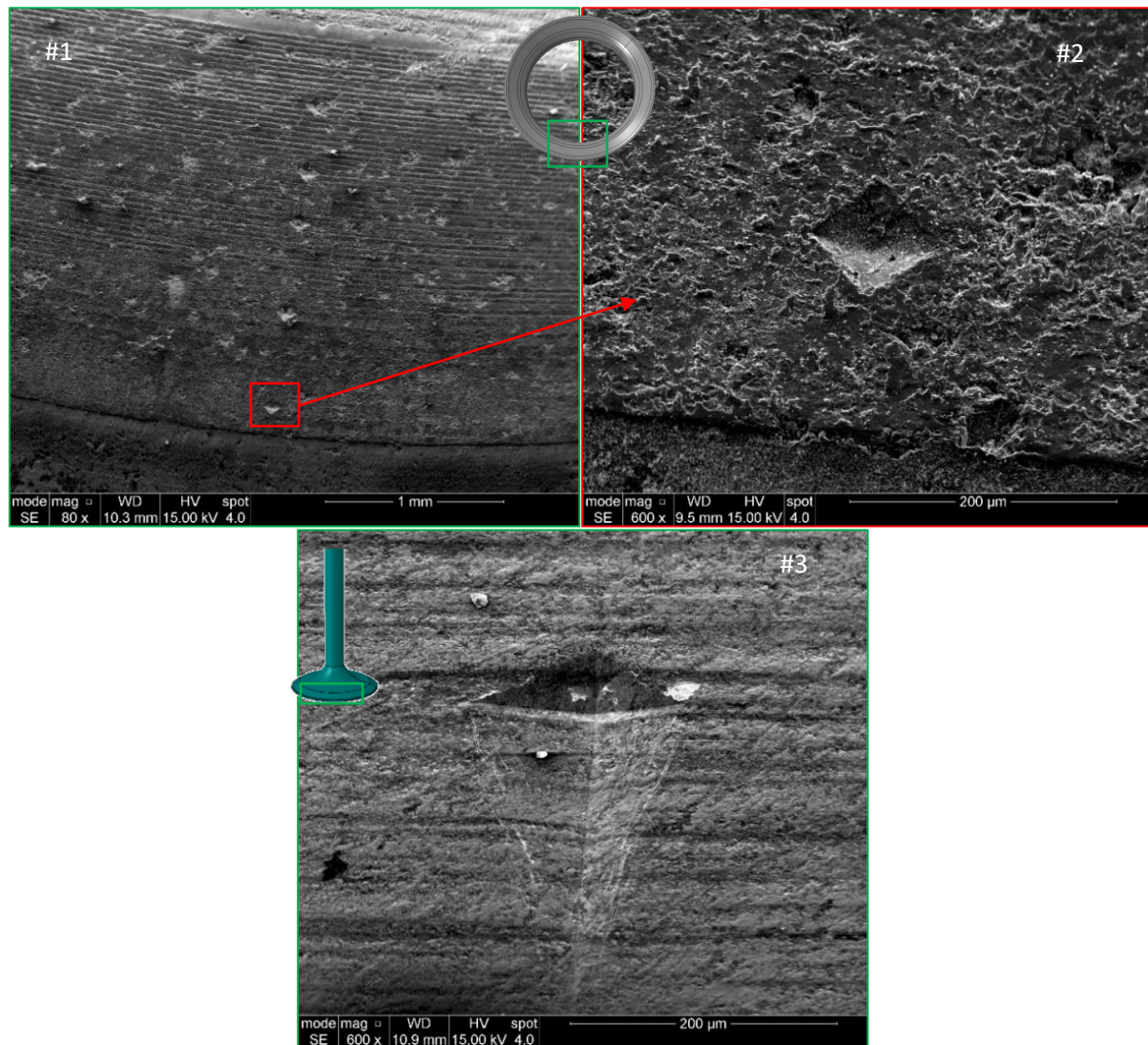


Figure 77 : Siège et soupape après essai de 4h sur le « Cube , gaz + 350°C, #1 Vue générale du contact après essai, #2 Visualisation du marqueur surfacique du siège dans la zone de contact, #3 Visualisation du marqueur surfacique de la soupape dans la zone de contact

4.5.3 Cas d'une admission de gaz associée à une pollution par de l'huile

Une autre source externe potentielle de matière est l'huile. Cette huile comme présentée précédemment provient dans le cas de l'admission du joint de la tige de soupape mais également des gaz de recirculation chargée en huile imbrûlée issue du contact entre les segments et la chemise de la chambre de combustion. La validation de ce débit source au niveau de l'admission est possible par le biais des analyses des échantillons issus des essais moteur longue durée. La Figure 78, montre la tige de soupape qui se situe dans la conduite d'admission juste au-dessus du contact siège-soupape. Sur l'image, une épaisse couche de polluant est visible. L'analyse du spectre EDX (Figure 78) réalisée sur ce dépôt met en évidence une présence de C, Zn, P, Ca et O. Ici le calcium est bien issu de l'huile et non pas du siège car la zone est située au-dessus du contact. L'aspect de la couche de polluant est solide et liquide ce qui s'explique par le fait que c'est essentiellement l'huile issue du guide de soupape qui s'écoule puis se transforme sous l'effet de la température.

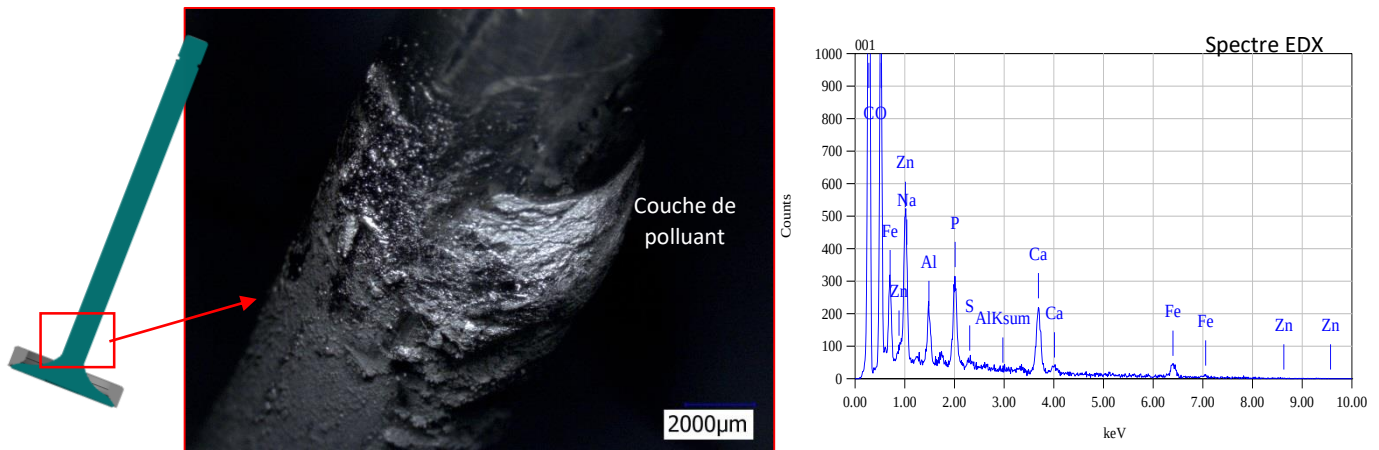


Figure 78 : Tige de soupape au-dessus de la zone de contact, dans la conduite d'admission, après 1000h de fonctionnement Cylindre 2 admissions 1, 0°, 5-767

Dans le cas de la visualisation du contact, la présence de l'huile doit se faire en considérant uniquement les éléments zinc et phosphore. L'analyse du contact siège-soupape pour les essais de courte durée confirme la présence de zinc et de phosphore corrélée avec un apport d'huile (Figure 79). La surface de contact de la soupape de la Figure 79 présente 4 zones. La zone 1 est au-dessus du contact, la zone 2 est dans la zone de contact la zone 3 est juste en dessous de la zone de contact alors que la zone 4 se trouve dans la chambre de combustion. La zone 1 présente de nombreuses particules (en noir en contraste topographique). L'analyse élémentaire montre qu'elles sont constituées de zinc et de phosphore (spectre EDX), elles proviennent donc de l'huile qui s'écoule le long de la tige de soupape. En bas du contact, dans la zone 3, on retrouve une accumulation de particules d'huile brûlée. Une fois de plus, la dynamique du système impose un raclement de la matière apportée dans le contact vers le bas de celui-ci. Dans la zone 4, seule quelques particules issues de l'huile persistent alors que la majorité est éjectée dans la chambre de combustion. La zone 2 qui constitue le contact ne présente pas de fines particules en surface en se plaçant sur un faible grossissement. Cependant, avec le grossissement plus important (x600), une fine couche est présente en surface de la soupape avec un comblement relativement homogène des rugosités initiales. L'huile brûlée présente dans le contact permet, sous l'action de la température et de la pression de former un 3^e corps homogène qui se fixe dans les rugosités de surface, l'excédant étant évacué au bas de la zone de contact. La rugosité est un paramètre qui semble pouvoir influencer la formation du 3^e corps. Son impact sera évalué dans le paragraphe 5.3.3 du chapitre 5.

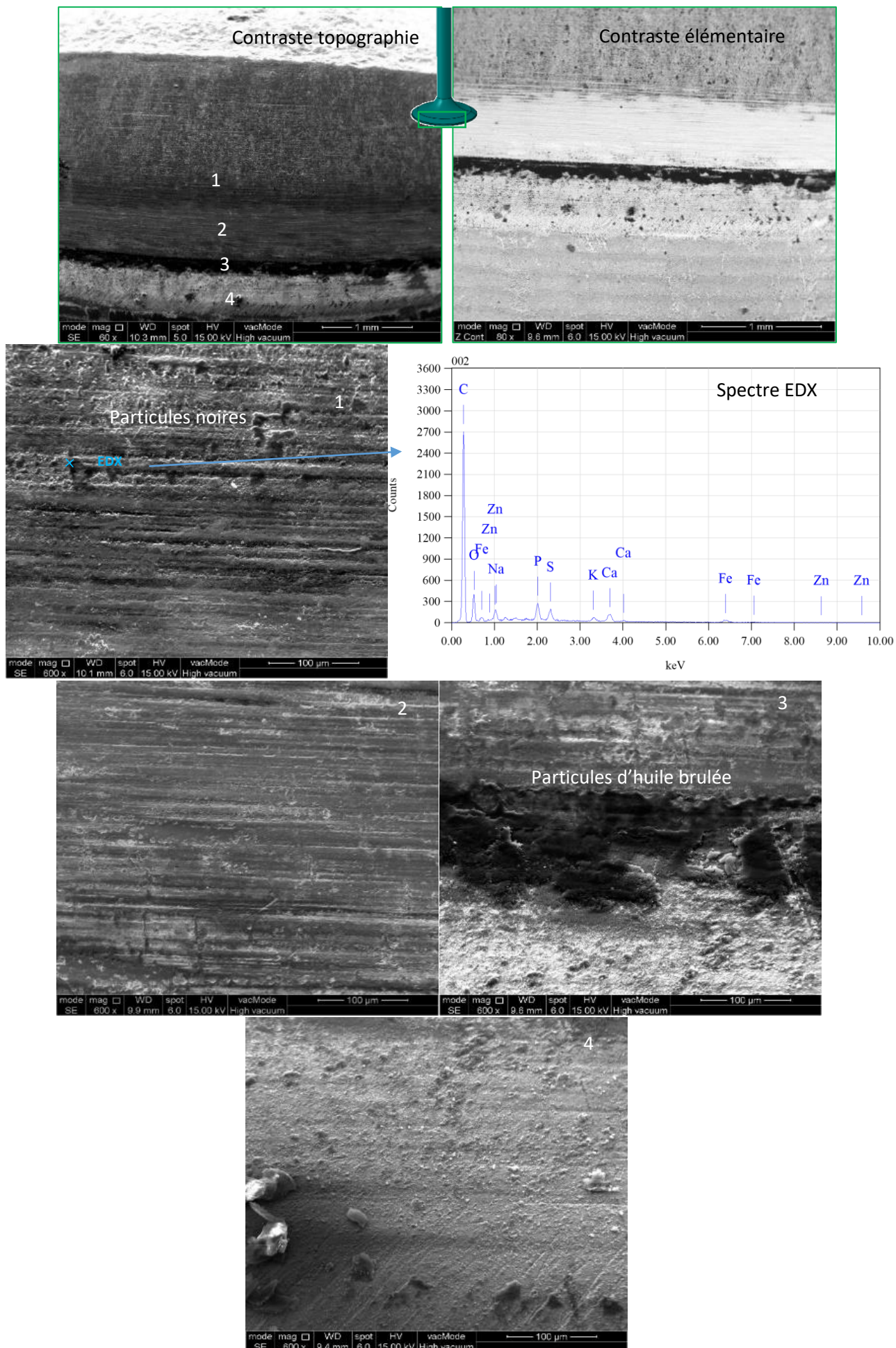


Figure 79 : Portée de la soupape après 2h à pleine charge (1200 tr/min, 1450 N.m) Cylindre 4 admission n°2, 0°, Démérite 5L

La couverture du tribofilm issue du compactage de l'huile brûlée étant bonne, cela laisse présager une réduction du niveau d'arrachement des 1^{ers} corps dans la zone de contact. Pour valider cela de manière quantitative, le « Cube » est une nouvelle fois mis à profit. Un essai de 4h est réalisé avec cette fois la mise en place d'huile dans la culasse. Le joint de la tige de culasse est ainsi immergé dans l'huile et de la sorte, une quantité d'huile s'écoule le long de la tige de soupape et peut potentiellement se retrouver dans le contact qui lui est à une température de 350°C. La Figure 80 après l'essai de 4h sur le « Cube » montre que dans ces conditions il n'y a pas de dégradation de la zone de contact. De plus, Le grossissement #2 couplé avec le pointé EDX (Spectre 1) mettent en évidence la formation du 3^{ème} corps totalement couvrant constitué de résidus d'huile.

Ainsi, l'huile est la source de matière principale qui intervient dans la formation d'un 3^e corps protecteur au niveau du contact siège-soupape. Les hautes températures permettent la combustion de la base minérale et seuls les additifs persistent dans le contact. Sous l'effet de la pression de contact, ceux-ci sont compactés et ainsi liés aux 1^{er} corps. Les rugosités de ces derniers permettent la rétention de ce 3^e corps sans quoi le glissement lors de l'impact entraîne sa suppression. L'apport régulier et localisé d'huile dans le contact permettrait de limiter de manière significative les niveaux de dégradation du contact siège-soupape. Pratiquement, la variation des propriétés du joint de tige de soupape n'est pas contrôlable au cours du temps. Ainsi, le débit source externe d'huile est difficilement réglable via le joint de tige de soupape. Une solution pourrait être d'imposer un débit d'huile important dès les premiers temps de fonctionnement du moteur cependant, les normes européennes antipollution imposent la diminution de la combustion de l'huile pour éviter l'impact nocif sur la santé. Pour apporter de manière ciblée l'huile dans le contact, une possibilité d'imprégnation du siège sera exposée dans le paragraphe 5.3.2 du chapitre 5.

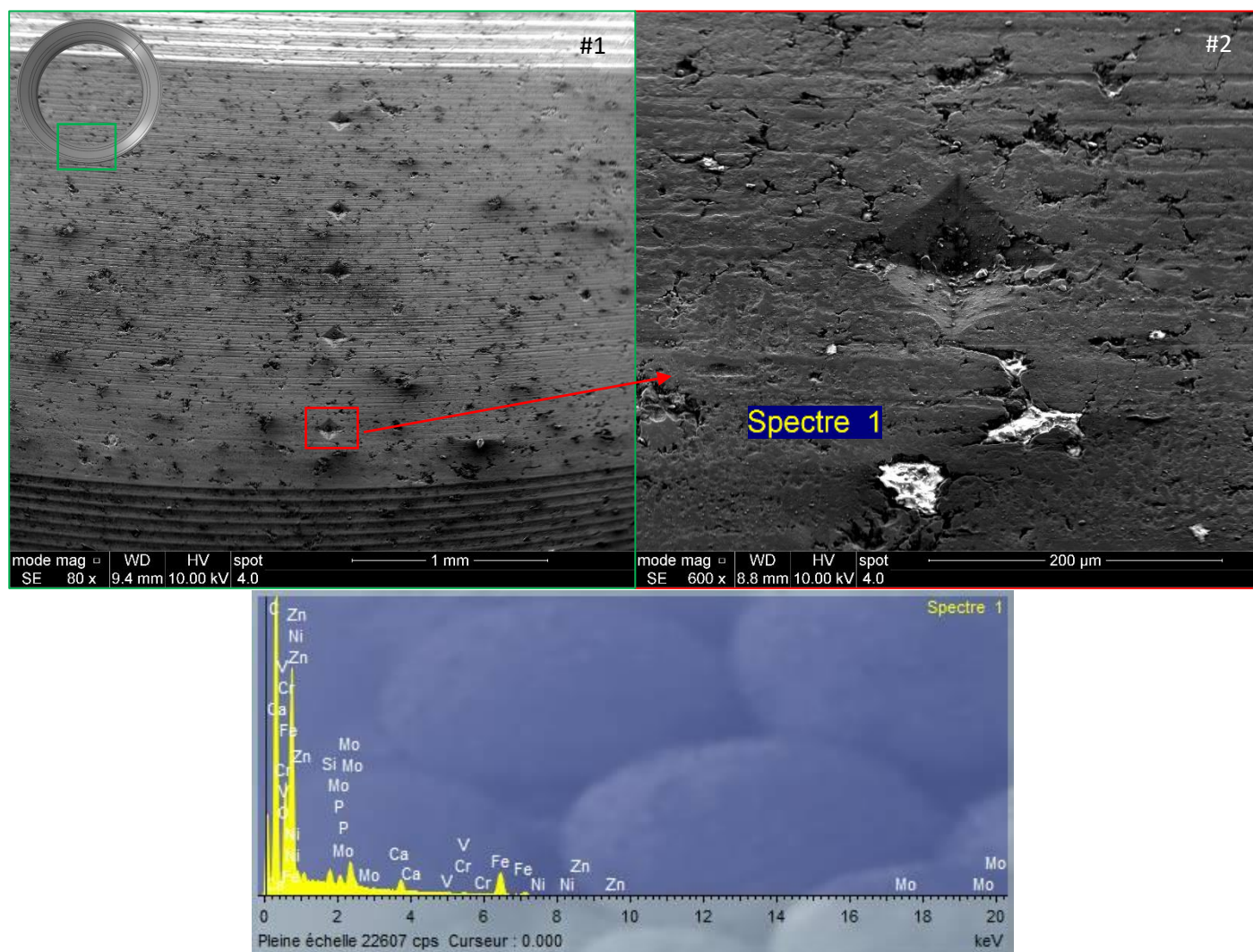


Figure 80 : Surface finale du siège après 4h d'essai sur le "Cube" dans le cas d'un apport d'huile dans le contact via la tige de soupape, #1 Surface globale du siège après essai, #2 Indentation dans la zone de contact, Spectre 1 EDX sur la fine couche recouvrant la surface

4.5.4 Modulation de la formation du 3^e corps avec l'utilisation de Biodiesel

Dans le cas de l'utilisation d'un carburant conventionnel et d'une utilisation sans sur-injection de carburant, la recirculation des gaz n'est pas en mesure de former un 3^e corps protecteur au niveau du contact siège-soupape. L'objectif de ce paragraphe est de montrer que la modification de l'environnement de combustion est en mesure de modifier les propriétés du 3^e corps. Dans ce cas, c'est l'impact du biocarburant qui est étudié.

Le « Biodiesel » carburant alternatif est favorisé via la législation dans certains pays. Celui-ci est appelé bio, car il est issu de la biomasse [88]. Les motivations pour le mélange du biodiesel au diesel conventionnel sont multiples :

- Réduction des émissions de gaz à effet de serre,
- Pallier l'épuisement de sources fossiles,
- Réduire la dépendance énergétique,
- Création d'un débouché pour les agriculteurs,
- Création d'une filière de valorisation des déchets.

L'intérêt du biocarburant ne fait pas l'unanimité dans la communauté scientifique. Par exemple, Sadeghinezhad et al. [89] ou Murugesan et al. [90] présentent le biocarburant comme une source intéressante d'énergie, avec cependant une réserve concernant l'augmentation des émissions de NO_x, mais compensable par l'utilisation d'EGR dans les pays en question (Inde et Malaisie). Ils soulignent également la nécessité d'augmenter les moyens de production pour que le prix des denrées alimentaires ne soit pas impacté par la fabrication des carburants. Dans les points positifs, Balat et al. [91] défendent l'intérêt économique de ce carburant.

Concernant les émissions, McCarthy et al. [92] ont un point de vue moins tranché que les auteurs cités précédemment. En effet, même si le biodiesel permet de diminuer l'émission de CO, l'effet est variable sur la production de NO_x, l'augmentation de CO₂ et l'augmentation des hydrocarbures imbrûlés est notable. De plus, il y a une augmentation des consommations. Ainsi, le biocarburant est à utiliser avec précaution.

Au niveau de sa composition, le biodiesel semble avoir des conséquences néfastes sur le moteur. Galle et al. [93], montrent que pour les injecteurs l'utilisation du biodiesel entraîne une érosion importante due aux particules contenues dans le carburant. Dans le cadre de l'étude du contact siège-soupape, l'utilisation du biodiesel est intéressante pour déterminer si la recirculation de gaz (et en particulier des hydrocarbures imbrûlés) issus de cette combustion a un impact sur la formation du 3^e corps.

Des essais de 1000h sont réalisés pour évaluer la durabilité des composants. La Figure 81, regroupe les informations concernant le faciès rencontré sur la soupape d'admission avec l'utilisation du mélange de biodiesel. Ce cas met en évidence de larges zones de contact (#1, #2) avec la formation d'un 3^e corps couvrant sur la plus grande partie de la zone de contact. Le grossissement (#3 et EDX) de la petite zone avec décollement du tribofilm permet de montrer que la zone en surépaisseur est majoritairement constituée de produit de combustion de carburant et également d'huile (brûlée ou imbrûlée). Le tribofilm formé dans le cas de l'utilisation du biodiesel est épais, car la combustion produit davantage de produits de combustion et en particulier des hydrocarbures imbrûlés. L'adjonction d'huile au niveau de la tige de soupape limite cet essai. Il serait nécessaire de réaliser un essai sur le « Cube » sans huile pour valider définitivement le rôle du biodiesel dans la formation du 3^e corps.

Dans le cas présenté, l'apport combiné de carburant et d'huile permet la formation du tribofilm. Localement sous l'influence des sollicitations mécaniques, ce dernier est arraché et laisse apparaître les 1^{ers} corps. Cela est compensé tant qu'un apport externe de matière suffisamment important permet de reformer le 3^e corps. La question peut se poser quant à l'intermittence de l'EGR. Lors des phases de frein moteur ou des régimes moteurs de ralenti, il n'y a pas de gaz qui circule. Si le tribofilm est dégradé localement la reformation n'est pas possible et les 1^{ers} corps sont exposés à la dégradation.

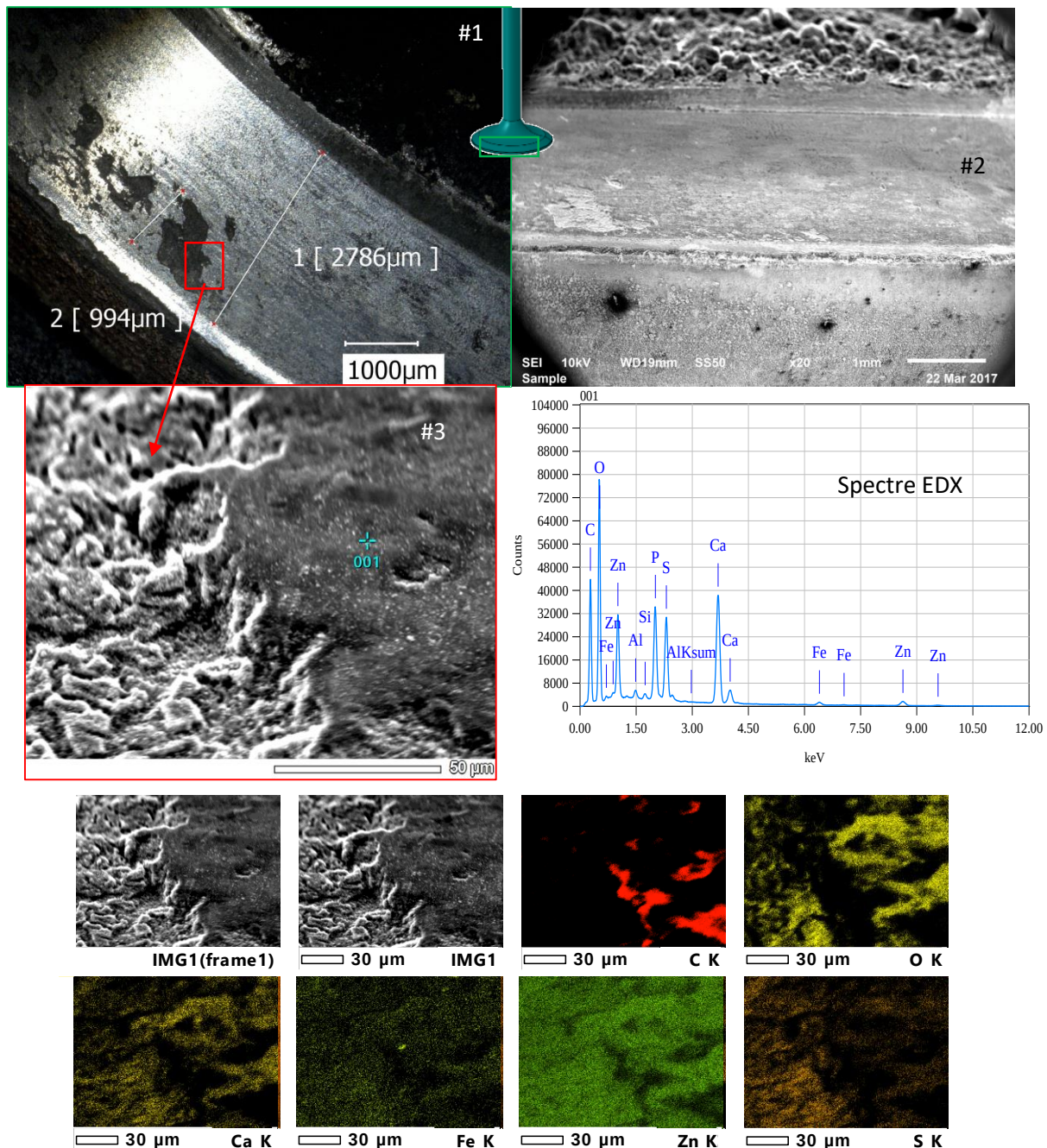


Figure 81 : Utilisation du biodiesel, avec visualisation de la portée de la soupape après 1000h de fonctionnement Cylindre 1 admission 1, 315°, 5-854

Un débit de source externe pour qu'il soit efficace dans l'entretien du 3^e corps doit apporter suffisamment de matière dans le contact pour compenser les dégradations du tribofilme qui surviennent durant l'utilisation du contact. Pour le moteur, la capacité de résistance du 3^e corps issu du biodiesel n'est pas connue. Ainsi, en fonction de la durée des phases sans EGR, celui-ci peut se dégrader ce qui induit l'usure des 1^{ers} corps. L'étude sur le « Cube » de la résistance du 3^e corps en fonction des sources externes mises en jeu serait nécessaire pour définir la solution la plus adaptée.

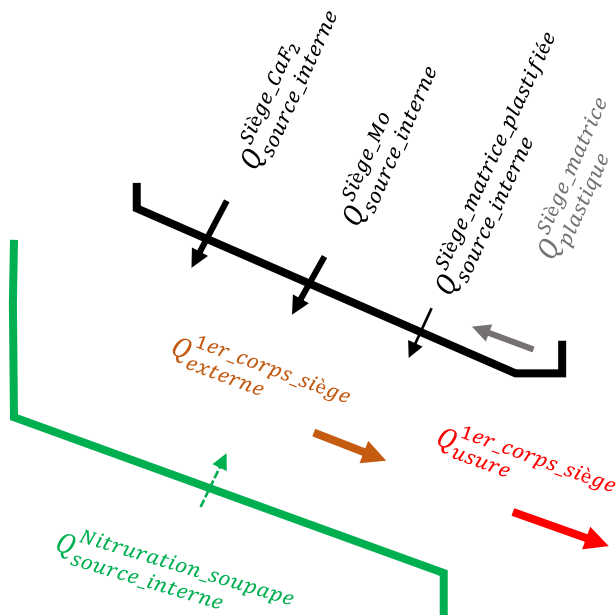
En tout état de cause, le carburant utilisé durant la vie du moteur n'est pas contrôlable ce qui limite la possibilité d'utiliser ses propriétés pour moduler la formation du 3^e corps. À l'inverse, l'huile utilisée fait partie des spécificités techniques imposées. De plus, c'est l'élément qui permet la protection immédiate du contact et qui est, du fait du fonctionnement du moteur, possible d'apporter en continu dans la vie du contact.

4.5.5 Synthèse du circuit tribologique pour différentes configurations

Sur la base du travail réalisé dans ce chapitre portant sur la dégradation des 1^{ers} corps et la formation du 3^e corps, il a été possible d'identifier les débits de matière qui interviennent dans le circuit tribologique. La mécanique du système et de la température du contact ont également été mises en lien avec l'instauration des débits d'usure.

En l'absence d'apport de matière de l'extérieur du contact et pour des températures inférieures à 400°C, le débit d'usure qui s'instaure est issu du siège. Le lubrifiant CaF₂ est pulvérisé, les particules dures de molybdène sont brisées et la matrice en acier du siège est plastifiée puis arrachée. Les propriétés des débris formés ne permettent pas leur persistance dans le contact ce qui engendre un débit d'usure important. Le débit d'usure peut être défini de la manière suivante :

$$Q_{usure}^{1er_corps_siège} = Q_{source_interne}^{Siège_matrice_plastifiée} + Q_{source_interne}^{Siège_Mo} + Q_{source_interne}^{Siège_CaF_2}$$



Environnement :

- Température < 400°C → pulvérisation du CaF₂

Mécanisme impact et combustion :

- Pulvérisation du CaF₂ du siège
- Rupture fragile des particules de molybdène du siège
- Rupture fragile du traitement de nitruration de la soupape
- Raclage des particules à l'extérieur du contact
- Cisaillement de la matrice en acier

Figure 82 : Circuit tribologique en l'absence de débit source externe et pour une température inférieure à 400°C

En l'absence d'apport de matière de l'extérieur, la façon la plus efficace de limiter le débit d'usure du siège est d'augmenter la température (ce qui n'est pratiquement pas possible pour l'admission). En effet, cette température permet au CaF₂ de se plastifier et donc de perdurer dans le contact formant de la sorte un 3^e corps qui lubrifie le contact (Figure 83). Dans ce cas, le débit source interne de CaF₂ devient un débit interne qui protège le contact. Dans ce cas, le débit d'usure s'écrit :

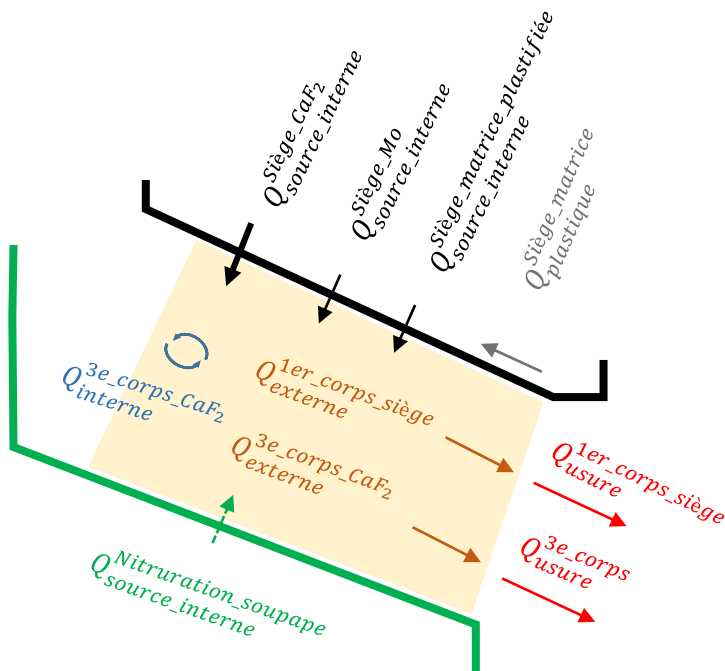
$$Q_{usure}^{1er_corps_siège} = Q_{source_interne}^{Siège_matrice_plastifiée} + Q_{source_interne}^{Siège_Mo} + (Q_{source_interne}^{Siège_CaF_2} - Q_{interne}^{3e_corps_CaF_2})$$

Et avec :

$$Q_{usure}^{3e_corps} = Q_{externe}^{Siège_CaF_2}$$

D'où un débit total :

$$Q_{usure}^{Total} = Q_{usure}^{1er_corps_siège} + Q_{usure}^{3e_corps}$$



Environnement :

- Température proche de 400°C → ductilité du CaF_2 avec formation d'un 3^e corps persistant

Mécanisme d'impact :

- Cisaillement du CaF_2
- Cisaillement de la matrice en acier

Mécanisme de combustion :

- Compactage et écoulement plastique du CaF_2
- Ecoulement de la matrice en acier

Figure 83 : Circuit tribologique en l'absence de débit source externe et pour une température proche de 400°C

Dans le cas où un apport de matière depuis l'extérieur du contact intervient (Figure 84), c'est l'huile brûlée qui forme un 3^e corps protecteur. Cette huile est, au niveau de l'admission, issue des fuites qui existent au niveau du joint de tige de soupape. Cette huile peut ensuite s'écouler le long de la tige et à terme rentrer dans le contact siège-soupape. Dans ce cas, le débit d'usure du siège est quasiment nul :

$$Q_{usure}^{1er_corps_siège} \approx 0$$

Le débit d'usure est donc lié à la dégradation du 3^e corps :

$$Q_{usure}^{3e_corps} = Q_{externe}^{3e_corps_huile}$$

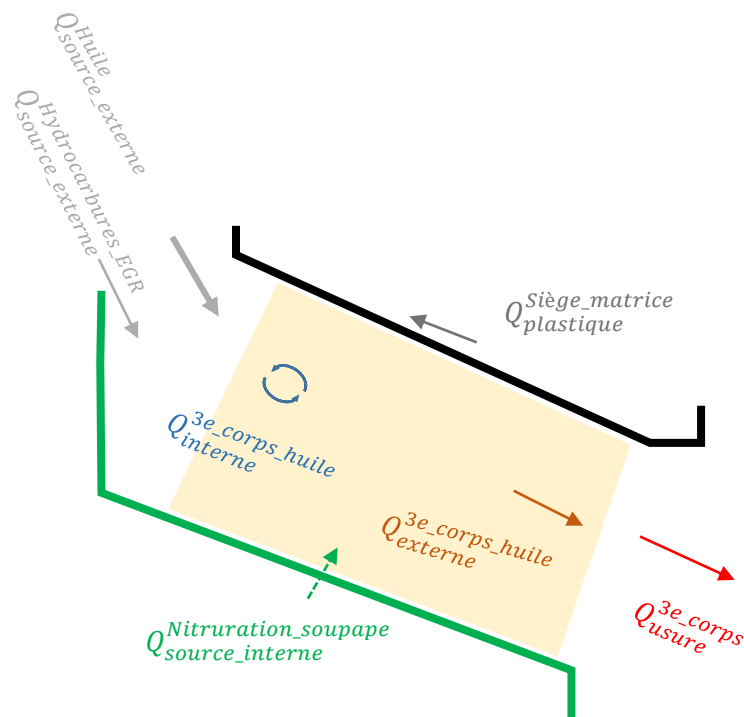
Ainsi pour limiter l'usure il faut que le débit externe soit inférieur au débit interne d'huile dans le contact :

$$Q_{externe}^{3ième_corps_huile} \ll Q_{interne}^{3ième_corps_huile}$$

Ce qui est réalisable uniquement dans le cas où le débit source externe est important :

$$Q_{source_externe}^{Huile} \gg 0$$

Il a également été montré que les produits issus de la combustion en particulier les hydrocarbures imbrûlés permettent de former un tribofilm protecteur. Cela n'est cependant vrai que lorsque le moteur fonctionne dans des conditions anormales de suralimentation en gasoil. Cet apport de matière ne constitue pas une solution pour la formation du 3^e corps.



Environnement :

- Apport d'huile → matière pour la formation du 3^e corps couvrant et protecteur
- Température → dégradation de la base minérale et persistance des additifs

Mécanisme combustion :

- Compactage des additifs de l'huile et formation du 3^e corps

Mécanisme Impact :

- Cisaillement dans le 3^e corps
- Amortissement du 3^e corps

Figure 84 : Circuit tribologique avec débit source externe d'huile et pour une température proche de 350°C

Le chapitre 4 a permis de compléter les chapitres 2 et 3 afin de fournir une vision d'ensemble du comportement tribologique du contact siège-soupape. Avec le niveau de connaissance acquis, le chapitre 5 propose une synthèse de la méthodologie afin de pouvoir l'appliquer à d'autres contacts et propose des solutions pour réduire l'usure du contact siège-soupape.

Chapitre 5 : Voies d'amélioration techniques offertes par la tribologie

5.1 Qualification des débits clés pour la protection du contact

Pour réduire la dégradation du contact siège-soupape, il a été montré que c'est le débit d'usure issu du siège qui doit être réduit au maximum. Cette limitation de la dégradation du siège qui est le site d'accommodation privilégié en l'absence d'un 3^e corps protecteur est en mesure d'assurer une augmentation de la durée durant laquelle le contact reste étanche. Des paramètres importants influençant l'équation de conservation de la matière ont été mis en évidence. Dans le cas où aucun apport de matière ne provient de l'extérieur, les paramètres regroupés dans le Tableau 13 influencent les différents débits. La seule solution, dans ces conditions, pour limiter le débit d'usure est d'augmenter la température jusqu'à une valeur de 400°C pour permettre à un débit interne de CaF_2 de se mettre en place. Il est à noter que l'augmentation du désalignement et l'augmentation du jeu entre le guide de soupape et la tige de soupape sont corrélées avec l'augmentation de la longueur de glissement. Cela a pour conséquence la dégradation du 3^e corps et donc l'augmentation de l'usure.

Tableau 13 : Evolutions des débits en l'absence de débit source externe et en fonction de différents paramètres

	$Q_{1ers_corps_siede}$ Q_{usure}	Q_{3e_corps} Q_{usure}	$Q_{Siège_CaF_2}$ $Q_{source_interne}$	$Q_{Siège_Mo}$ $Q_{source_interne}$	$Q_{Siège_matrice}$ $Q_{source_interne}$	$Q_{Siège_matrice}$ $Q_{plastique}$	Q_{3e_corps} $Q_{interne}$
Conditions initiales	+++++	- - - - -	++	++	+	+	- - -
Augmentation de la pression	+++++++	- - - - -	+++	+++	++	++	- - -
Augmentation de la vitesse d'impact	+++++	- - - - -	+++	+++	+	+	- - -
Augmentation de la longueur de glissement	+++++++	- - - - -	++++	++	++	+	- - -
Diminution de l'angle de contact	+++++	- - - - -	++	++	+	+	- - -
Augmentation de la température	+++	+	+	+	+	+	+

Pour limiter la dégradation du contact il a été montré que c'est l'instauration des débits source externe qui permet de limiter la dégradation du contact siège-soupape. En particulier, le débit d'huile qui sous l'effet de la température est brûlée puis dont les additifs sont compactés sous l'effet de la pression de combustion ce qui permet la mise en place de 3^e corps protecteur. À l'inverse, l'efficacité de l'apport de matière issu de l'EGR reste limitée. Le Tableau 14 résume l'intérêt du débit d'huile avec la variation des paramètres clés qui conditionnent le contact. L'augmentation de la pression dans la chambre de combustion permet d'améliorer la compaction et d'homogénéiser le 3^e corps ce qui limite la dégradation du contact. À l'inverse, l'augmentation de la longueur de glissement a pour conséquence l'évacuation prématurée du 3^e corps à l'extérieur du contact. Sa quantité est donc limitée lors de la phase d'application de la pression et donc la compacité et l'homogénéité sont moindres. Le contact se dégrade davantage. L'augmentation de la température dans le contact modifie les propriétés de l'huile. La base minérale se dégrade et les additifs persistent dans le contact. Ces derniers lorsqu'ils sont séparés de la base minérale sont plus à même de persister dans le contact.

Tableau 14 : Evaluation des débits dans le cas d'un apport d'huile dans le contact et en fonction de différents paramètres

$Q_{3e\ corps_interne}$	++	+++	+	++++
$Q_{3e\ corps_source_externe}$	++++	++++	++++	++++
$Q_{Siège_matrice_plastique}$	-	-	-	-
$Q_{Siège_matrice_source_interne}$	-	-	-	-
$Q_{Siège_Mo_source_interne}$	+	+	+	+
$Q_{Siège_CaF_2_source_interne}$	+	-	++	-
$Q_{3e\ corps_usure}$	+++	++	++++	+
$Q_{1er_corps_siège_usure}$	++	+	+++	+
	Conditions initiales	Augmentation de la pression	Augmentation de la longueur de glissement	Augmentation de la température

Les leviers les plus efficaces pour limiter la dégradation du contact siège-soupape sont la diminution de l'angle de contact, l'augmentation de la température et l'apport d'huile. Si la première solution constitue une solution rapide à mettre en place et donc implantable industriellement (cf. paragraphe 5.2), les deux autres solutions ne sont pas directement envisageables. La température est contrôlée par la combustion rendant impossible sa modification. De plus, les autres éléments tels que la culasse ou le joint de culasse ne doivent pas être soumis à de hautes températures. Pour l'huile, la demande est de réduire les produits issus de sa combustion pour limiter son impact nocif sur la santé. De plus, les propriétés des joints de tiges de soupapes évoluent avec le temps et donc le débit d'huile n'est pas contrôlé. Une solution pour apporter l'huile en quantité limitée et de manière localisée dans le contact est proposée dans le paragraphe 5.3.

5.2 Implantations industrielles

5.2.1 Modification de l'angle de contact

Comme énoncé précédemment, la diminution de l'angle de contact d'une valeur « initiale » de 35° à une valeur « corrigée » de 25° (Figure 93) est une solution efficace pour limiter le cisaillement, les pressions de contact et l'énergie de friction dissipée dans le contact. Cette modification permet de déplacer la problématique depuis une sollicitation purement surfacique vers une sollicitation volumique de la soupape. Cette solution numérique issue du modèle éléments finis n'a pu être validée expérimentalement du fait de la non-réception des échantillons. Si les sièges fabriqués³⁰ parviennent à Renault Trucks, la procédure d'essai devra se faire avec un essai court de 2h soit sur le « Cube » sans apport d'huile ou sur le moteur avec dans les deux cas des marquages des surfaces par indentation. Si cet essai est concluant, les échantillons pourront être définitivement validés en procédant à un essai destructif sur moteur. Il conviendrait également de travailler avec l'équipe responsable de la combustion pour quantifier avec exactitude l'impact de la modification de ce paramètre sur la performance du moteur.

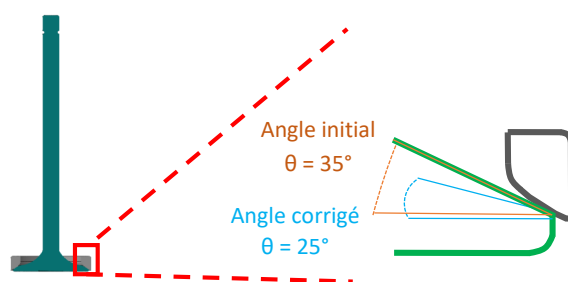


Figure 85 : Diminution de l'angle de contact pour la limitation des sollicitations mécaniques

5.2.2 Usinage du guide et du siège sur moteur pour améliorer le centrage

Les problèmes d'alignement entre le guide de soupape et le siège sont dommageables à la vie du contact. Le premier effet néfaste est la localisation des contraintes lors de l'impact. En raison du mauvais alignement, la soupape ne se dépose pas sur l'ensemble de la portée du siège, elle frappe une faible zone puis rebondit du côté opposé et finalement se dépose sur toute la zone du contact du siège. Pour atteindre cette position, la soupape a au préalable glissé sur le siège. Ce glissement est le second aspect négatif induit par le problème d'alignement. En l'absence de 3^e corps, ce glissement cisaille le siège et supprime la matière qui était à sa surface limitant ainsi la possibilité de former un tribofilm protecteur. Lorsqu'un 3^e corps est présent le glissement limite son épaisseur et le dégrade si bien qu'en l'absence de débit source externe, celui-ci peut disparaître totalement ce qui engendre la dégradation du siège.

Pour limiter les problèmes d'alignement, il faut que le guide de soupape et le siège soient parfaitement coaxiaux. À l'heure actuelle, la culasse est usinée avant que le siège et le guide de soupape ne soient frettés. Le frettage déforme de manière non négligeable le guide de soupape (Annexe 8) ainsi que le siège. De plus, le jeu entre la tige de soupape et le guide n'est pas fixé en prenant en considération cette déformation ce qui peut engendrer de la variabilité d'une position à une autre. Le jeu entre le guide et la tige de soupape est le deuxième paramètre (avec l'état du joint de tige

³⁰ Les soupapes fabriquées sont disponibles.

de soupape) qui contrôle la quantité d'huile qui s'écoule le long de la tige de soupape et qui peut finalement se retrouver dans le contact pour former le 3^e corps.

Pour contrôler l'alignement entre le siège et le guide de soupape, une modification du processus de fabrication et d'assemblage serait nécessaire. Dans tous les cas, il faudrait que l'usinage du siège et du guide ne se fasse plus séparément, mais au moment du fretage du siège et du guide dans la culasse. La principale limite de cette amélioration géométrique du guide et du siège de soupape est l'ajout d'une manutention supplémentaire de la culasse pour la placer dans une fraiseuse numérique et réusiner les sièges et le guide. Le coût de la relocalisation en interne de cet usinage devra être inférieur ou équivalent aux opérations d'usinages menées chez les fournisseurs sans quoi cette modification ne sera pas apportée. Pour limiter la dépense de cette nouvelle étape, l'usinage du guide et du siège de soupape devrait se faire au moment du fretage des pièces dans la culasse.

5.2.3 Suppression de la rotation de soupape

La rotation de la soupape est un point qui a été étudié dans les chapitres précédents. Cette rotation intervient de manière non régulière d'une position à une autre et cela au-dessus d'une vitesse de fonctionnement du moteur de 2400 tr/min. Cette vitesse d'apparition de la rotation de la soupape ne peut pas être prise comme une valeur de référence. En effet, elle a été déterminée sur un banc d'essais à froid et seulement sur une culasse donnée. Une combinaison entre les différentes tolérances d'usinage et d'assemblage est en mesure de diminuer cette valeur. La difficulté pour contrôler cette rotation dans le système de culbuterie actuel pose problème. Il a été démontré que la rotation de la soupape était en mesure d'augmenter la dégradation de la matrice du siège lors de la phase d'impact. Cette dégradation s'accompagne d'une dégradation du 3^e corps formé au niveau du contact. Finalement dans le cas d'une circularité imparfaite du siège et de la tête de soupape, la rotation a pour conséquence l'augmentation du temps pour que les deux surfaces soient en conformité avec l'augmentation de l'usure associée.

D'un point de vue tribologique, la rotation de la soupape ajoute une phase dynamique variant d'une position à une autre ce qui rend difficile la description du comportement de la vie du contact durant la vie du véhicule. Afin d'améliorer le niveau de compréhension et de limiter les risques de fuites inexplicables, il conviendrait d'empêcher la rotation de la soupape. Pour se faire, la solution la plus simple serait de contrôler de manière plus stricte la géométrie des demi-cônes et des coupelles qui permettent la fixation de la soupape au ressort. Une autre solution serait de mettre en place une rainure sur le guide de soupape et sur la tige de soupape, mais cela reste impossible à réaliser de manière industrielle.

5.2.4 Usinage de la culasse pour le démontage du siège

Le paragraphe 4.3, portant sur l'utilisation du « Cube » a montré l'intérêt de pouvoir remplacer facilement le siège. Au sein du contact étudié, cette pièce est le site d'accommodation préférentiel accusant des retraits de matière qui peuvent atteindre le millimètre après un temps de fonctionnement de 1000h sur banc d'essais moteur. À l'heure actuelle, le retrait de la soupape engendré par cette dégradation du siège n'est compensable qu'avec le réglage du jeu de soupape entre le basculeur et l'étrier de soupape. À terme, cette usure excessive qui peut être inhomogène est le facteur principal de mise en place d'une fuite de gaz qui rapidement engendre la rupture de la soupape par brûlage local des joints de grains et propagation de fissure. Pour pallier ce risque, le réglage du jeu de culbuterie devrait être limité à une certaine valeur au-delà de laquelle, le siège devra être remplacé sans quoi un risque de « rupture » du contact existe. Pour ce faire, une gorge de 1 mm derrière le siège est très facilement réalisable. Celle-ci ne modifie pas la tenue du fretage et ne modifie pas le comportement du contact. Avec l'utilisation d'un extracteur circulaire, le remplacement du siège devient facile alors que normalement le retrait du siège est impossible. Le remplacement du siège s'accompagnera systématiquement du changement de la soupape pour repartir sur une nouvelle configuration.

Cette solution pour le changement du siège ne doit pas faire oublier le fait que le retrait de matière est important et en partie dû à la composition du siège qui n'est pas adapté aux conditions de fonctionnement de la position d'admission du moteur. Cette constatation sera précisée dans le paragraphe 5.3.1.

5.2.5 Utilisation des sièges rejetés et suppression d'une étape de fabrication pour les soupapes

Un gain immédiat en productivité et en coûts de production est possible. Le contrôle qualité des sièges se fait dans un premier temps par la mesure des cotes d'usinage puis l'ensemble des sièges subit un contrôle visuel. À la moindre irrégularité de la surface, le siège est rejeté. Cette recherche de perfection de la part du fournisseur japonais est trop importante en regard des faciès de dégradation observés après 2h de fonctionnement. Ce contrôle visuel systématique devrait être supprimé et remplacé par une mesure de rugosité pour s'assurer que l'outil de découpe est encore en bon état assurant ainsi un bon usinage.

Pour la soupape, c'est le traitement de nitruration qui pose question. Celui-ci est réalisé sur l'ensemble de la soupape. Ce traitement a été motivé pour la conservation de la même dureté surfacique de la tige de soupape après le retrait du revêtement de chrome dur imposé par les normes environnementales. Au niveau du contact siège-soupape, il a été montré que la couche nitrurée était à terme totalement arrachée de la surface du fait de son comportement fragile induisant de la sorte un débit d'usure supplémentaire. Son comportement au niveau de la tige de soupape est différent de celui du chrome dur mais permet de limiter l'usure du contact guide-tige. Une étude pourrait être réalisée sur la base de la méthodologie proposée pour analyser le comportement du contact guide-tige de soupape avec et sans traitement de nitruration. Si le comportement vis-à-vis de la dégradation de celui-ci est acceptable sans l'utilisation de la nitruration alors cette étape pourrait être supprimée et le coût de fabrication serait inférieur.

5.3 Voies d'amélioration proposées pour moduler la dégradation du contact

5.3.1 Changement de la matière du siège

La composition du siège d'admission a fait l'objet d'une discussion dans le Chapitre 4. Dans les conditions de température et de sollicitations mécaniques, cette pièce n'est pas adaptée pour résister à la dégradation. Les particules dures de Molybdène présentent un comportement fragile. Sous l'effet combiné de l'impact et de la combustion, elles sont fissurées puis évacuées du contact. Le difluorure de calcium est quant à lui utilisé comme lubrifiant solide. Ce composé ionique inorganique est à la fois présent dans le siège d'admission et d'échappement. Au niveau de l'admission qui est la position étudiée dans ce travail, la CaF_2 présente un comportement pulvérulent. La température étant inférieure à sa température de transition ductile-fragile qui est de 400°C , celui-ci est pulvérisé hors du contact ce qui empêche la formation d'un 3^e corps protecteur. À l'inverse au niveau de l'échappement l'utilisation de ce composé est en mesure de jouer son rôle de lubrifiant solide car la température est de 650°C . Finalement au niveau du siège, c'est la capacité de la matrice en acier à se déformer plastiquement couplée à l'amortissement des porosités qui limitent la dégradation du siège.

Pour valider de manière définitive et irréfutable ces observations, des sièges uniquement composés de la matrice en acier ont été commandés en même temps que les sièges avec les angles modifiés. De la même manière, ceux-ci n'ont pas été fournis. Cet essai constitue une perspective qui, si les résultats sont concluants permettra d'acheter des sièges d'admission moins onéreux que ceux actuellement utilisés.

Comme la modification du siège n'est actuellement pas possible, une autre stratégie est appliquée pour améliorer la durabilité du siège en mettant à profit les porosités.

5.3.2 Imprégnation du siège par l'huile moteur avant assemblage

La structure poreuse du siège est présentée en Figure 64. D'autre part, il a été montré que l'apport d'huile était favorable à la formation d'un 3^e corps couvrant et protecteur dans le contact. Cependant, cet apport ne peut se faire de manière contrôlée et ciblée en utilisant la capacité du joint de tige de soupape à laisser s'infiltrer l'huile. Pour pallier cette limite, l'idée d'imprégner le siège avec de l'huile est apparue pour apporter celle-ci en faible quantité et de manière localisée. Expérimentalement, le processus d'imprégnation commence par le dégazage des sièges sous vide grossier de 100 Pa durant 14h. Ensuite, l'huile utilisée dans le moteur ainsi que le siège à imprégner sont portés à une température de 90°C durant 5 minutes. Le siège est ensuite plongé dans cette huile pendant 5 minutes. Finalement, les échantillons sont laissés à l'air libre jusqu'au refroidissement complet. La faculté de l'huile à s'imprégner dans les porosités du siège a été testée en appliquant une goutte d'huile sur le siège chauffé à 90°C . Les observations effectuées

à l'aide du microscope Keyence en mode caméra ont permis l'identification de l'imprégnation du siège par l'huile (Figure 86). Avec l'avancée du front d'huile, l'air contenu dans les porosités est relargué.

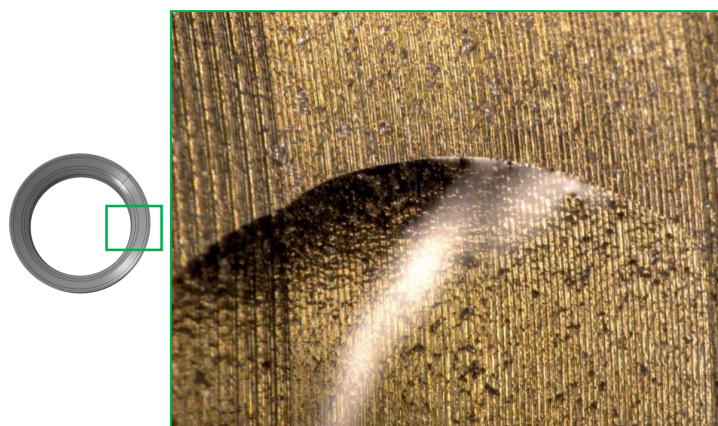


Figure 86 : Essai d'imprégnation du siège avec une huile moteur

L'échantillon préparé est mis en place sur le « Cube » puis sollicité durant 4h à 350°C à charge maximale sans apport d'huile ni de gaz. Dans ces conditions, la nature du 3^e corps est uniquement constituée des sources internes que sont le siège et la soupape. La Figure 87 et Figure 88 présentent respectivement la surface du siège et de la soupape.

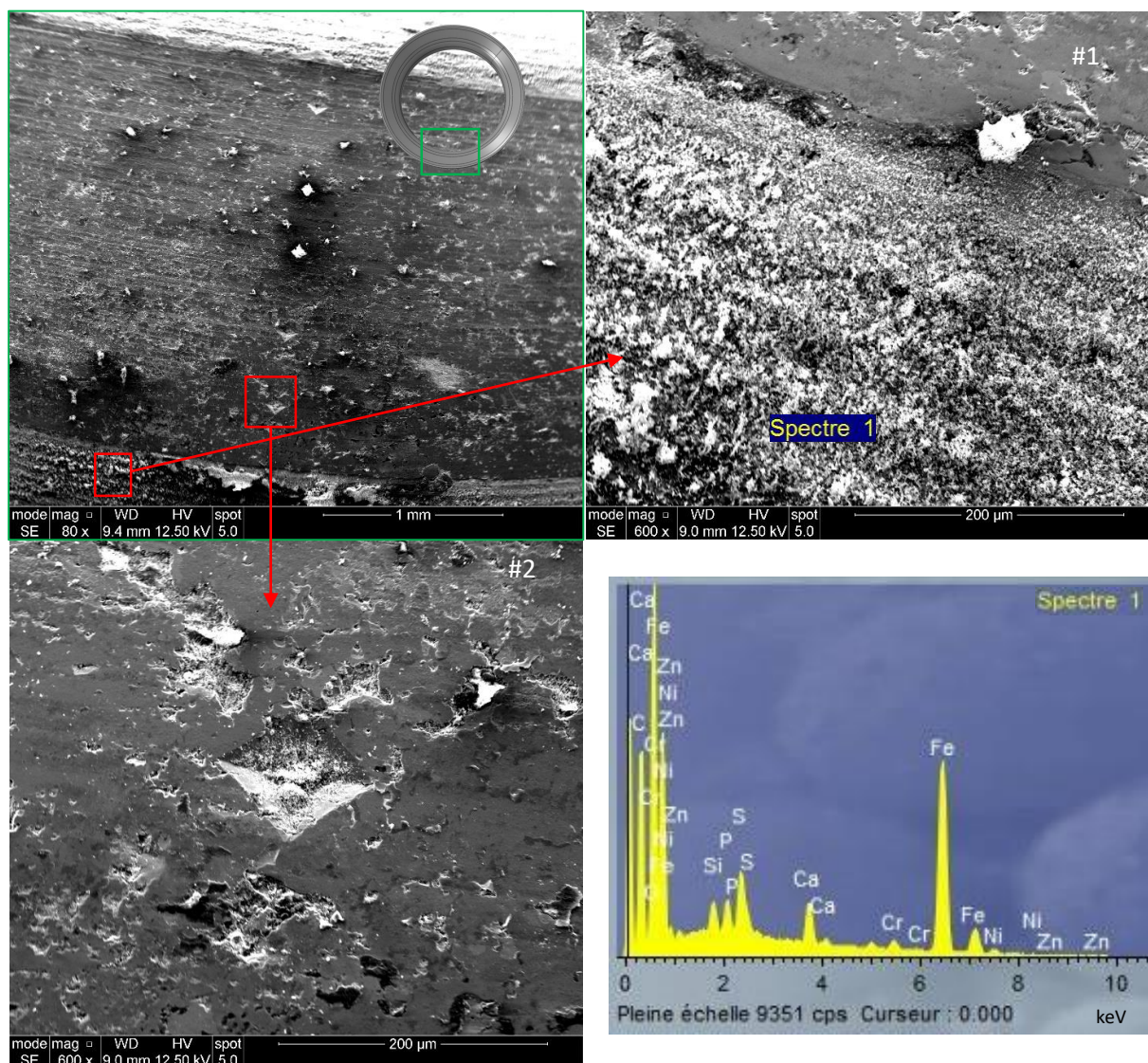


Figure 87 : Imprégnation d'huile, surface du siège après 4h d'essai sur le "Cube", #1 Bas de la zone de contact avec huile brûlée, #2 indentation dans la zone de contact

En bas du siège, en dessous du contact (Figure 87, #1), des particules pulvérulentes sont présentes en grande quantité. L'analyse EDX (spectre 1) confirme qu'il s'agit d'huile brûlée du fait de la présence de zinc, de phosphore et de calcium. Cette matière présente en quantité importante forme un 3^e corps protecteur à la surface du siège comme le montre la Figure 87, #2. Dans la zone de contact, aucun arrachement de matière n'est visible, l'indentation présente la même forme géométrique qu'avant le début de l'essai. La différence principale réside dans le fait que les stries d'usinage ne sont plus visibles. La surface est totalement homogène et recouverte par le 3^e corps.

La présence du 3^e corps couvrant est confirmée sur la surface de la soupape en Figure 88. L'image #1 de cette même figure présente le marqueur surfacique à la frontière de la zone de contact. En dehors du contact, les stries d'usinage sont visibles alors que dans la zone de contact, ces stries d'usinage sont totalement comblées. L'huile brûlée sous l'action de la pression de contact se compacte et remplit totalement les rugosités. L'image #2 met en évidence dans une même zone la genèse de formation du 3^e corps. Le spectre 1 montre les particules d'huile brûlées transférées depuis le siège vers le bas de la soupape, le spectre 3 montre la forme du tribofilm lorsqu'il vient recouvrir la surface et finalement, le spectre 4 montre la surface de la soupape lorsqu'elle n'est pas recouverte.

En conclusion, l'imprégnation du siège avec de l'huile moteur permet, dans le cas des essais sur le « Cube », la mise en place d'un 3^e corps protecteur qui empêche la dégradation des surfaces en présence. L'apport de matière est localisé et permet, malgré la faible quantité d'huile imprégnée, la mise en place d'un débit source interne suffisant pour former la couche protectrice. Durant les 4h de l'essai, aucune dégradation n'a été observée. L'intérêt de cette imprégnation réside également dans le fait qu'elle est applicable industriellement sans ajouts de surcoût important. Pour définitivement valider cette solution qui permet de limiter l'usure, il conviendra de réaliser des essais plus longs pour déterminer à partir de combien d'heures, le tribofilm se dégrade en l'absence de débit source externe. Il est démontré que le 3^e corps issu de la combustion de l'huile présentait la capacité de combler les rugosités du siège et de la soupape. La modulation de la rugosité des pièces doit pouvoir améliorer la durabilité du film protecteur en limitant le débit externe. Pour valider cette hypothèse, des essais sont menés dans le paragraphe suivant.

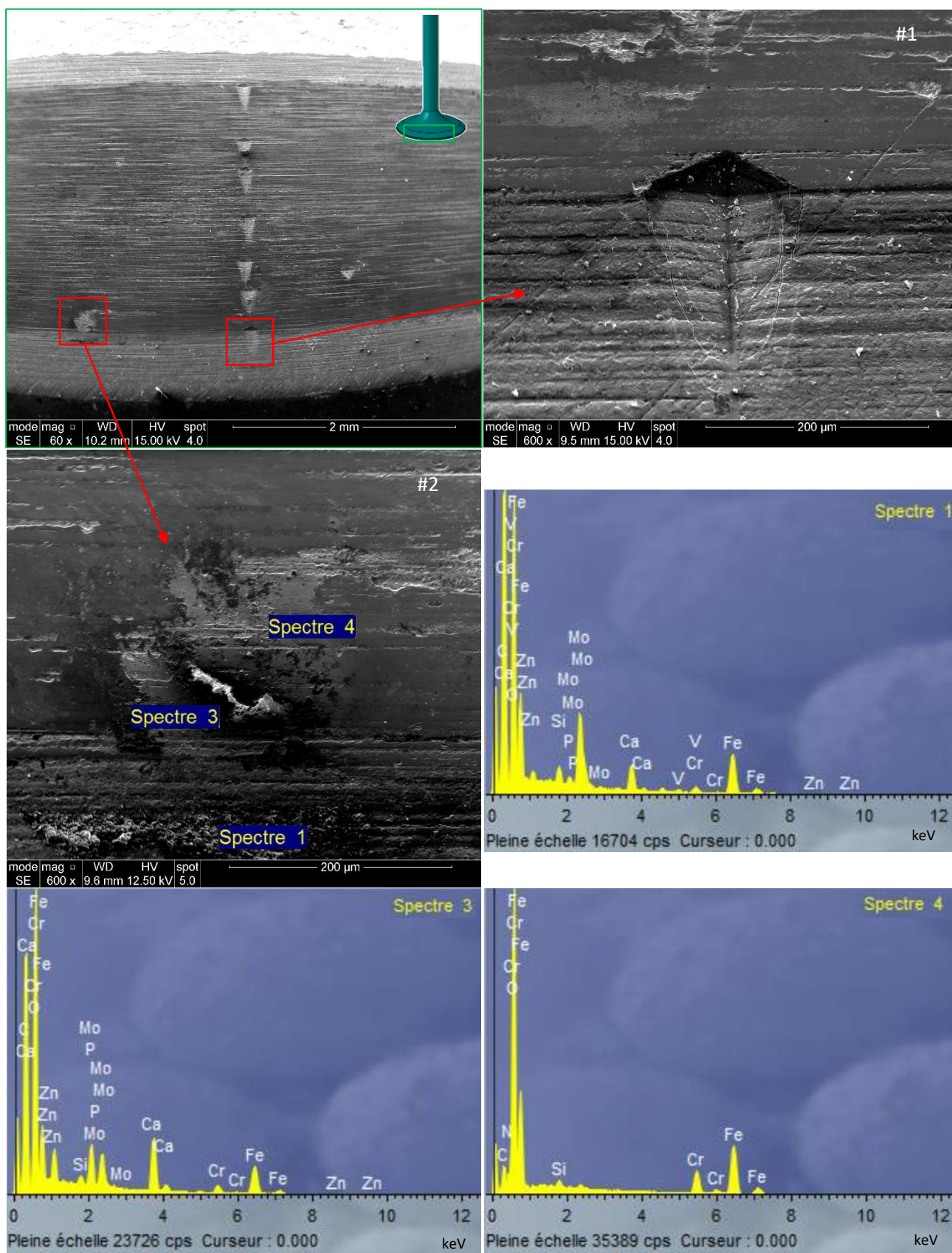


Figure 88 : Echantillon avec imprégnation d'huile, présentation de la surface de la soupape après 4h d'essai sur le "Cube", #1 Indentation dans la zone de contact #2 Frontière entre la zone de contact recouverte d'un tribofilms et la zone en bas du contact présentant les rugosités initiales

5.3.3 Modification de la rugosité pour favoriser l'accumulation du 3^e corps

La rugosité des surfaces est un paramètre qui selon les différentes expérimentations menées est en mesure de modifier les débits au sein du contact. Cette hypothèse est confirmée par les travaux d'Elo et al. [53] qui montrent que l'usure est modulée en fonction de la topographie de la surface. La comparaison est faite entre un siège dont la surface finale est obtenue par usinage et un autre dont la surface est obtenue par meulage. La configuration qui présente la plus grande rugosité (R_a 1,6 μm) permet, dans les conditions des essais menés par les auteurs, d'augmenter la durabilité du 3^e corps en formant des réservoirs de matière qui alimente le contact en l'absence de débit source externe.

Pour le contact siège-soupape d'admission étudié dans cette thèse, la modification de la rugosité du siège ne serait pas pertinente. En effet, c'est le siège qui est le site d'accommodation préférentiel ainsi lors des phases de dégradation, la rugosité initiale est totalement modifiée par les mécanismes d'usure qui prennent place. Pour moduler la rétention du 3^e corps, il convient de modifier la rugosité de la soupape qui n'est potentiellement pas dégradée dans des conditions favorables de fonctionnement. Dans le processus de fabrication, la rugosité de la soupape est uniquement caractérisée par une valeur de R_a égal à 0,8 et contrôlée par le fournisseur. Pour moduler cette valeur, des échantillons avec des R_a de 0,6 μm et 1,6 μm ont été fabriqués cela avec les outils de coupe à disposition du fournisseur. Pratiquement, les mesures de R_a pour qualifier une rugosité ne sont pas significatives. Les profils des soupapes avec les rugosités supposées de 0,6 μm , 0,8 μm (série) et 1,6 μm sont mesurés avec un profilomètre optique. La Figure 89 montre qu'aucune des mesures ne correspond au R_a spécifié. À elle seule, une mesure de R_a ne peut pas être la seule information pour spécifier un aspect de surface. Dans les conditions actuelles, le fournisseur est en mesure de faire varier la rugosité sans que cela ne soit contrôlable.

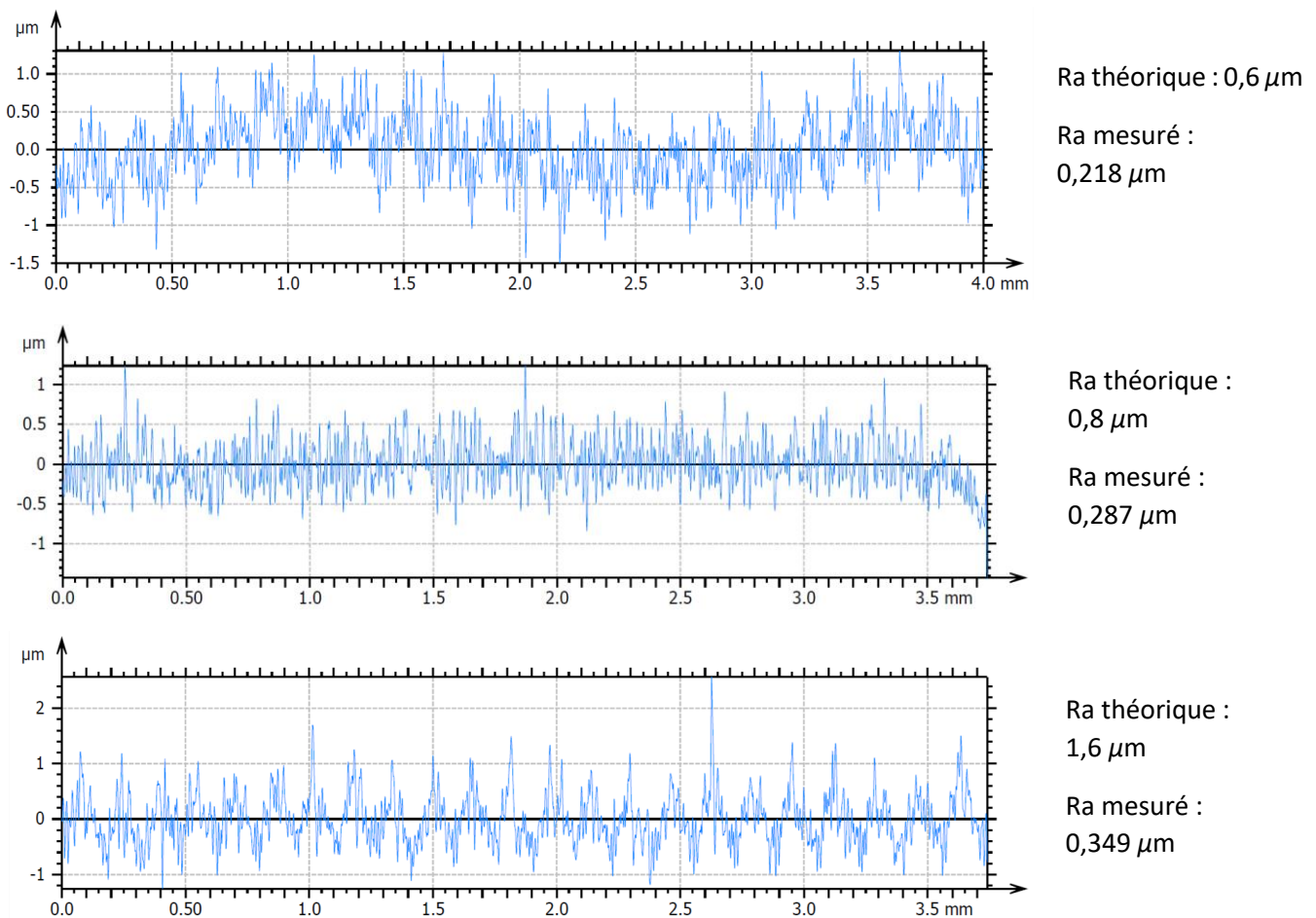


Figure 89 : Mesures des rugosités pour les différentes soupapes

Les incertitudes sur la caractérisation des aspects de surface sont en mesure d'ajouter de la variabilité sur les débits et donc sur les mécanismes d'usure.

Pour identifier de manière plus pertinente l'aspect de la surface en vue de comprendre les mécanismes de formation et de dégradation du tribofilm dans le contact, il convient de faire des images des surfaces. Celles-ci sont données en Figure 90 pour les rugosités de 0,6, 0,8 et 1,6. Les faciès #1 et #3 qui correspondent à la commande spéciale des rugosités de 0,6 et 1,6 présentent une forme générale similaire. Un motif principal dont la période est de 180 μm forme des sommets aigus (plus hauts et plus marqués pour la rugosité de 1,6). Cette période est du même ordre de grandeur que l'amplitude de glissement de la soupape sur le siège. Ainsi, la capacité de rétention du 3^e corps ne devrait pas être favorisée.

Les sommets sont séparés par des vallées composées d'un motif secondaire dont la période est de 2 μm et dont l'amplitude est moins marquée par rapport au motif principal. C'est sur ce deuxième niveau de rugosité qu'il aurait fallu jouer pour servir de réservoir de manière la plus optimale.

L'échantillon série dont le Ra est de 0,8 présente un motif élémentaire dont la période est d'environ 40 μm . De la même manière que pour la rugosité de 0,6, l'amplitude n'est pas marquée.

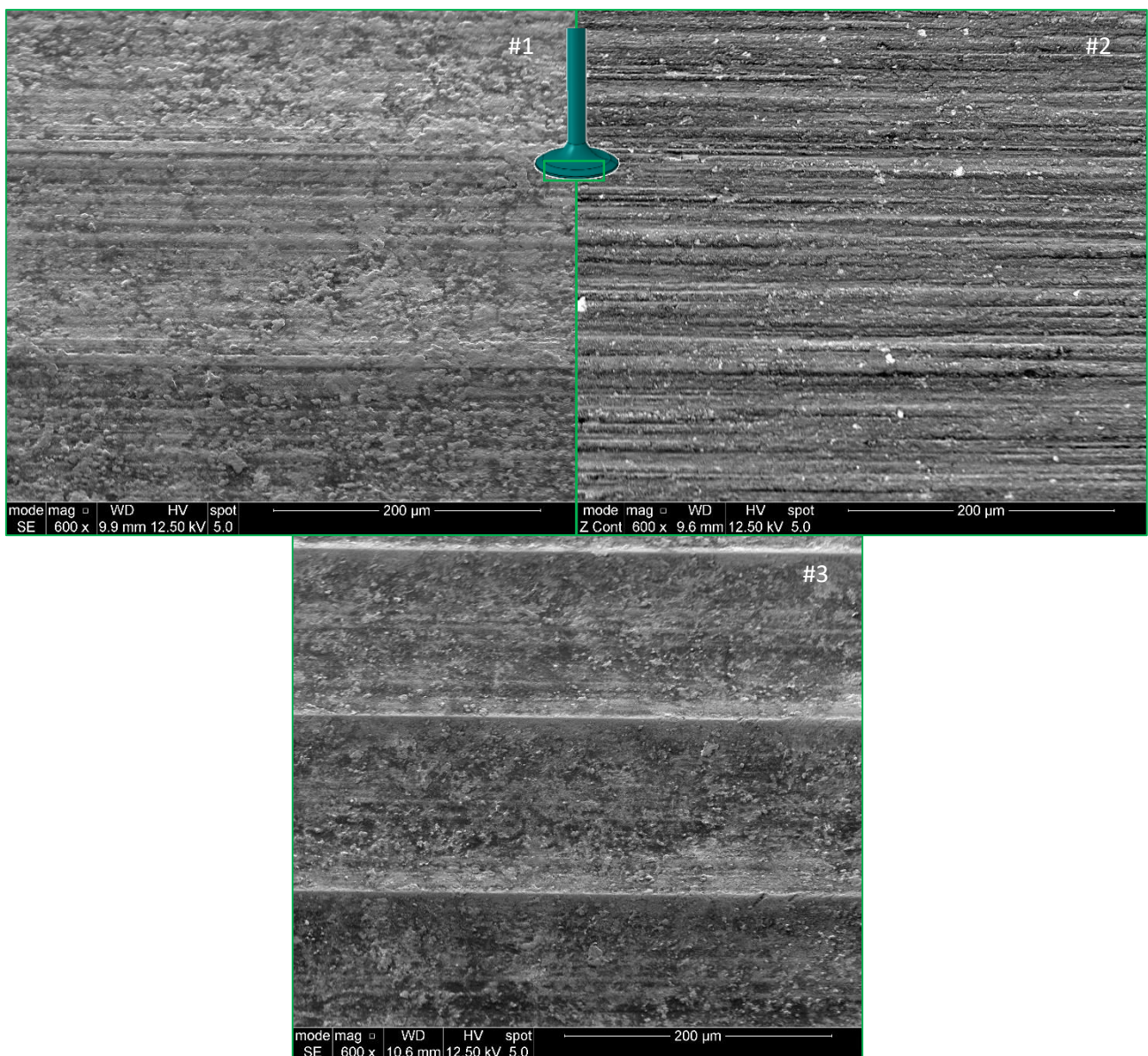


Figure 90 : Aspect des surfaces de la soupape pour les rugosités dont les Ra sont de 0,6 (#1), 0,8 (#2) et 1,6 (#3)

La surface du siège après essai de 4h sur le « Cube » et correspondant à la soupape dont le Ra est de 0,6 est présentée en Figure 91. La surface est remodelée, le négatif de la soupape est estampé sur le siège. Au niveau du bas de la portée, la surface peu rugueuse de la soupape entraîne la formation d'une surface lisse sur le siège qui n'est pas en mesure

de retenir le 3^e corps dans le contact. Cette surface lisse combinée avec le glissement de la soupape a pour conséquence l'accumulation de matière en dehors de la zone de contact comme le montre le cliché avec le grossissement x600. Au niveau du haut de la portée, des stries de l'usinage initial sont encore visibles. Ainsi, le haut de la portée n'est toujours pas totalement utilisé lors de la phase de contact de la soupape sur le siège. La mise en place d'une faible rugosité n'est pas une solution pour limiter la dégradation du contact siège-soupape.

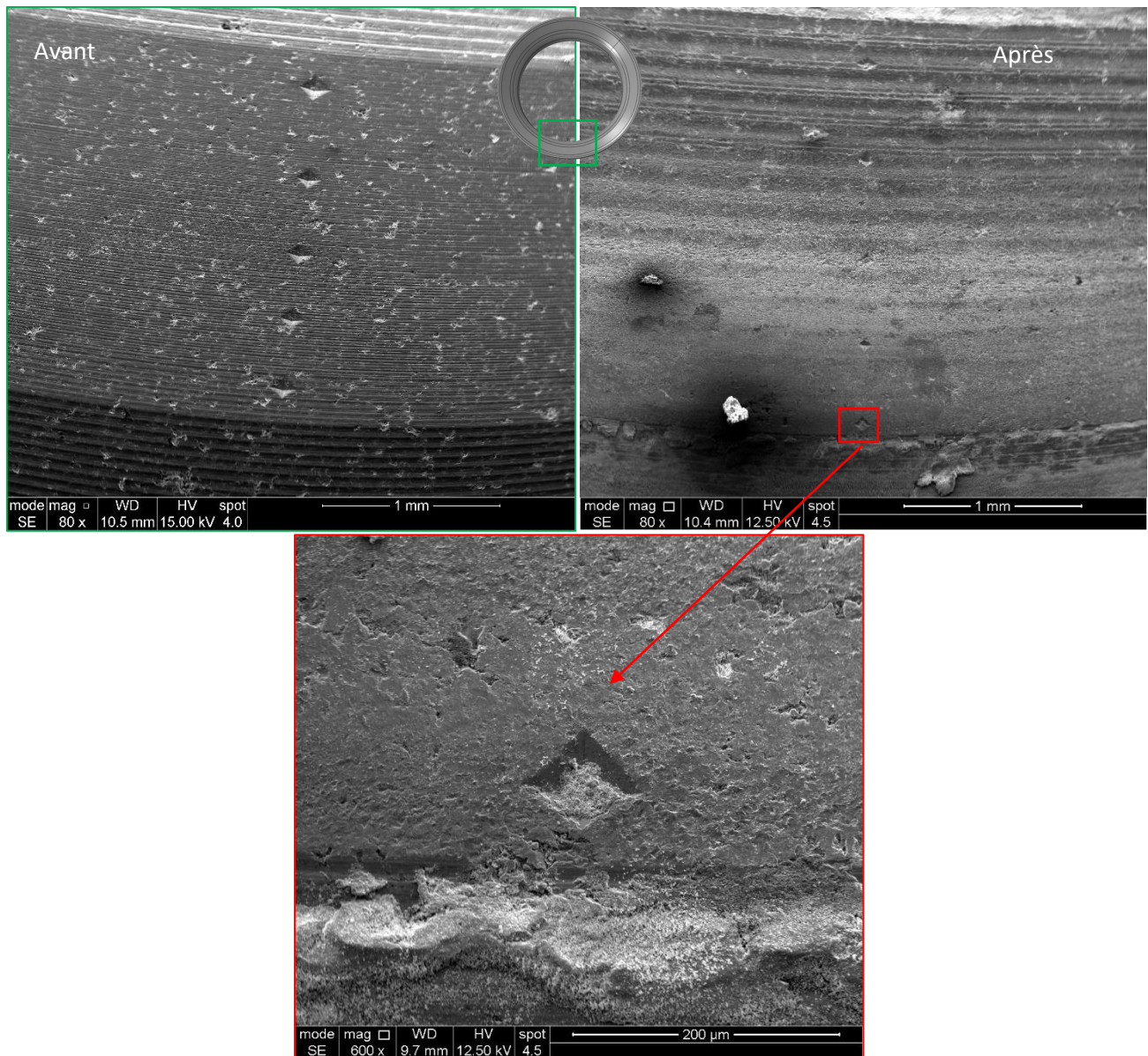


Figure 91 : Faciès du siège avant et après essai de 4h sur le « Cube » pour l'échantillon dont le Ra est de 0,6

Pour le contact dans lequel la soupape possède une rugosité dont le Ra est de 1,6, la surface du siège (Figure 92) après essai est entièrement remodelée et toute la portée est active dans le contact. En bas de la zone de contact, le grossissement de l'indentation montre une déformation importante dans la direction normale à la surface (empreinte de la soupape sur le siège). Cette déformation n'a cependant pas engendré d'écoulement longitudinal dans le sens du glissement. La configuration de surface à défaut encore une fois d'être probante pour l'accumulation du 3^e corps semble avoir mécaniquement permis de limiter le glissement entre les deux surfaces et a permis la répartition des contraintes normales dans l'ensemble de l'aire dédiée au contact.

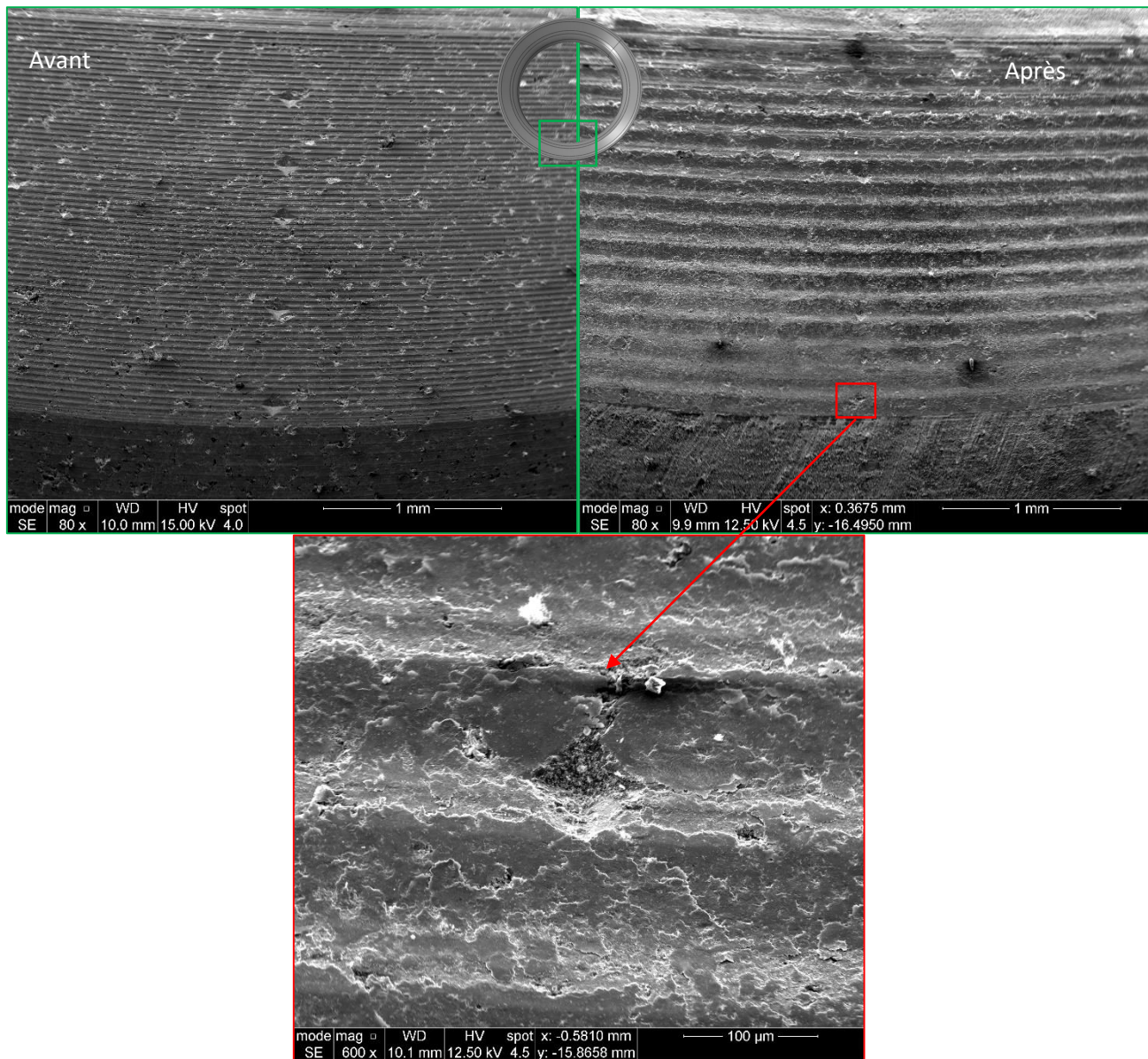


Figure 92 : Faciès du siège avant et après essai de 4h sur le « Cube » pour l'échantillon dont le Ra est de 1,6

En élargissant la zone de contact, l'augmentation de la rugosité permet d'homogénéiser les contraintes. De plus, cette augmentation de la rugosité permet la formation d'ancrages que l'on peut qualifier de mécanique. Ils limitent le glissement et donc limitent le cisaillement des surfaces.

Sans que cela n'ait pu être démontré dans le cas présent, la modification réfléchie de la rugosité doit pouvoir influencer le débit de 3^e corps dans le contact avec potentiellement l'instauration d'un débit interne plus important limitant de la sorte le débit externe et donc le débit d'usure. Cette étude en elle-même pourrait être traitée en utilisant un modèle CFD³¹ pour évaluer les directions d'écoulement des fluides au niveau du contact en fonction de la forme des stries à la surface de la soupape.

5.4 Perspectives techniques issues du travail proposé

5.4.1 Modification de la dynamique du contact avec l'utilisation d'actionneurs mono-axiaux

La culbuterie est un système complexe qui permet l'ouverture et la fermeture des soupapes. C'est l'arbre à cames qui par sa géométrie permet la transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de translation. Ce mouvement est ensuite transmis par les différentes pièces jusqu'à la soupape. Il a été montré que ce système doit

³¹ Computational fluid dynamics

permettre de contrôler la vitesse de dépose ce qui en pratique n'est pas le cas. Une autre limite de ce système est la mise en place de mouvements parasites induits par le basculeur, le ressort de rappel, les désalignements entre le siège et le guide de soupape et finalement à cause du jeu entre le guide et la tige de soupape. Une solution pour pallier cette difficulté de contrôler le mouvement de la soupape est l'utilisation d'un actionneur sans arbre à cames classiquement appelé camless. Le principe commun de ces actionneurs est la mise en mouvement de la soupape d'une manière monoaxiale et de manière indépendante via une commande électronique. La première caractéristique permet de réduire l'incertitude par rapport au mouvement de la soupape alors que la deuxième spécificité permet l'optimisation de la combustion en faisant varier les temps et la durée de levée des soupapes en fonction du régime moteur.

Dans le cadre des travaux menés, l'utilisation d'un système d'actionnement sans arbre à cames était envisagée pour la mise en place du banc d'essais. Cela aurait permis de contrôler la vitesse de dépose de la soupape et la force résultante avec précision pour ensuite à l'aide d'un vérin hydraulique reproduire la pression de combustion. Cette solution n'a pu être retenue.

La mise en oeuvre de système sans arbre à cames représente une opportunité pour limiter la dégradation du contact siège-soupape. Ainsi son développement devrait se faire en collaboration entre les équipes responsables de la gestion de la combustion et les responsables composants qui s'occupent des sièges, des soupapes et du guide.

La suite de ce paragraphe traite de la littérature qui porte sur le sujet afin de proposer une vision synthétique des solutions qui s'offre au département de développement si le choix est fait de mettre en place cette technologie. Dimitrova et al. dans l'article [94] paru en 2019, font l'état des lieux sur les difficultés de mises en oeuvre des systèmes camless. La première difficulté est la nécessité de couvrir une large gamme de forces de rappel et de fortes accélérations. Pratiquement, les actionneurs utilisés sont imparfaits. La précision sur le déplacement doit être suffisante pour limiter la vitesse d'impact et le bruit associé, la force produite doit être suffisante dans le temps imparti pour permettre le déplacement de la soupape et finalement la consommation électrique d'un tel système doit être limitée.

Lui et Chang [95] cible dans leurs travaux la performance de la dépose de la soupape dans le cas d'un actionneur électromagnétique linéaire utilisant une bobine mobile. L'intérêt d'un tel système est de permettre de limiter la vitesse de dépose de la soupape. La performance de ce mode d'actionnement est évaluée en prenant en considération la vitesse de dépose qui doit être la plus faible possible et la force de maintien de la soupape qui doit être suffisante pour fermer le contact. Pour assurer le fonctionnement de l'actionneur électromagnétique, la loi de levée doit être déterminée au préalable. Par exemple, Mercorelli et al. [96] donnent une loi de levée adaptée pour ce type d'actionneur. Celle-ci permet la mise en place d'une rétroaction pour l'adapter en temps réel afin de répondre à l'évolution de la géométrie du contact et des conditions de fonctionnement tout en assurant la fermeture du contact. La rétroaction est dépendante de l'inductance de la bobine. Hoffmann et al. [97] présentent un système qui permet de déterminer la position de la soupape en fonction de l'inductance de la bobine. Cette solution n'est cependant pas suffisamment performante pour limiter le bruit lors de la dépose. Pour améliorer le contrôle du déplacement de la soupape, Peterson et al. [98] ont développé une loi de levée et le système de contrôle itératif associé permettant ainsi le contrôle d'un système électromécanique. Les auteurs étudient la vitesse de dépose de la soupape sur le siège ainsi que l'évolution de la position de la soupape en fonction des niveaux d'usure. Le système présenté utilise une force magnétomotrice hybride combinant l'excitation de la bobine et l'utilisation d'aimants permanents. Cette solution permet de réduire la consommation d'énergie électrique. Bolat et al. [99], [100] présente l'utilisation du même type d'actionneur appliqué pour le contrôle des pales d'éoliennes.

Trois systèmes d'actionnement peuvent être utilisés. Les actionneurs hydrauliques dont le principe repose sur la mise en mouvement de la soupape par le biais d'huile sous pression contrôlée par des électrovannes sont présentés dans les travaux [101]–[104]. La performance d'un tel système est conditionnée par la température extérieure du fait de la viscosité de l'huile utilisée. Les actionneurs électromécaniques utilisent des moteurs électriques sans balais combinés avec des systèmes mécaniques faisant intervenir des ressorts afin de mettre en mouvement la soupape [104]. Cette technologie n'est pratiquement pas utilisée au sein des moteurs, car son encombrement empêche une intégration

facile au sein du moteur. La troisième et dernière catégorie regroupe les actionneurs électromagnétiques [94], [105], [102], [106]. Ces actionneurs sont les plus utilisés, car ils répondent aux exigences de l'application. Ce système est composé de deux ressorts en opposition, de deux électroaimants et d'une armature qui sépare les deux aimants. Initialement, les masses mobiles en jeu étaient importantes ralentissant de la sorte la réponse dynamique du système. Avec les travaux [94], [107] les systèmes sont miniaturisés rendant ainsi le fonctionnement optimum pour leur application industrielle.

L'utilisation de tels systèmes permettent le contrôle de la dynamique de la soupape en limitant les mouvements parasites et aléatoires qui interviennent dans le système de culbuterie classiquement utilisé. De plus, l'utilisation d'un tel système est définitivement motivée par l'amélioration de la combustion qui permettrait à moyen terme de répondre à la norme Euro 7 réduisant encore les limites d'émissions à ne pas dépasser.

5.4.2 Amélioration du modèle numérique par éléments finis et opportunité offerte par la modélisation par éléments discrets

Les modèles numériques par éléments finis a permis l'étude paramétrique du contact dans des cas modèles. Celui-ci malgré la mise en place d'une géométrie 3D avec l'utilisation d'une stratégie de calcul explicite reste très simplifié et ne permet pas la prise en considération de l'ensemble des éléments qui interviennent dans la vie du contact.

La prise en compte de la déformée locale du contact issue des différentes étapes que sont le frettage du siège et du guide, le serrage de la culasse et l'instauration des gradients thermiques serait nécessaire pour déterminer avec encore plus de précision les niveaux de contrainte dans le contact.

Le couple induit par le ressort lors de la dépose de la soupape n'a pas été pris en considération dans le modèle proposé. Cette composante n'est pas négligeable, car expérimentalement elle induit la mise en place d'une déformation plastique perpendiculairement à la direction de glissement ce qui a des conséquences sur les mécanismes d'usure.

Pour améliorer le modèle, il faudrait mettre en place une loi de contact élastoplastique permettant de comprendre de manière plus précise où se localisent les zones affectées de manière irréversible par la dynamique du contact. Cette loi rendrait possible l'accumulation des cycles avec l'augmentation des niveaux locaux de dégradation. Le problème d'une telle amélioration serait la gestion du temps de calcul qui risque de s'accroître de manière importante.

Le raffinement final du modèle éléments finis consisterait en la prise en considération d'une loi viscoélastoplastique dans la zone de contact pour intégrer l'influence de la circulation du 3^e corps. Cette loi ne serait cependant qu'hypothétique, car ces caractéristiques seraient difficiles voire impossibles à définir par rapport à des mesures réelles. Une autre stratégie serait la mise en place d'un modèle par éléments discrets (DEM³²). Les principes généraux sont présentés dans les travaux [81], [108], [109]. Elle permet en se mettant à l'échelle des particules élémentaires de modéliser les débits locaux du 3^e corps. La quantification des échanges de matière rendue possible par cette méthode est le point le plus important. À l'heure actuelle, deux points principaux limitent son application :

- Le temps de calcul qui est considérable. L'augmentation des performances des outils de calculs informatiques sera l'une des clés pour la généralisation de la tribologie numérique par élément discret.
- Les propriétés du 3^e corps en termes de morphologie, propriétés mécaniques et concentration sont difficiles à corrélérer avec la réalité. Il en va de même avec le choix des conditions aux limites à mettre en place pour que le modèle soit représentatif.

Sur la base des éléments présentés dans ce paragraphe, il devient évident que le travail numérique réalisé dans le cadre de cette thèse ne constitue qu'une ébauche. Pour poursuivre la mise en place d'une démarche numérique pour la compréhension des contacts secs au sein des moteurs, il faudra une volonté globale avec la mise en place de projets spécifiques à ce sujet. Sans la décision d'inscrire le travail réalisé dans une démarche sur le long terme, il ne sera pas possible d'intégrer cette contribution au sein de la société Renault Trucks.

³² DEM : Discret Element Model

5.4.3 Instauration d'un débit de recirculation par magnétisation de la soupape

La soupape est le 1^{er} corps qui ne subit pas de dégradation majeure au fil du temps. Ainsi, le 3^e corps qui se forme à sa surface doit pouvoir résister à l'accumulation du nombre de cycles. Dans des conditions sans apports de matière, le siège est quant à lui le 1^{er} corps qui fournit la majorité de la matière constituant ainsi le débit d'usure. Pour limiter ce débit, il convient de favoriser un débit interne et un débit de recirculation dans le contact.

Pour favoriser la rétention de la matière métallique issue de la dégradation du siège, l'idée de magnétiser la soupape est apparue. Dans la littérature, le sujet de la magnétisation est abordé à la fois à travers la magnétisation externe d'une pièce pour modifier les propriétés internes du contact mais également à travers le phénomène de magnétisation sous sollicitation tribologique.

Neema et al. [110] étudie l'impact du magnétisme sur la performance des aciers hautes vitesses destinés à l'usinage. Pour ce faire, les outils sont magnétisés à l'aide d'une bobine qui permet d'obtenir une densité de flux constante à 1,08 Wb/m². Le résumé de ce travail qui base ses conclusions sur la durée de vie des outils de découpe consiste à dire que la magnétisation de l'outil permet d'augmenter la durée de vie de celui-ci. Cependant, les mécanismes mis en jeu dans le contact ne sont pas abordés.

Kumagai et al. [111] étudient le contact entre un pion en nickel sur un acier bas carbone. Dans cette configuration, c'est le pion qui est magnétisé. D'après les expérimentations menées, la magnétisation croissante du pion permet de supprimer totalement l'usure du contact. Cette limitation est due au fait que la surface est plus rapidement oxydée lorsque la surface du nickel est magnétisée permettant la formation de fines particules qui sont immédiatement retenues dans le contact formant ainsi une couche protectrice stable dans le temps. Ces résultats sont cependant remis en question 4 ans plus tard par les mêmes auteurs [111]. L'augmentation de la longueur de glissement combinée avec des changements de matériaux ont pour conséquence l'augmentation de la dégradation de la surface avec l'augmentation de la magnétisation. Dans ce cas, l'argument avancé est le fait que la magnétisation aurait pour conséquence la diminution de la dureté des éléments du contact. L'effet de la magnétisation présente un intérêt potentiel mais doit être évalué pour chaque combinaison de matériaux pour comprendre son effet sur la vie du contact.

Pour une autre combinaison de matériaux faisant intervenir un acier XC48 et un échantillon en graphite, El Mansori et al. [112] montrent que la magnétisation de l'acier permet l'augmentation de l'oxydation. Cette oxydation homogène et généralisée semble favoriser l'adhérence du graphite à sa surface permettant ainsi la réduction de la dégradation du contact. À l'inverse, dans un environnement sans oxygène sous gaz inerte d'argon, le métal n'est pas protégé par la couche d'oxyde et est fissuré. Les particules qui se détachent de la surface sont retenues dans le contact et favorisent la dégradation du graphite. Zaïdi et al. [113] vont plus loin dans leur explication de l'impact de la magnétisation sur le comportement des matériaux ferromagnétiques. Dans ces matériaux, l'orientation du champ magnétique augmente la mobilité des anions et des cations dans la couche d'oxyde. Cela facilite la réactivité et l'accroissement de la couche d'oxyde. Cette modification de l'orientation des moments magnétiques favorise également la chimiesorption de l'oxygène à la surface du métal. Cela participe encore à l'accroissement de la couche d'oxyde. De plus, la magnétisation a pour conséquence l'augmentation de la mobilité des dislocations favorisant ainsi l'augmentation de la déformation plastique des matériaux dans le contact.

Dans un nouvel article, El Mansori et al. changent de stratégie et appliquent un champ magnétique constant dans un tour numérique. Pour l'usinage de pièces paramagnétiques ou ferromagnétiques, le champ permet l'extraction des copeaux d'usinage favorisant de la sorte l'usinabilité tout en limitant l'usure de l'outil de découpe.

Les articles [114]–[118] parus entre 2009 et 2018 traitent de la faculté de certains matériaux ferromagnétiques tels que le cobalt, le nickel, fer et certaines classes d'acier. L'ensemble des auteurs mettent en évidence le fait que la magnétisation de la surface des matériaux se fait par accumulation de débris de petites tailles qui sont magnétisées dans le contact. L'origine de l'aimantation de ces particules ne fait pas consensus, l'hypothèse est faite que l'équilibre magnétostatique au sein des matériaux est détruit par la modification de l'agencement des domaines magnétiques sous l'action du frottement. Cela a pour conséquence la mise en place d'un champ magnétique à même de magnétiser

les particules d'usure. Dans le cas de la mise en place de ce phénomène de tribomagnétisation, la dégradation du contact est minimisée du fait de l'accumulation des débris qui protègent la surface.

Suite à l'analyse détaillée des travaux dans la littérature, il conviendrait dans le cadre du contact siège-soupape d'identifier la susceptibilité magnétique de la nuance SUH3 utilisée pour la fabrication des soupapes. Ensuite, rien ne peut remplacer un essai court avec la mise en place de marqueurs surfaciques pour évaluer la capacité de rétention et de protection du 3^e corps sur la soupape grâce à la magnétisation.

5.5 Conclusions : méthodologie pour l'étude du contact siège-soupape

Pour le développement du contact siège-soupape, il a été nécessaire de mettre en place une démarche tribologique permettant d'appréhender le problème dans son intégralité. En effet, le contact vu à travers la tribologie étant à la frontière entre de nombreuses sciences, il est nécessaire de se pencher sur ses différents aspects du contact sans négliger certaines facettes au risque de passer à côté de solutions pertinentes. Cette démarche est industriellement applicable en répondant aux questions suivantes :

- Quel est le rôle du contact ?
- Qu'est-ce qui motive une étude poussée portant sur le contact en question ? (Dégradation non souhaitée ? Culture d'entreprise de la R&D pour prévenir de potentiels problèmes ?)
- Quelles sont les études qui ont déjà été réalisées sur le sujet ? (Dans un premier temps, cibler la littérature dédiée au domaine puis étendre la lecture à des domaines adjacents).
- Quelles sont les limites des travaux proposés par rapport à l'approche tribologique ?
- En quoi l'approche tribologique peut permettre de comprendre les mécanismes de dégradation ?

Après ce premier bilan, il convient de mettre en place la démarche tribologique à proprement parler en s'appuyant sur le schéma du triplet tribologique composé du mécanisme, de l'environnement, des 1^{ers} corps et du 3^e corps. De ce fait, les questions suivantes peuvent être posées :

- Quel est le fonctionnement du mécanisme d'actionnement du contact ? Quel est son rôle dans la dynamique locale du contact ?
- Quelles sont les contraintes et les énergies mises en jeu dans le contact lors de l'application de la dynamique locale du contact ?
- Est-ce que la modification de la géométrie du contact est en mesure de moduler les contraintes et les énergies mises en jeu dans le contact ?
- Comment les 1^{ers} corps se dégradent dans le contact en fonction de leur composition ?
- Quel est le rôle du 3^e corps dans le contact ?
- Quelles sont les conditions de formation du 3^e corps ?
- Dans quelles conditions est-il protecteur ?
- Comment favoriser la formation d'un 3^e corps protecteur ?

Ce questionnement doit être mis en place pour comprendre la dégradation des contacts secs. Cette liste de questions n'est pas exhaustive et constitue une trame qui doit être complétée en fonction des problématiques traitées. Dans le cadre de l'étude du contact siège-soupape, ces questions sont analysées à travers une approche numérique et expérimentale. La Figure 93 résume le processus suivi pour étudier le triplet tribologique en associant les outils choisis à chaque étape. Cette démarche a permis de proposer dans la suite de ce chapitre des solutions directement applicables pour limiter ou prévenir la dégradation excessive du contact. C'est également une base de réflexion pour d'autres solutions qui n'ont cependant pas pu être traitées dans le corps de cette thèse.

Conclusions et perspectives

En tribologie et plus particulièrement dans le cas des contacts secs, l'objectif est de contrôler l'usure ce qui était le cas ici avec le contrôle de l'usure du contact siège-soupape. Contrairement aux idées reçues, il existe peu de connaissances portant sur le contact siège-soupape du fait de son extrême inaccessibilité au sein du moteur. Pour acquérir suffisamment de connaissances afin de répondre aux questions posées dans le cadre de cette thèse, il a été choisi d'explorer la problématique de la façon la plus large possible. Ce choix présente le principal avantage de ne pas écarter de solutions pour le contrôle de l'usure, mais a pour inconvénient de ne pas permettre l'étude poussée de chacun des points d'intérêts mis en évidence.

Pour analyser la problématique dans son ensemble, il faut commencer par étudier l'historique lié au contact. Il faut savoir si le problème s'est déjà présenté et si oui, à quelle occasion et de quelle manière il a été résolu. Ensuite, le travail consiste à déterminer la dynamique du système pour comprendre comment les sollicitations vont conditionner la réponse locale du contact. Dans le même temps, l'étude de l'environnement permet la prise en considération de potentielles interactions qui peuvent intervenir entre le milieu et le contact. Cette étape est essentielle, car l'environnement au même titre que le mécanisme d'actionnement conditionne la vie du contact. Ensuite, le contrôle de la réponse mécanique des composants couplé avec l'analyse des équations de conservation de la matière permettent la compréhension globale des mécanismes d'usure. Il devient ainsi possible de trouver les solutions les plus adaptées pour optimiser la durabilité du contact.

L'étude dynamique du système de culbuterie a permis la mise en évidence des imprécisions concernant le mouvement de la soupape du fait des jeux et des différentes tolérances d'usinage. La double approche numérique via le modèle corps rigides et expérimentale avec l'utilisation d'un banc de culbuterie, a permis de définir la dynamique de la soupape en 7 étapes. La position ouverte de la soupape (étape 1) permet le passage des gaz nécessaires à la combustion. Pour fermer le contact, la soupape subit une dynamique d'impact sur le siège (étape 2). Dans la littérature, celle-ci est présentée comme la plus critique pour le contact. Il a cependant été montré que ce n'est pas l'impact à proprement parler qui est en cause dans la mise en place des mécanismes d'usure, mais le glissement qui en résulte. Ce glissement (étape 3) engendre une consommation du 3^e corps et en l'absence de celui-ci une dégradation du siège. Le glissement est suivi par une phase stationnaire (étape 4) durant laquelle la soupape est supposée immobile. Pratiquement, en l'absence de pression dans la chambre de combustion lors de l'évacuation des gaz d'échappement, la soupape d'admission est sujette à l'excitation du ressort. Ensuite, la pression de combustion induit une déformation de la soupape et du siège (étape 5). Finalement, l'ouverture de la soupape (étape 6) induit un glissement additionnel. A l'ensemble de ces 6 étapes de la vie du contact, s'ajoute une 7^e étape. Il s'agit de la rotation de la soupape sur elle-même. Celle-ci est dépendante de la géométrie des composants utilisés et de la vitesse de rotation de l'arbre à cames. Le nombre important de paramètres (géométrie, combustion...) contrôlant la rotation de la soupape rend son occurrence aléatoire induisant de la sorte de la variabilité sur le comportement tribologique du contact. Pour limiter cette fluctuation aléatoire, la solution la plus adaptée d'un point de vue tribologique est la suppression de la rotation, quel que soit le régime moteur.

A partir de l'analyse dynamique du système d'actionnement, il a été possible d'étudier le comportement mécanique local de l'interface entre le siège et la soupape. Pour ce faire, un modèle éléments finis a été utilisé dans différentes conditions. Mécaniquement, c'est la phase de combustion qui s'est révélée la plus contraignante en comparaison avec l'impact³³. Les calculs issus du modèle numérique ont remis en cause la littérature qui argumentait le fait que l'impact était la phase qui était mécaniquement la plus critique. Pour réduire les niveaux de contraintes dans le contact, la modification de l'angle a été mise en place. Au niveau de l'admission, l'angle utilisé est de 35° alors que le modèle numérique donne une valeur optimale de 25° pour limiter les contraintes. Finalement, ce sont les erreurs géométriques par rapport aux spécifications sur plan qui se sont révélées problématiques. La définition de la géométrie de la soupape et du siège est réalisée sans prendre en considération des dilatations thermiques dans le moteur, ce qui a pour conséquence la concentration des contraintes dans des zones non prévues pour subir un contact.

³³ Energie dissipée par friction de 38 mJ pour la pression de combustion de 180 bars contre 3,5 mJ pour une vitesse de dépose de 1200 mm/s

Le défaut d'alignement entre le siège et le guide de soupape a également pour conséquence la localisation des contraintes sur une zone restreinte de la portée de la soupape entraînant de la sorte une potentielle augmentation des niveaux de dégradation. Les éléments abordés de ce chapitre ont permis de quantifier les sollicitations mécaniques locales mais ne permettent pas la compréhension des mécanismes d'usure mis en jeu. Ainsi, la suite de cette thèse a consisté à analyser le comportement du 3^e corps pour comprendre les mécanismes de dégradation.

La compréhension de la vie du 3^e corps a donné lieu dans un premier temps à la description du circuit tribologique qui se base sur les équations de circulation et de conservation de la matière. Dans le cadre du travail proposé, la solution la plus adaptée pour accéder à une échelle suffisamment fine pour qualifier les débits est l'utilisation d'un microscope optique et d'un microscope électronique à balayage. Les observations des faciès des soupapes et des sièges ont été facilitées par la mise en place de marqueurs spécifiques (indentations) qui servent d'indicateurs d'arrachement de matière, de réservoirs à 3^e corps et d'indicateurs d'extrusion de matière dans le contact. Pour cela, trois types d'essais ont été mis à profit. Le premier consiste en l'analyse des échantillons issus des essais de durabilité réalisés en cellule au sein de la société Renault Trucks. La méthodologie mise en place avant le début de la thèse qui consistait à récupérer des échantillons « anormaux » ayant subi les dégradations les plus importantes n'a pas permis la compréhension des mécanismes de dégradation. Même en utilisant des échantillons « normaux » sans dégradation importante, la grande variété des régimes moteur utilisés dans ce type de test rend difficilement compréhensibles les mécanismes de dégradation du contact. Pour pallier à cette limite, des essais courts (2h) dans des conditions de fonctionnement constantes ont été mis en place. Ces échantillons ont permis d'identifier le siège comme le site d'accommodation préférentiel et cela quelles que soient les conditions choisies. Le mode d'accommodation s'est révélé être un écoulement plastique et directionnel de la matrice du siège.

Pour finaliser l'identification des mécanismes de formation du 3^e corps, un actionneur 6 axes nommé le « Cube » a été spécialement adapté. Celui-ci permet de reproduire la dynamique d'impact de la soupape sur le siège suivi par l'application de la pression de combustion. L'actionnement de la soupape se fait dans des conditions environnementales pouvant faire intervenir l'huile moteur et le carburant, ce qui n'était pas le cas dans les travaux de la littérature. Les analyses réalisées sur les échantillons issus de ce banc d'essais ont permis de montrer qu'en l'absence d'apports de matière depuis l'extérieur du contact, la composition du matériau du siège ne permettait pas la mise en place d'un 3^e corps protecteur. Dans le cas d'une recirculation de gaz via l'EGR³⁴, les hydrocarbures imbrûlés, ne participent à la formation du 3^e corps, que dans de faibles proportions et dans des conditions de suralimentation en carburant ce qui n'est pratiquement jamais le cas sur des véhicules en service. Le débit externe qui permet de supprimer la dégradation du siège est l'huile, qui sous l'effet combiné de la température et de la pression de contact forme un 3^e corps couvrant et protecteur. L'influence des différentes compositions d'huile serait à étudier dans le détail. Sur la base de la compréhension des mécanismes de la formation du 3^e corps dans des conditions modèles, l'exemple du moteur carburant au biodiesel a été analysé. Avec ce carburant, la formation d'un 3^e corps protecteur est permise par l'apport d'une quantité importante d'hydrocarbures imbrûlés issus de la mauvaise combustion. Le carburant à forte teneur en soufre serait également à étudier pour déterminer son influence sur les mécanismes de formation du 3^e corps.

Avec l'ensemble des informations « récoltées », il est maintenant possible de déterminer l'influence des différents paramètres sur la dégradation du siège. En l'absence de sources de matière depuis l'extérieur du contact les paramètres suivants classés par importance décroissante induisent l'augmentation de la dégradation : augmentation de la pression de combustion, localisation des contraintes induites par les aberrations géométriques et augmentation de la vitesse d'impact. Pour réduire l'usure, il faut limiter le débit issu du siège qui était le débit source. Pour ce faire, il est possible de réduire l'angle du contact (de 35° à 25°) ce qui limite le cisaillement à l'interface. Une autre solution serait d'augmenter la température pour que le lubrifiant solide contenu dans le siège franchisse sa température de transition ductile-fragile et participe de la sorte à un débit interne favorable à la formation d'un 3^e corps protecteur. Pratiquement cette solution n'est pas réalisable car la température est fixée par la combustion. Il est à noter que les effets d'un paramètre peuvent être diamétralement différents en fonction de l'environnement dans lequel fonctionne

³⁴ Exhaust Gas Recirculation

le contact. Par exemple, lorsque de l'huile est apportée dans le contact, l'augmentation de la pression de combustion favorise la formation d'un 3^e corps couvrant en retenant les additifs de l'huile brûlée sur les surfaces.

Du fait de l'étendue et de la complexité du sujet portant sur le contrôle de l'usure du contact siège-soupape, il n'a pas été possible de répondre à toutes les questions posées. Par conséquent, ce sujet de thèse constitue une ébauche qui a permis de mettre en évidence de manière argumentée les paramètres qui ont une influence sur l'usure du contact. Pour poursuivre le travail débuté, les 4 axes suivants pourront être explorés :

- Contrôle de la formation d'un 3^e corps protecteur avec la modification des matériaux des 1^{ers} corps. Cela pourra être réalisé en utilisant le banc d'essais adapté spécialement durant cette thèse (le «Cube») et grâce à des validations sur moteur.
- Contrôle de la dynamique de la soupape en réalisant la métrologie complète de la culbuterie pour comprendre le rôle de la géométrie du système actuel. Et d'une manière exploratoire, évaluer l'intérêt de la mise en place d'actionneurs mono axiaux pour l'ouverture des soupapes.
- Amélioration du modèle éléments finis pour prendre en compte un maximum de paramètres (la déformée thermique de la culasse, la déformée induite par le serrage, *etc*).
- Utilisation du couplage entre DEM³⁵ et FEM³⁶ pour modéliser numériquement la formation du 3^e corps.

D'un point de vue pratique, le travail tribologique réalisé a permis d'apporter des réponses industrielles rapides comme par exemple des réponses à l'enjeu économique avec :

L'augmentation de la durée de vie du contact siège-soupape, la proposition de modification du matériau du siège d'admission par une composition moins onéreuse et tout aussi efficace, la limitation de certaines étapes coûteuses du processus de fabrication (contrôle visuel des sièges et nitruration des soupapes), la mise en place d'une méthodologie faisant intervenir des essais de courte durée pour la compréhension des mécanismes de dégradation plutôt que des essais d'une durée importante et la limitation des aspects aléatoires dans la vie du contact permettant à terme de limiter les destructions ponctuelles des sièges et des soupapes.

Ces réponses économiques se sont faites en considérant également l'aspect environnemental de la problématique avec par exemple :

La compréhension des mécanismes de dégradation du contact siège-soupape qui a permis de limiter l'usure dans des conditions variées de fonctionnement ce qui rend possible la modification de la combustion. Cela est nécessaire pour réduire la pollution engendrée par les moteurs diesel. L'imprégnation localisée de l'huile dans le siège permettra de protéger le contact sans le recourt aux écoulements non contrôlés d'huile qui interviennent le long de la tige de soupape limitant ainsi une source d'huile brûlée rejetée dans l'atmosphère.

Ce sujet de thèse a permis d'apporter des réponses techniques et concrètes pour le contrôle de l'usure d'un contact sec. Au-delà de ces considérations techniques, le travail réalisé détaille les grandes étapes de formulation d'une enquête tribologique. Il en ressort les limites que cela implique pour une application systématique dans le milieu industriel.

La tribologie des contacts non lubrifiés contrairement à la tribologie des contacts lubrifiés éprouve encore des difficultés à fournir des critères analytiques pour décrire le comportement local du contact ce qui est un frein à sa diffusion. Malgré cela, elle permet d'apporter des réponses en adaptant, à des cas concrets, des concepts généraux tels que le circuit tribologique. Pour ce faire, les trois phases essentielles pour l'utilisation de la tribologie sont listées ci-dessous et mises en regard avec l'organisation de l'industrie pour amorcer une discussion sur les leviers qui pourraient faciliter sa diffusion :

- Pour aborder la problématique du contact sec la centralisation de l'ensemble des connaissances portant sur le sujet d'étude est indispensable. Cela permet d'avoir dès le départ une vue globale sur les potentielles

³⁵ Discrete Element Method

³⁶ Finite Element Method

interactions qui existent entre les différents paramètres. Dans l'industrie, la séparation des compétences peut rendre difficile la centralisation du savoir et le partage des informations.

- Pour poursuivre l'expertise, il est nécessaire d'acquérir une connaissance tribologique des concepts de base des contacts secs. Cependant pour l'instant, ceux-ci ne peuvent pas être transmis à la manière d'un théorème mathématique et s'acquièrent davantage comme un savoir-faire par le biais de l'apprentissage sur des cas concrets. Ce moyen de transmission du savoir prend du temps. Or, en entreprise, le temps correspond à une variable qui est assignée à des tâches (Lean management, méthode de gestion Agile) ainsi l'apprentissage de connaissances n'est pas immédiatement quantifiable et le temps dédié à cette étape essentielle peut, dans certain cas, être limité.
- Finalement, ce savoir tribologique doit être transmis pour qu'il s'améliore au fil du temps. Ainsi, pour que la tribologie soit la plus efficace possible, la question des moyens de transmission du savoir doit être abordée dès le début des projets scientifiques.

Pour s'affranchir de ces limitations à la diffusion de la tribologie, l'industrie et les laboratoires de recherche, collaborent activement ce qui permet la résolution sur le long terme de problématiques complexes. Pratiquement pour que ces projets soit un succès, le laboratoire de recherche met en place une démarche scientifique qui s'adapte à la problématique du partenaire privé afin de lui apporter des réponses pragmatiques. De son côté, l'entreprise propose des projets dont l'objectif est de répondre à des questions sur le long terme (par exemple 3 ans pour une thèse) ce qui permet une meilleure compréhension. C'est ce mode de fonctionnement qui a permis dans le cadre de cette thèse d'obtenir des résultats scientifiques applicables industriellement.

Bibliographie

- [1] H. Bareau, 'La pollution de l'air extérieur'. ADEME, 01-May-2015.
- [2] M. HIRUMA and S. FURUHAMA, 'A Study on Valve Recession Caused by Non-leaded Gasoline: Measurement by means of RI', *Bulletin of JSME*, vol. 21, no. 151, pp. 147–160, 1978.
- [3] G. A. Schoonveld, R. K. Riley, S. P. Thomas, and S. Schiff, 'Exhaust valve recession with low-lead gasolines', SAE Technical Paper, 1986.
- [4] D. Godfrey and R. L. Courtney, 'Investigation of the mechanism of exhaust valve seat wear in engines run on unleaded gasoline', SAE Technical Paper, 1971.
- [5] A. L. Nichols, 'Lead in gasoline', *Economic Analyses at EPA: Assessing Regulatory Impact*, vol. 49, 1997.
- [6] A. Fujiki and M. Kano, 'New PM valve seat insert materials for high performance engines', SAE Technical Paper, 1992.
- [7] P. L. Barlow, 'The lead ban, lead replacement petrol, and the potential for engine damage', *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 51, no. 3, pp. 128–138, 1999.
- [8] E. P. Becker, 'Trends in tribological materials and engine technology', *Tribology International*, vol. 37, no. 7, pp. 569–575, 2004.
- [9] W. Giles, 'Valve problems with lead free gasoline', SAE Technical Paper, 1971.
- [10] A. Ferrari, F. Paolicelli, and P. Pizzo, 'The new-generation of solenoid injectors equipped with pressure-balanced pilot valves for energy saving and dynamic response improvement', *Applied Energy*, vol. 151, pp. 367–376, Aug. 2015.
- [11] W. R. Pyle and N. R. Smrcka, 'The Effect of Lubricating Oil Additives on Valve Recession in Stationary Gaseous-Fueled Four-Cycle Engines', 1993.
- [12] R. C. Hutcheson, 'Valve Seat Recession-An Independent Review of Existing Data', SAE Technical Paper, 2000.
- [13] S. Mulqueen, M. W. Vincent, and C. Mulcare, 'Development of a high performance anti-wear additive providing protection against valve seat recession combined with octane enhancement in treated fuel', SAE Technical Paper, 2000.
- [14] P. Forsberg, F. Gustavsson, P. Hollman, and S. Jacobson, 'Comparison and analysis of protective tribofilms found on heavy duty exhaust valves from field service and made in a test rig', *Wear*, vol. 302, no. 1–2, pp. 1351–1359, Apr. 2013.
- [15] P. Forsberg, R. Elo, and S. Jacobson, 'The importance of oil and particle flow for exhaust valve wear – An experimental study', *Tribology International*, vol. 69, pp. 176–183, Jan. 2014.
- [16] P. Tornehed, *Particulate emissions associated with diesel engine oil consumption*. Stockholm: KTH, 2010.
- [17] 'Normes euros d'émissions de polluants pour les véhicules lourds - Véhicules propres'. [Online]. Available: /normes-euros-demissions-polluants-vehicules-lourds-vehicules-propres. [Accessed: 07-Feb-2018].
- [18] S. L. Narasimhan, J. M. Larson, and E. P. Whelan, 'Wear characterization of new nickel-base alloys for internal combustion engine valve seat applications', *Wear*, vol. 74, no. 2, pp. 213–227, Dec. 1981.
- [19] D. Pierce *et al.*, 'High temperature materials for heavy duty diesel engines: Historical and future trends', *Progress in Materials Science*, vol. 103, pp. 109–179, Jun. 2019.
- [20] S. Sinharoy and S. L. Narasimhan, 'Oxidation Behavior of Two Nickel-Base Superalloys Used as Elevated Temperature Valves in Spark Ignited Engines and Diesel Exhaust Recirculation (EGR) Applications', in *Superalloys 2004 (Tenth International Symposium)*, 2004, pp. 623–626.
- [21] T. Ootani, N. Yahata, A. Fujiki, and A. Ehira, 'Impact wear characteristics of engine valve and valve seat insert materials at high temperature (impact wear tests of austenitic heat-resistant steel SUH36 against Fe-base sintered alloy using plane specimens)', *Wear*, vol. 188, no. 1–2, pp. 175–184, Sep. 1995.
- [22] Y. S. Wang, S. Narasimhan, J. M. Larson, J. E. Larson, and G. C. Barber, 'The effect of operating conditions on heavy duty engine valve seat wear', *Wear*, vol. 201, no. 1, pp. 15–25, Dec. 1996.
- [23] R. Zhao, G. C. Barber, Y. S. Wang, and J. E. Larson, 'Wear Mechanism Analysis of Engine Exhaust Valve Seats with a Laboratory Simulator', *Tribology Transactions*, vol. 40, no. 2, pp. 209–218, Jan. 1997.

- [24] X. Liang, G. Strong, D. Eickmeyer, and K. Myers, 'A new wear tester to determine valve seat insert wear resistance', SAE Technical Paper, 1999.
- [25] M. Badami and F. Marino, 'Fatigue tests of un-HIP'ed γ -TiAl engine valves for motorcycles', *International Journal of Fatigue*, vol. 28, no. 7, pp. 722–732, Jul. 2006.
- [26] K. J. Chun and J. S. Hong, 'Comparison of the wear exerted on engine valves and seat inserts under various speeds and mileages', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, no. 12, pp. 1783–1791, Jan. 2006.
- [27] L. A. B. Mascarenhas, J. de O. Gomes, A. T. Portela, and C. V. Ferreira, 'Reducing the Development Life Cycle of Automotive Valves and Seat Valves Using a New Workbench for High Temperature Wear Testing', *Procedia CIRP*, vol. 29, pp. 833–838, 2015.
- [28] C. G. Scott, A. T. Riga, and H. Hong, 'The erosion-corrosion of nickel-base diesel engine exhaust valves', p. 10, *Wear*, 1998.
- [29] P. A. Lakshminarayanan, N. Nayak, Y. Aghav, and A. D. Dani, 'Solving Inlet Valve Seat Wear Problem in High BMEP Engines', presented at the SIAT 2001, 2001.
- [30] L. Ara, G. A. De Paula, and others, 'Investigations of Valve Recession Mechanism in Flex Fuel Engines', SAE Technical Paper, 2011.
- [31] M. I. Khan, M. A. Khan, and A. Shakoor, 'A failure analysis of the exhaust valve from a heavy duty natural gas engine', *Engineering Failure Analysis*, vol. 85, pp. 77–88, Mar. 2018.
- [32] J. Xie, Y. Zhou, and M. Tian, 'Study on Continuing Airworthiness of Reciprocating Aeroengine about Valve Sticking and Valve Breakage', *Procedia Engineering*, vol. 80, pp. 445–455, 2014.
- [33] A. Rivola, M. Troncosi, G. Dalpiaz, and A. Carlini, 'Elastodynamic analysis of the desmodromic valve train of a racing motorbike engine by means of a combined lumped/finite element model', *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 21, no. 2, pp. 735–760, Feb. 2007.
- [34] L. P. Boggupalli, 'Investigations on Valve recession of a commercial vehicle engine', *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, vol. 6, no. 2013-01-9019, pp. 575–581, 2013.
- [35] F. Zenklusen, A. Cardona, C. D. Luengo, F. Cavalieri, and J. Risso, 'Numerical and experimental stress analysis of an internal combustion engine valve during the closing event', p. 9, *SAE paper*, 2012.
- [36] M. Y. Ali *et al.*, 'Effect of Valvetrain Components Misalignment on Valve and Guide Interactions in Automotive Engines', *SAE International Journal of Engines*, vol. 10, no. 2, pp. 668–679, Mar. 2017.
- [37] L. P. Boggupalli, 'Investigations on Valve Recession of a Commercial Vehicle Engine', *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, vol. 6, no. 2, pp. 575–581, Oct. 2013.
- [38] K. Goudarzi, A. Moosaei, and M. Gharaati, 'Applying artificial neural networks (ANN) to the estimation of thermal contact conductance in the exhaust valve of internal combustion engine', *Applied Thermal Engineering*, vol. 87, pp. 688–697, Aug. 2015.
- [39] M. I. Karamangil, A. Avci, and H. Bilal, 'Investigation of the effect of different carbon film thickness on the exhaust valve', *Heat and Mass Transfer*, vol. 44, no. 5, pp. 587–598, Mar. 2008.
- [40] A. Hornik, D. Jędrusik, and K. Wilk, 'Unsteady state heat flow in the exhaust valve in turbocharged Diesel engine covered by the layer of the carbon deposit', *Archives of Materials Science and Engineering*, vol. 54, no. 2, pp. 68–77, 2012.
- [41] L. Witek, 'Failure and thermo-mechanical stress analysis of the exhaust valve of diesel engine', *Engineering Failure Analysis*, vol. 66, pp. 154–165, Aug. 2016.
- [42] M. Messaadi, G. Kermouche, and P. Kapsa, 'Numerical and experimental analysis of dynamic oblique impact: Effect of impact angle', *Wear*, vol. 332–333, pp. 1028–1034, May 2015.
- [43] D. Kesavan, V. Done, M. R. Sridhar, R. Billig, and D. Nelias, 'High temperature fretting wear prediction of exhaust valve material', *Tribology International*, vol. 100, pp. 280–286, Aug. 2016.
- [44] Le parlement européen et le conseil de l'union européenne, 'REACH en détail | REACH INFO', *service national d'assistance réglementaire REACH*. [Online]. Available: https://reach-info.ineris.fr/reach_en_detail. [Accessed: 15-Jul-2019].
- [45] R. Lewis, R. S. Dwyer-Joyce, and G. Josey, 'Investigation of Wear Mechanisms Occurring in Passenger Car Diesel Engine Inlet Valves and Seat Inserts', presented at the International Congress & Exposition, 1999.

- [46] R. Lewis and R. S. Dwyer-Joyce, 'An experimental approach to solving combustion engine valve and seat wear problems', in *Tribology Series*, vol. 39, Elsevier, 2001, pp. 629–640.
- [47] R. Lewis and R. S. Dwyer-Joyce, 'Wear of diesel engine inlet valves and seat inserts', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 216, no. 3, pp. 205–216, 2002.
- [48] P. Forsberg, P. Hollman, and S. Jacobson, 'Wear mechanism study of exhaust valve system in modern heavy duty combustion engines', *Wear*, vol. 271, no. 9–10, pp. 2477–2484, Jul. 2011.
- [49] P. Forsberg, 'Combustion valve wear: a tribological study of combustion valve sealing interfaces', Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala, 2013.
- [50] P. Forsberg, R. Elo, and S. Jacobson, 'The importance of oil and particle flow for exhaust valve wear – An experimental study', *Tribology International*, vol. 69, pp. 176–183, Jan. 2014.
- [51] P. Forsberg, D. Debord, and S. Jacobson, 'Quantification of combustion valve sealing interface sliding—A novel experimental technique and simulations', *Tribology International*, vol. 69, pp. 150–155, Jan. 2014.
- [52] R. Elo and S. Jacobson, 'Formation and breakdown of oil residue tribofilms protecting the valves of diesel engines', *Wear*, vol. 330–331, pp. 193–198, May 2015.
- [53] R. Elo, J. Heinrichs, and S. Jacobson, 'Wear protective capacity of tribofilms formed on combustion engine valves with different surface textures', *Wear*, vol. 376–377, pp. 1429–1436, Apr. 2017.
- [54] B. Geoffroy, 'Distribution à soupapes', *Techniques de l'ingénieur*. p. 42, 10-Nov-1995.
- [55] A. Ramalho *et al.*, 'Effect of temperatures up to 400°C on the impact-sliding of valve-seat contacts', *Wear*, vol. 267, no. 5–8, pp. 777–780, Jun. 2009.
- [56] T. Slatter, H. Taylor, R. Lewis, and P. King, 'The influence of laser hardening on wear in the valve and valve seat contact', *Wear*, vol. 267, no. 5–8, pp. 797–806, Jun. 2009.
- [57] J. Rolland, A. Saulot, and Y. Berthier, 'Experimental tribological analysis of the Swiss lever escapement', *Wear*, vol. 376–377, pp. 1418–1428, Apr. 2017.
- [58] L. Boulmane, 'Application des techniques implicites-explicites de la dynamique transitoire a la simulation numerique en mise en forme des metaux', thesis, Besançon, 1994.
- [59] J. O. Hallquist, G. L. Goudreau, and D. J. Benson, 'Sliding interfaces with contact-impact in large-scale Lagrangian computations', *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 51, no. 1–3, pp. 107–137, Sep. 1985.
- [60] M. Pletz, W. Daves, W. Yao, W. Kubin, and S. Scheriau, 'Multi-scale finite element modeling to describe rolling contact fatigue in a wheel–rail test rig', *Tribology International*, vol. 80, pp. 147–155, Dec. 2014.
- [61] F. Lévesque, S. Goudreau, L. Cloutier, and A. Cardou, 'Finite element model of the contact between a vibrating conductor and a suspension clamp', *Tribology International*, vol. 44, no. 9, pp. 1014–1023, Aug. 2011.
- [62] D. Perić and D. R. J. Owen, 'Computational model for 3-D contact problems with friction based on the penalty method', *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 35, no. 6, pp. 1289–1309, Oct. 1992.
- [63] A. L. Mohd Tobi, P. H. Shipway, and S. B. Leen, 'Finite element modelling of brittle fracture of thick coatings under normal and tangential loading', *Tribology International*, vol. 58, pp. 29–39, Feb. 2013.
- [64] W. Ling and H. K. Stolarski, 'On elasto-plastic finite element analysis of some frictional contact problems with large sliding', *Engineering Computations*, vol. 14, no. 5, pp. 558–580, Aug. 1997.
- [65] C. Meier, A. Popp, and W. A. Wall, 'A finite element approach for the line-to-line contact interaction of thin beams with arbitrary orientation', *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 308, pp. 377–413, Aug. 2016.
- [66] N. J. Carpenter, R. L. Taylor, and M. G. Katona, 'Lagrange constraints for transient finite element surface contact', *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 32, no. 1, pp. 103–128, Jul. 1991.
- [67] J. C. Simo and T. A. Laursen, 'An augmented lagrangian treatment of contact problems involving friction', *Computers & Structures*, vol. 42, no. 1, pp. 97–116, Jan. 1992.

- [68] M. Hirmand, M. Vahab, and A. R. Khoei, 'An augmented Lagrangian contact formulation for frictional discontinuities with the extended finite element method', *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 107, pp. 28–43, Dec. 2015.
- [69] T. Y. Chang, A. F. Saleeb, and S. C. Shyu, 'Finite element solutions of two-dimensional contact problems based on a consistent mixed formulation', *Computers & Structures*, vol. 27, no. 4, pp. 455–466, Jan. 1987.
- [70] M. Toumi, H. Chollet, and H. Yin, 'Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods', *Wear*, vol. 366–367, pp. 157–166, Nov. 2016.
- [71] H. Naghibi Beidokhti *et al.*, 'A comparison between dynamic implicit and explicit finite element simulations of the native knee joint', *Medical Engineering & Physics*, vol. 38, no. 10, pp. 1123–1130, Oct. 2016.
- [72] M. Godet, 'The third-body approach: a mechanical view of wear', *Wear*, vol. 100, no. 1–3, pp. 437–452, 1984.
- [73] G. Colas, A. Saulot, C. Godeau, Y. Michel, and Y. Berthier, 'Decrypting third body flows to solve dry lubrication issue – MoS₂ case study under ultrahigh vacuum', *Wear*, vol. 305, no. 1–2, pp. 192–204, Jul. 2013.
- [74] Y. Berthier, 'Experimental evidence for friction and wear modelling', *Wear*, vol. 139, no. 1, pp. 77–92, 1990.
- [75] A. Saulot, I. Iordanoff, C. Safon, and Y. Berthier, 'Numerical study of the wear flows in a plane contact', in *Tribology Series*, vol. 43, G. Dalmaz, A. A. Lubrecht, D. Dowson, and M. Priest, Eds. Elsevier, 2003, pp. 85–93.
- [76] C. Boher, 'Réponses aux sollicitations tribologiques d'oxydes métalliques et d'alliages ductiles: organisation de la déformation plastique dans les Transformées Tribologiques de Surface, conséquences sur le débit source de troisième corps', HDR, 2016.
- [77] F. Lai, S. Qu, R. Lewis, T. Slatter, W. Fu, and X. Li, 'The influence of ultrasonic surface rolling on the fatigue and wear properties of 23-8N engine valve steel', *International Journal of Fatigue*, vol. 125, pp. 299–313, Aug. 2019.
- [78] C. Rynio, H. Hattendorf, J. Klöwer, and G. Eggeler, 'The evolution of tribolayers during high temperature sliding wear', *Wear*, vol. 315, no. 1–2, pp. 1–10, Jul. 2014.
- [79] P. R. Wander, C. R. Altafini, A. L. Colombo, and S. C. Perera, 'Durability studies of mono-cylinder compression ignition engines operating with diesel, soy and castor oil methyl esters', *Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 3917–3923, Jun. 2011.
- [80] H. Czichos, S. Becker, and J. Lexow, 'Multilaboratory tribotesting: Results from the Versailles Advanced Materials and Standards programme on wear test methods', *Wear*, vol. 114, no. 1, pp. 109–130, Jan. 1987.
- [81] R. Charlery, 'Comportements sous sollicitations tribologiques d'un matériau énergétique: Recherche des conditions de contrôle de la sécurité de fabrication', PhD Thesis, Lyon, INSA, 2014.
- [82] J. Wüst and M. Fischer, 'Optical Measurement of the Valve Temperature', *Porsche Magazine*, p. 3, 2016.
- [83] B. Blampin, 'Lubrification par fluorure de calcium dans l'air et le gaz carbonique chauds', *Wear*, vol. 11, no. 6, pp. 431–459, Jun. 1968.
- [84] H. E. Sliney, 'Solid lubricant materials for high temperatures—a review', *Tribology International*, vol. 15, no. 5, pp. 303–315, Oct. 1982.
- [85] C. Dellacorte, 'Tribological composition optimization of chromium-carbide-based solid lubricant coatings for foil gas bearings at temperatures to 650 °C', *Surface and Coatings Technology*, vol. 36, no. 1, pp. 87–97, Dec. 1988.
- [86] G. H. Liu, R. Gras, and J. Blouet, 'Characterization of composite tribological coatings: composition, microstructure and mechanical properties', *Surface and Coatings Technology*, vol. 58, no. 3, pp. 199–203, Sep. 1993.
- [87] Y. Pauleau, 'Propriétés tribologiques de revêtements et couches minces anti-frottement à haute température', *Revue Générale de Thermique*, vol. 36, no. 3, pp. 192–208, Mar. 1997.
- [88] 'Biocarburants', *Ministère de la Transition écologique et solidaire*. [Online]. Available: /biocarburants. [Accessed: 22-Feb-2018].

- [89] E. Sadeghinezhad, S. N. Kazi, A. Badarudin, C. S. Oon, M. N. M. Zubir, and M. Mehrali, 'A comprehensive review of bio-diesel as alternative fuel for compression ignition engines', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 28, pp. 410–424, Dec. 2013.
- [90] A. Murugesan, C. Umarani, R. Subramanian, and N. Nedunchezian, 'Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines—A review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 3, pp. 653–662, Apr. 2009.
- [91] M. Balat and H. Balat, 'A critical review of bio-diesel as a vehicular fuel', *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 10, pp. 2727–2741, Oct. 2008.
- [92] P. McCarthy, M. G. Rasul, and S. Moazzem, 'Analysis and comparison of performance and emissions of an internal combustion engine fuelled with petroleum diesel and different bio-diesels', *Fuel*, vol. 90, no. 6, pp. 2147–2157, Jun. 2011.
- [93] J. Galle *et al.*, 'Failure of fuel injectors in a medium speed diesel engine operating on bio-oil', *Biomass and Bioenergy*, vol. 40, pp. 27–35, May 2012.
- [94] Z. Dimitrova, M. Tari, P. Lanusse, F. Aioun, and X. Moreau, 'Robust control for an electromagnetic actuator for a camless engine', *Mechatronics*, vol. 57, pp. 109–128, Feb. 2019.
- [95] L. Liu and S. Chang, 'Improvement of valve seating performance of engine's electromagnetic valvetrain', *Mechatronics*, vol. 21, no. 7, pp. 1234–1238, Oct. 2011.
- [96] P. Mercorelli and N. Werner, 'An Adaptive Resonance Regulator Design for Motion Control of Intake Valves in Camless Engine Systems', *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, no. 4, pp. 3413–3422, Apr. 2017.
- [97] W. Hoffmann and A. G. Stefanopoulou, 'Valve Position Tracking for Soft Landing of Electromechanical Camless Valvetrain', *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 34, no. 1, pp. 295–300, Mar. 2001.
- [98] K. Peterson, A. Stefanopoulou, Yan Wang, and Mohammad Haghgooie, 'Nonlinear Self-Tuning Control for Soft Landing of an Electromechanical Valve Actuator', *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 35, no. 2, pp. 191–196, Dec. 2002.
- [99] F. Ç. Bolat and S. Sivrioğlu, 'Active Vibration Suppression of a Flexible Blade Element Using Magnetorheological Layer Patch- Electromagnetic Actuator', p. 10, 2018.
- [100] F. C. Bolat and S. Sivrioğlu, 'Active Control of a Small-Scale Wind Turbine Blade Containing Magnetorheological Fluid', *Micromachines*, vol. 9, no. 2, p. 80, Feb. 2018.
- [101] Chun Tai, Tsu-Chin Tsao, and M. B. Levin, 'Adaptive nonlinear feedforward control of an electrohydraulic camless valvetrain', in *Proceedings of the 2000 American Control Conference. ACC (IEEE Cat. No.00CH36334)*, Chicago, IL, USA, 2000, pp. 1001–1005 vol.2.
- [102] P. K. Wong, L. M. Tam, and K. Li, 'Modeling and simulation of a dual-mode electrohydraulic fully variable valve train for four-stroke engines', *Int.J Automot. Technol.*, vol. 9, no. 5, pp. 509–521, Oct. 2008.
- [103] N. Werner, P. Mercorelli, U. Becker, H. Harndorf, and T. van Niekerk, 'Digital Control of a Camless Engine Using Lyapunov Approach with Backward Euler Approximation', *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 47, no. 3, pp. 5679–5684, 2014.
- [104] J. Zhao and R. J. Seethaler, 'A Fully Flexible Valve Actuation System for Internal Combustion Engines', *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, vol. 16, no. 2, pp. 361–370, Apr. 2011.
- [105] D. Cope and A. Wright, 'Electromagnetic Fully Flexible Valve Actuator', presented at the SAE 2006 World Congress & Exhibition, 2006, pp. 2006-01-0044.
- [106] P. Eyabi and G. Washington, 'Modeling and sensorless control of an electromagnetic valve actuator', *Mechatronics*, vol. 16, no. 3–4, pp. 159–175, Apr. 2006.
- [107] H. Ren and T. Wang, 'Development and modeling of an electromagnetic energy harvester from pressure fluctuations', *Mechatronics*, vol. 49, pp. 36–45, Feb. 2018.
- [108] M. Renouf, F. Massi, N. Fillot, and A. Saulot, 'Numerical tribology of a dry contact', *Tribology International*, vol. 44, no. 7, pp. 834–844, Jul. 2011.
- [109] M. Renouf, V.-H. Nhu, A. Saulot, and F. Massi, 'First-Body Versus Third-Body: Dialogue Between an Experiment and a Combined Discrete and Finite Element Approach', *J. Tribol.*, vol. 136, no. 2, pp. 021104-021104–9, Feb. 2014.

- [110] M. L. Neema and P. C. Pandey, 'The effect of magnetization on the wear of high speed steel tools', *Wear*, vol. 59, no. 2, pp. 355–362, Mar. 1980.
- [111] K. Kumagai, K. Suzuki, and O. Kamiya, 'Study on reduction in wear due to magnetization', *Wear*, vol. 162–164, pp. 196–201, Apr. 1993.
- [112] M. El Mansori, M. Schmitt, and D. Paulmier, 'Role of transferred layers in friction and wear for magnetized dry frictional applications', *Surface and Coatings Technology*, vol. 108–109, pp. 479–483, Oct. 1998.
- [113] H. Zaïdi, A. Senouci, and J. Frêne, 'Study of Magnetized Sliding Contact Nickel/Stainless Steel.', in *Tribology Series*, vol. 38, Elsevier, 2000, pp. 293–301.
- [114] H. Mishina, A. Hase, T. Nakase, and M. Dohi, 'Mechanism of surface magnetization by friction of ferromagnetic materials', *Journal of Applied Physics*, vol. 105, no. 9, p. 093911, May 2009.
- [115] Y.-P. Chang, J.-P. Yur, L.-M. Chu, H.-M. Chou, and Y.-C. Hwang, 'Effects of friction on tribo-magnetization mechanisms for self-mated iron pairs under dry friction condition', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 223, no. 6, pp. 859–869, Jun. 2009.
- [116] A. Hase and H. Mishina, 'Magnetization of friction surfaces and wear particles by tribological processes', *Wear*, vol. 268, no. 1–2, pp. 185–189, Jan. 2010.
- [117] K. Zhao, J. Fan, F. Gao, and Z. Hu, 'Research on tribo-magnetization phenomenon of ferromagnetic materials under dry reciprocating sliding', *Tribology International*, vol. 92, pp. 146–153, Dec. 2015.
- [118] A. Yu *et al.*, 'Influence of tribo-magnetization on wear debris trapping processes of textured dimples', *Tribology International*, vol. 121, pp. 84–93, May 2018.

Annexe

Annexe 1 : Teneur maximale en soufre des carburants dans le monde

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Annexe 6 : Gestion du contact avec le logiciel ADAMS

La notice d'utilisation décrit de manière complète les concepts utilisés pour définir un contact. Le paragraphe ci-dessous consiste en un résumé de la notice avec les descriptions les plus importantes. Pour plus de détails, l'utilisateur pourra se référer à la notice en ligne.

Le logiciel ADAMS permet de définir un contact tridimensionnel entre deux objets. Le logiciel modélise le contact comme une contrainte unilatérale, c'est-à-dire comme une force dont la valeur est nulle lorsqu'il n'y a pas de pénétration entre les géométries spécifiées. La force devient positive lorsqu'une pénétration existe entre les 2 géométries. La déclaration du contact prend en charge :

- Les contacts multiples,
- Le frottement dynamique,
- Le contact entre deux pièces définies tridimensionnellement.

Le logiciel est pourvu d'un module géométrique qui permet la détection des points de contact et du calcul des forces équivalentes liées à la dynamique au niveau de ces points de contact. Le vecteur force s'instaure par rapport à la normale déterminée au niveau du point de contact.

La gestion du contact permet de faire intervenir les effets dynamiques du frottement. Le modèle utilisé pour calculer la force lié au frottement est celui de Coulomb.

La définition du contact sous ADAMS fait intervenir un coefficient d'amortissement qui correspond à l'énergie que les pièces dissipent lors de l'impact. La valeur utilisée dans le modèle de culbuterie est celui recommandé dans le logiciel pour empêcher les rebonds. Cette limitation des rebonds est cohérente avec les observations réalisées grâce à la caméra rapide sur le banc culbuterie.

La pénétration maximale entre les deux pièces correspond à la profondeur à partir de laquelle le contact active l'amortissement total. Ainsi, les pièces ne peuvent plus continuer à s'imbriquer et l'ensemble de l'énergie est « dissipée » numériquement. De la même manière que pour le coefficient d'amortissement, la pénétration maximale est fixée selon les recommandations du logiciel.

Dynamique du contact

La dynamique du contact de la soupape fait intervenir les deux modes décrits dans la notice du logiciel à savoir les contacts intermittents et les contacts continus.

Le contact intermittent se caractérise par sa faible durée. Il correspond à la phase d'impact et la phase de levée dans le cadre de la vie de la soupape. La collision a pour conséquence la mise en place d'une impulsion qui vient solliciter les deux corps mis en jeu dans le contact. Adams donne une estimation de la force mise en jeu en estimant une profondeur d'interpénétration. Durant l'impact, la perte d'énergie est calculée à partir du coefficient d'amortissement. Le contact intermittent est caractérisé par deux phases distinctes. La première est la compression, durant laquelle les pièces continuent de s'approcher même après le contact. L'énergie cinétique des corps est convertie en énergie potentielle et en énergie de dissipation liée aux propriétés des matériaux du contact. Lorsque toute l'énergie cinétique est transformée, l'énergie potentielle stockée dans le matériau inverse le mouvement des pièces dans le contact. L'énergie potentielle est transformée à nouveau en dissipation d'énergie et en énergie cinétique. Ceci est la phase de rebond. Il est important de noter que les pertes d'énergie dues à la dissipation se produisent dans les deux phases.

Le contact continu est caractérisé par un contact pendant une période relativement longue. Les forces externes agissant entre les deux corps permettent de maintenir un contact continu. Le contact persistant est modélisé comme un amortisseur à ressort non linéaire, la rigidité modélise l'élasticité des surfaces de contact et l'amortissement modèle la dissipation d'énergie. Deux corps sont dits en contact permanent lorsque la vitesse de séparation, après un événement de collision, est proche de zéro. Les corps ne peuvent donc pas se séparer après le contact.

Calcul de la force normale

Le logiciel ADAMS propose un module de calcul de la force normale.

Le modèle fait intervenir la méthode des pénalités. Le contact entre des corps rigides nécessite théoriquement que les deux corps ne s'interpénètrent pas. Ceci correspond donc à une contrainte unilatérale (inégalité). La force de contact est la force associée à l'application de cette contrainte. Ces conditions de contrainte sont traitées, soit par introduction de multiplicateurs de Lagrange, soit par la méthode des pénalités.

Pour les problèmes de contact, cette dernière technique présente l'avantage d'être simple et efficace. Aucune équation ou variable supplémentaire n'est introduite. Cela est utile lors du traitement de contacts intermittents et de la gestion de l'algorithme de conditions actives et inactives associées à des contraintes unilatérales. De plus, la méthode des pénalités est facilement interprétée d'un point de vue physique. La valeur de la force de réaction au niveau du contact est égale au produit de la rigidité du matériau et de la pénétration entre les corps en contact. Le calcul est donc similaire à celui d'une force d'un ressort. L'inconvénient de la méthode des pénalités est la nécessité de définir un paramètre de pénalité approprié, à savoir la rigidité du matériau. Une valeur élevée de la rigidité du matériau entraîne des difficultés d'intégration.

Premièrement, l'impénétrabilité de deux corps en approche est mesurée avec une fonction d'écart g , où une valeur positive de g indique une pénétration. Ensuite, F_n correspond à la valeur de la force normale de contact. Une valeur positive indique une force de séparation entre les corps en contact.

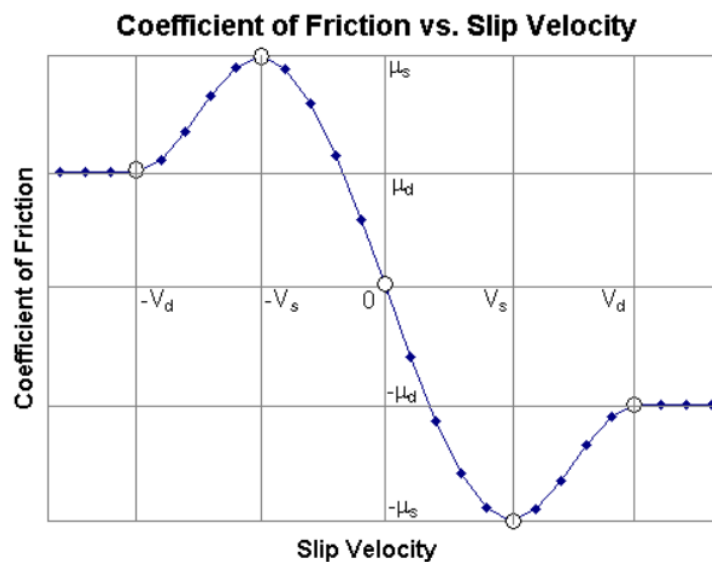
L'équation finale permettant le calcul de la force normale est donnée ci-dessous :

$$F_n = p \left(\frac{e+1}{2} \left(\frac{dg}{dt} \right) - \frac{h}{2} e \left(\frac{d^2g}{dt^2} \right) \right)$$

Avec p le paramètre de pénalité, e le coefficient de restitution, g la distance de pénétration et h le temps de l'incrément.

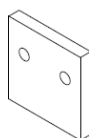
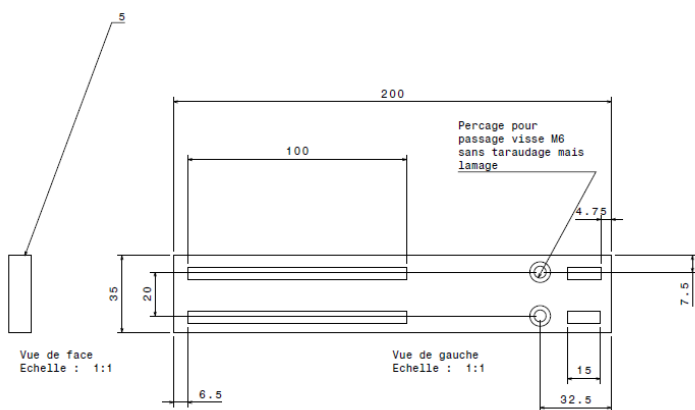
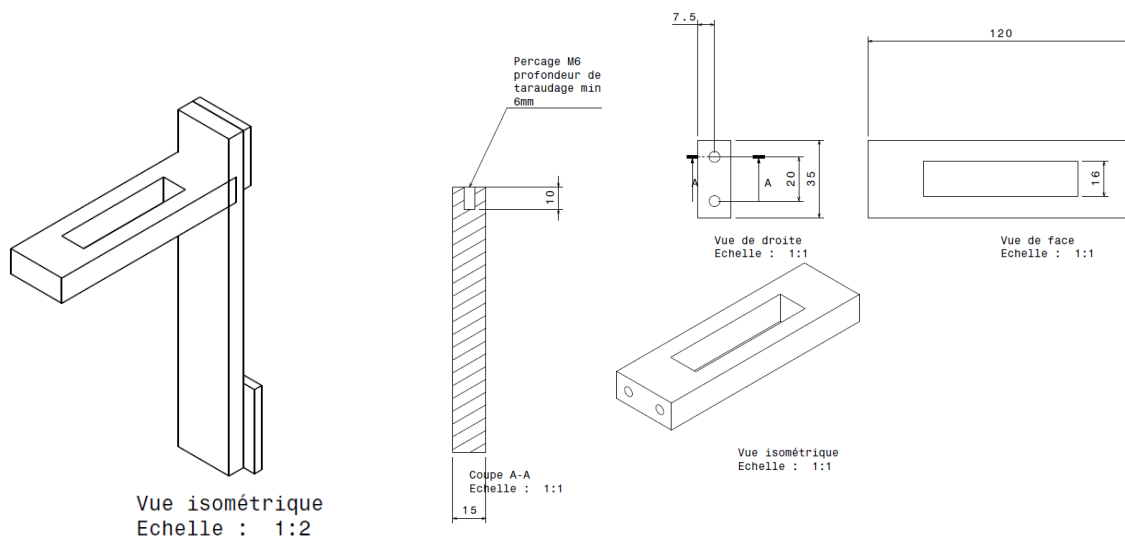
Calcul de la force induite par le frottement

L'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse est donnée dans la figure ci-dessous :

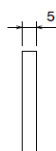


Avec V : la vitesse de glissement au point de contact, V_s : la vitesse de transition entre le régime statique et dynamique, V_d : la vitesse de transition entre le régime dynamique transitoire et le régime dynamique de frottement statique, μ_s : le coefficient de frottement statique et μ_d : le coefficient de frottement dynamique.

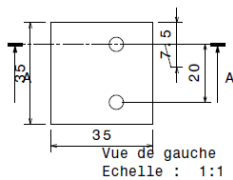
Annexe 7 : Plan du support pour les miroirs



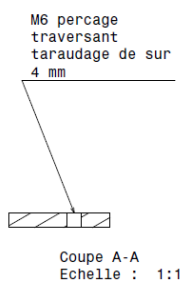
Vue isométrique
Echelle : 1:1



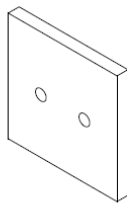
Vue de face
Echelle : 1:1



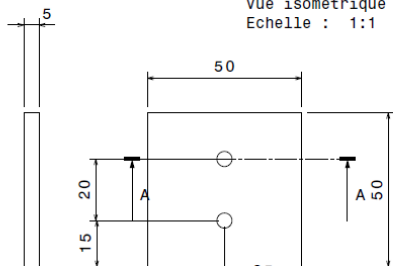
Vue de gauche
Echelle : 1:1



Coupe A-A
Echelle : 1:1

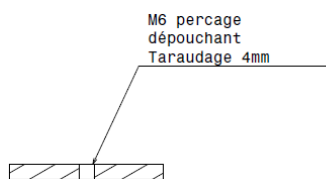


Vue isométrique
Echelle : 1:1



Vue de face
Echelle : 1:1

Vue de gauche
Echelle : 1:1



Coupe A-A
Echelle : 1:1

M6 percage
dépouchant
Taraudage 4mm

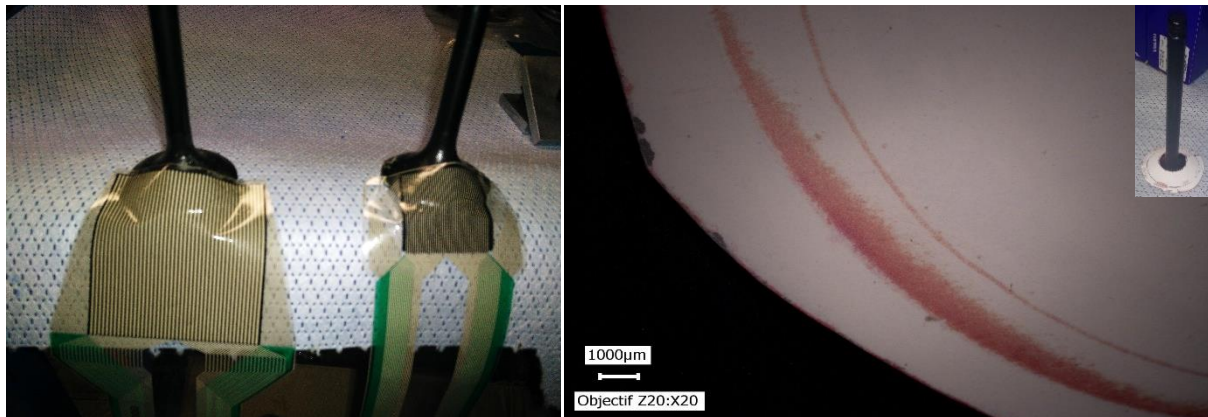
Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Annexe 9 : Mesure des pressions de contact lors de l'impact

La détermination de la pression de contact lors de l'impact doit permettre de quantifier l'influence de l'augmentation des vitesses de déposes sur le comportement du contact. Pour se faire, deux méthodes ont été utilisées. La première fait intervenir les capteurs Tekscan® constitués d'une matrice semi-conductrice dont la résistance varie en fonction de la pression locale. Cet outil permet la mesure dynamique des pressions. La seconde utilise le film Fujifi® pour caractériser la zone de contact activée.



Mesure des pressions de contact, #1 Matrice Tekscan, #2 Fujifilm

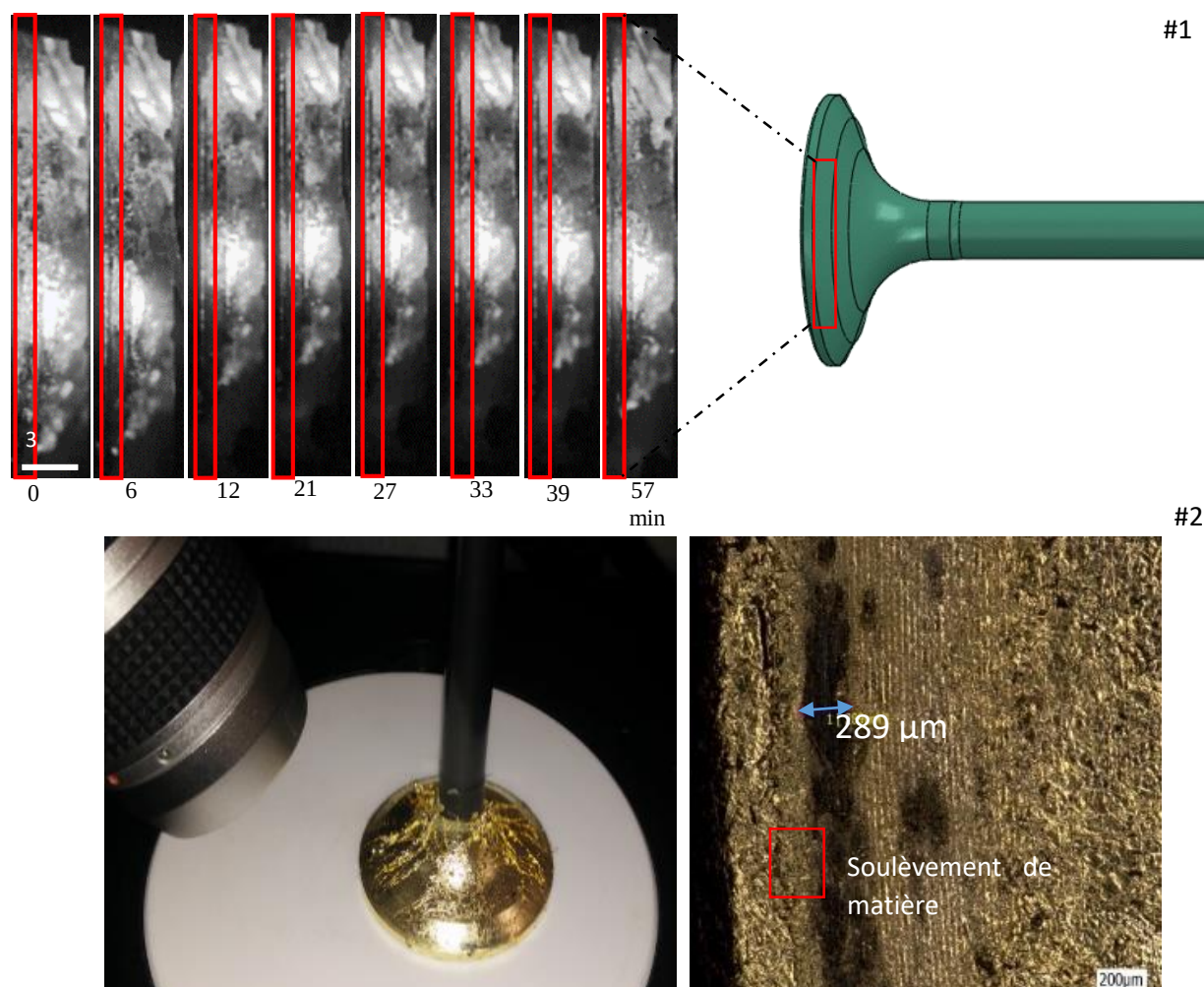
Dans les deux cas l'épaisseur du film est si importante que la mesure de la pression n'est pas représentative du contact mais de la raideur du film. De plus, dans le cas des capteurs tekscan, la matrice ne résiste pas à l'impact.

La mesure de pression par le biais de capteurs spécifiques n'est pas réaliste dans le cas de contacts sollicités de manière dynamique et locale.

Annexe 10 : Tentative de mesure de la longueur de glissement lors de l'impact sur le banc d'essais de culbuterie

Comme il est presque impossible de mesurer la longueur de contact, la soupape a été recouverte d'une couche d'or afin de qualifier la sollicitation de contact. La dégradation de la couche d'or permet d'avoir un suivi in situ de l'évolution du contact. Ensuite, les mesures ex-situ fournissent des informations sur le mouvement relatif de la soupape par rapport au siège. Les résultats ont souligné que la surface de contact ($289\text{ }\mu\text{m}$) est plus large que prévu ($80\text{ }\mu\text{m}$) à partir du RBM. Cela est dû à l'application d'au moins 200 impacts pour une mesure. De plus, le mouvement de la soupape dans le système de culbuterie induit un décalage aléatoire des différents impacts / glissements.

Les résultats issus de cette tentative de mesure des longueurs de glissement ne sont pas représentatifs de la réalité du contact siège-soupape. Ainsi, les résultats ne seront pas retenus pour dresser les conclusions de ce manuscrit.



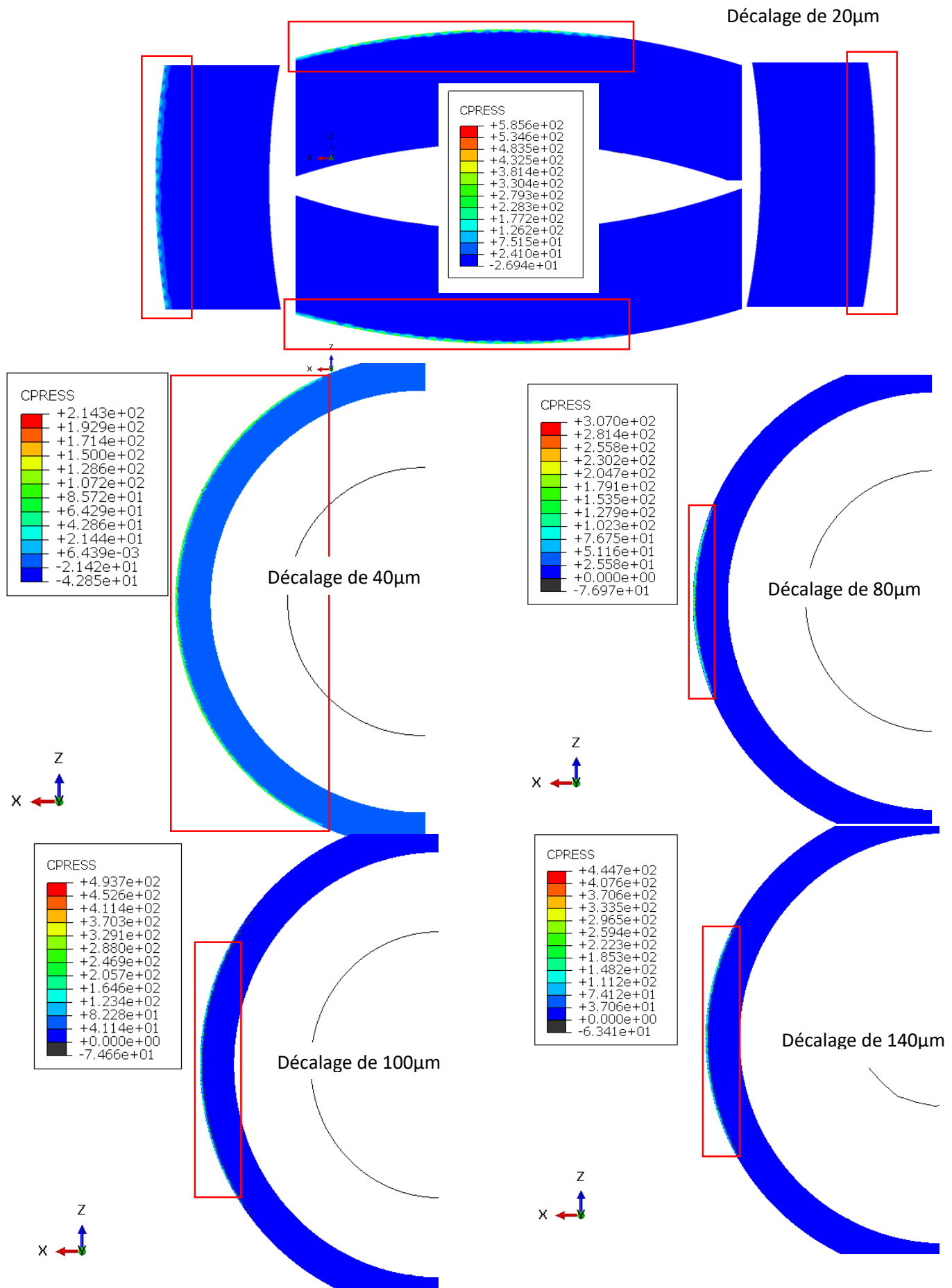
Mise en place de marqueurs (couche d'or) pour la visualisation de la zone de contact dans le cadre des essais sur banc culbuterie,
#1 : Suivi in situ de la dégradation de la couche d'or, #2 : Mesure de la largeur de la couche d'or dégradée après 200 impacts

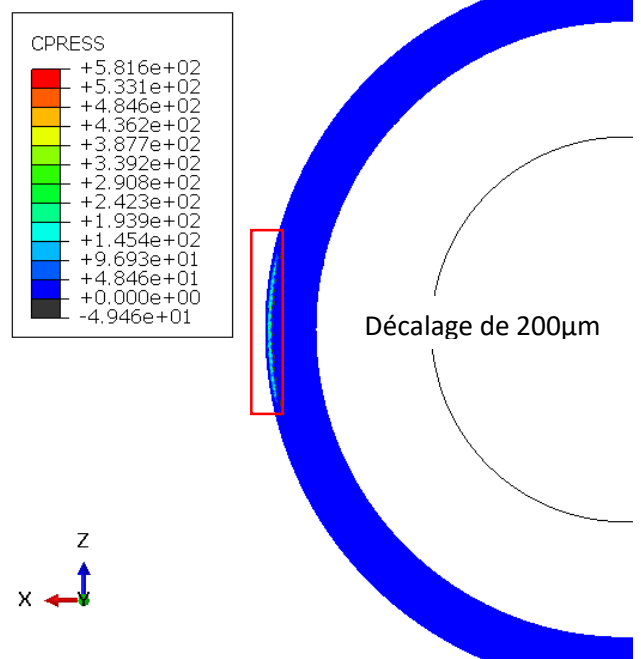
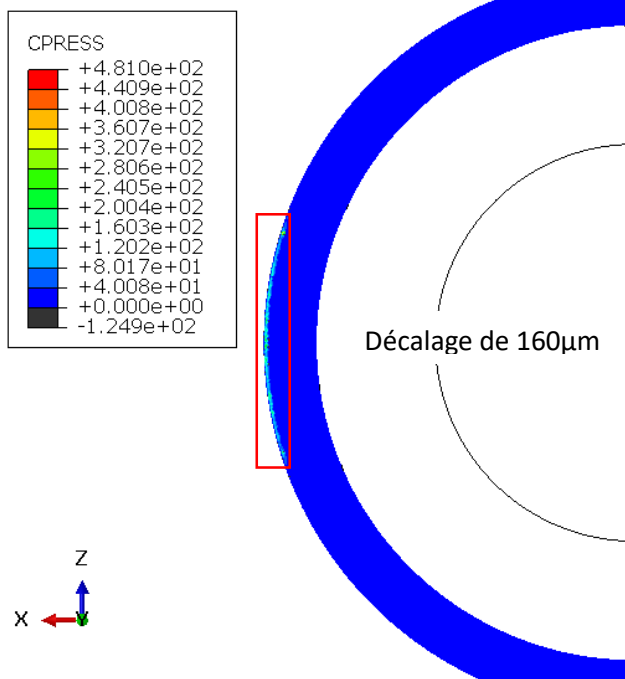
Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Annexe 13 : Zone de contact en fonction de la distance de décalage induite entre le siège et le guide





Annexe 14 : Indentation et visualisation au MEB des surfaces de contact

Contexte : Le contact siège-soupape permet l'admission et l'échappement de l'air au sein du moteur diesel. Un outil d'analyse de surface est mis en œuvre pour caractériser les mécanismes d'usure qui interviennent dans le contact. Pour ce faire, des filiations de dureté sont réalisées sur les surfaces de contact de la soupape ainsi que sur le siège.

Matériel : Les deux supports polymères issus de l'impression 3D, l'appareil de dureté de la plateforme de tp GM de MATEIS Figure , le MEB est celui de l'équipe TMI (Marque Oxford).



Figure 1 : indenteur

Procédure de montage :

- Placer la soupape ou le siège sous l'indenteur comme indiqué dans la Figure 2.

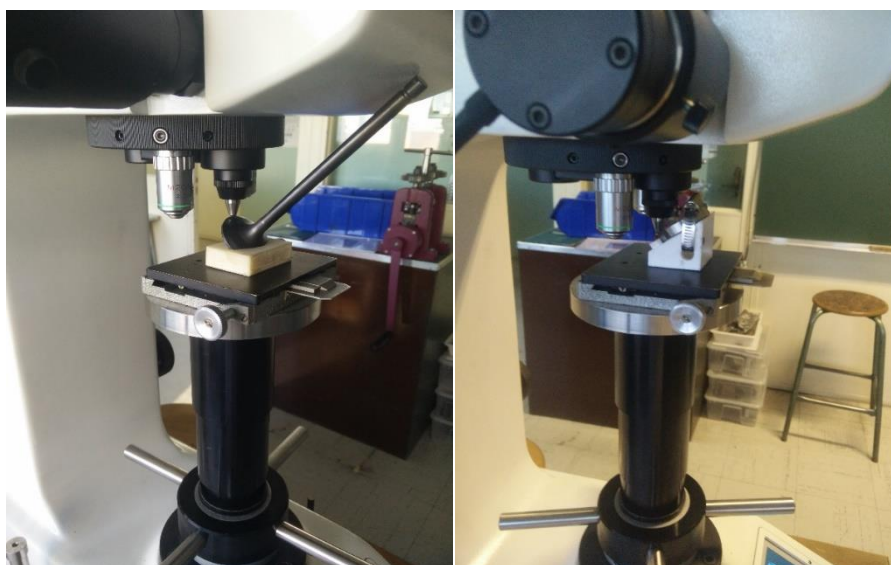


Figure 2 : Positionnement de la soupape et du siège pour la réalisation des filiations de dureté

- La charge choisie pour la soupape est HV10, celle pour le siège est HV5.
- Commencer par indenter le bas de la zone de contact en remontant tous les 0,5 mm comme indiqué dans la figure 3.

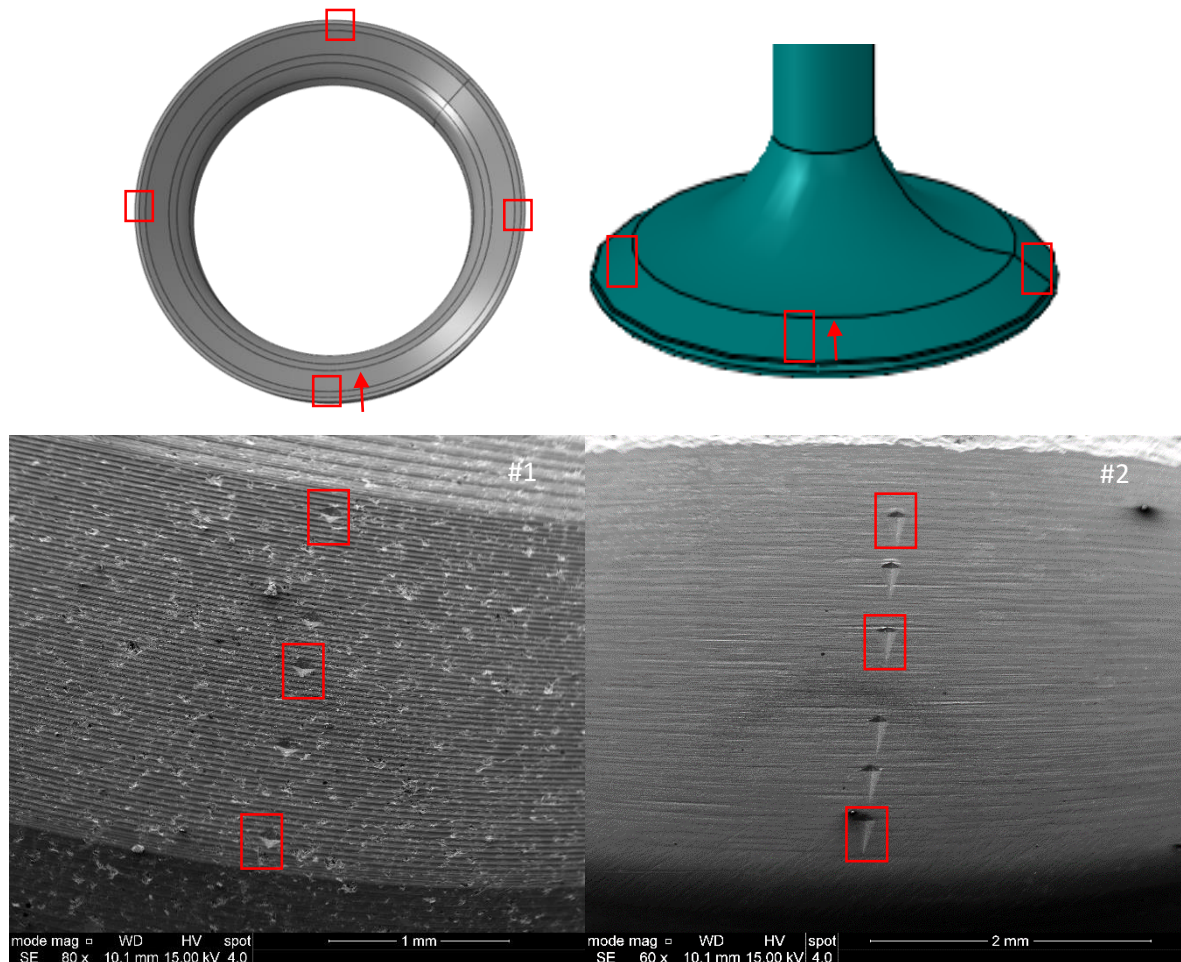


Figure 3 : #1 indentations sur la le siège // #2 indentions sur la soupape

Visualisation au MEB

Mesurer la diagonale des indentations avant et après essais. Afin de quantifier localement l'arrachement de matière.

Pour la visualisation au Microscope électronique à balayage (MEB), ne **SURTOUT PAS** nettoyer les échantillons après essais. Sans cette précaution, les éléments caractéristiques des mécanismes d'usure surfacique risquent d'être effacés.

Réglage du faisceau d'électrons

Se placer à une distance de travail (WD) de 10 mm, régler la largeur du faisceau sur la postions spot size 4 ; régler la tension d'accélération sur 12,5 keV.

Grossissement

Pour le siège utiliser un grossissement x80 pour la vue générale puis x600 et x1200 pour visualiser les traces d'indentation.

Pour la soupape, l'aire dédiée au contact est plus grande ainsi, il faut utiliser un grossissement plus faible pour faire l'image générale (ici x60). Pour les deux autres de forts grossissements, x600 et x1200 sont recommandés.

Positionnement des pièces

Placer le siège sur la platine du microscope et l'incliner de 4.5° pour mieux visualiser l'aire de contact. Se placer de telle sorte que le faisceau électrons secondaire puisse atteindre le détecteur avec la plus forte proportion. Mettre la platine à la position x = 0 mm et y = 0 mm comme point de départ.

Pour la soupape, il faut disposer d'une enceinte suffisamment grande pour pouvoir placer le porte échantillon dédié à cet effet. Mettre la platine en position $x = 0\text{mm}$ et $y = -55\text{ mm}$ avant de placer le porte-échantillon (positionnement du porte-échantillon de la soupape).



Analyse EDX

Utiliser la sonde EDX présente à cet effet, préférer les pointés EDX plutôt que les cartographies qui sont coûteuses en temps et finalement peu intéressantes. En fonction de l'équipement, préférer une tension d'accélération de 10 kV.

Confidentiel

Annexe 16 : Calcul des forces et vitesses admissibles pour l'utilisation des différents actionneurs piézo-électriques

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel

Confidentiel



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : CROZET

DATE de SOUTENANCE : 04/12/2019

Prénoms : Martial

TITRE : Analyse tribologique du contact siège-soupape d'un moteur diesel

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2019LYSEI106

Ecole doctorale : MEGA (Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique)

Spécialité : Génie mécanique

RESUME :

Au sein du moteur diesel, le contact siège-soupape est l'un des rares contacts secs. Cette absence de lubrification couplée avec la répétition des cycles de combustion et les conditions sévères de fonctionnement l'expose à des dégradations importantes. Celles-ci se matérialisent par des enlèvements de métal au niveau de la soupape d'admission, aboutissant à terme à des fuites de gaz et au dysfonctionnement du moteur.

Dans ce contexte, l'objectif est de comprendre les mécanismes de dégradation du contact d'admission, afin d'identifier les paramètres conditionnant l'usure et de proposer des solutions correctives. Pour y répondre, la démarche choisie s'appuyant sur les notions de triplet tribologique et de débit de matière au sein du contact a fait intervenir une double analyse numérique et expérimentale.

Un modèle dynamique et un banc de culbuterie ont permis de montrer que l'usure pouvait être activée par l'architecture du mécanisme d'actionnement. Par conséquent, la limitation des dégradations est obtenue par le contrôle de la géométrie « globale » du système et donc sans modification des matériaux. De la même manière, un modèle par éléments finis se focalisant sur la réponse locale des 1ers corps (siège-soupape) a permis de limiter le cisaillement ce qui réduit l'arrachement de particules et donc l'usure.

Enfin, des essais réalisés sur le moteur et sur un banc d'essais spécifiquement adapté ont permis de finaliser la compréhension des mécanismes de dégradation. Les interprétations morphologiques des faciès d'usure du contact en termes de débits ont permis de comprendre les mécanismes de formation d'une couche protectrice : le 3^e corps. Une solution pour favoriser sa formation est l'utilisation optimisée de polluants issus de la combustion. Par exemple, l'huile brûlée dans le contact, qui est a priori néfaste, devient ici une opportunité. Les hydrocarbures imbrûlés issus de la combustion du biodiesel contribuent également à la protection du contact.

MOTS-CLÉS : Contact siège-soupape – Usure – Approche numérique et expérimentale – Architecture du mécanisme - 1^{ers} corps (siège-soupape) – Couche protectrice : le 3^{ème} corps – Polluants

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS), CNRS, UMR5259

Directeur de thèse :

BOU-SAID Benyebka
BERTHIER Yves

Professeur, INSA-LYON
Directeur de recherche CNRS, INSA-LYON

Président de jury :

GADIOU, Roger

Professeur IS2M de Mulhouse

Composition du jury :

DENAPE, Jean
BRUNETIERE, Noël
BOHER, Christine
RICHARD, Caroline
JONES, David

Professeur, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes
Directeur de recherche CNRS, Université de Poitiers
Maître assistante (HDR), IMT-Mines-Albi-Carmaux
Professeure, Université François-Rabelais de Tours
Ingénieur responsable composant, Renault Trucks

Rapporteur
Rapporteur
Examinatrice
Examinatrice
Examinateur