

La tribologie et la maintenance des systèmes mécaniques lubrifiés

- I. Contexte
- II. Liens temporels
- III. Le lubrifiant et son évolution
- IV. Les principaux modes d'endommagement et leur évolution temporelle
- V. Conclusion
- VI. Références

INTRODUCTION

Dans ce survol des aspects relatifs à la maintenance et à la tribologie, les commentaires se sont concentrés sur les liens temporels entre ces deux domaines. L'idée sous-tendue est de sensibiliser le lecteur à la nécessité de connaître les modes d'endommagements craints au cours du temps lors du fonctionnement du système mécanique dont il doit assurer la maintenance. La connaissance de ces endommagements est basée sur des retours d'expérience, les comportements théoriques et les apports des confrontations théorie/pratique.

I. CONTEXTE

La maintenance idéale d'un système mécanique nécessite de bien connaître les endommagements pouvant potentiellement survenir dans le système mécanique dont on cherche une utilisation maximale. Cependant, l'anticipation des dommages ou défaillances potentielles implique de s'appuyer sur les retours d'expérience pour aborder de façon quasiment exhaustive les défaillances potentielles, mais surtout pour mettre des ordres de grandeur cohérents aux modélisations de défaillances ou endommagements (intensité en fonction du temps). Une fois ces modélisations recalées, il sera alors possible d'approcher les probabilités d'occurrence de ces défaillances ou endommagements.

En pratique, dans les bureaux d'études, il est fréquent d'aborder les problèmes de rupture brutale, de fatigue ou de plastification, car on possède, pour ce type de défaillance, des outils relativement sophistiqués et fiables pour les prévoir. À ce titre la plupart des codes

commerciaux de calculs de structures par éléments finis proposent des critères de tenue en fatigue, en rupture brutale, en plastification, voire même en fluage. Cependant ces types de dommage ou défaillance ne sont qu'indirectement en lien avec la maintenance. Par contre, des endommagements de type fretting, usure, grippage, c'est-à-dire des endommagements appartenant au domaine de la tribologie, pouvant conduire à des défaillances de fonctionnement survenant au cours de la vie du système mécanique en lien direct avec la maintenance, ne sont généralement pas abordés en conception par les bureaux d'études. Afin d'aller à l'encontre de cette faiblesse dans la démarche de conception, l'objet de ce document est de souligner les liens existants entre la tribologie et la maintenance.

Le terme tribologie mérite toutefois quelques explications, car il demeure peu utilisé en dehors des domaines scientifiques spécialisés. En fait, la tribologie, ou autrement dit la science des frottements, implique de nombreux domaines des sciences comme la mécanique des solides déformables dont la mécanique des contacts, la thermique notamment à l'échelle des contacts, la lubrification, la chimie, la science des frottements et des couplages entre ces différents domaines. Ainsi, la tribologie concerne de multiples aspects relatifs aux contacts frottants dans un système mécanique. Cela s'étend des frottements proprement dits qui peuvent se traduire en consommation d'énergie, que l'on cherche à réduire aujourd'hui dans tous les dispositifs, jusqu'aux endommagements pouvant conduire à des défaillances des systèmes mécaniques.

D'un point de vue pratique, la tribologie prend de plus en plus d'importance dans les problématiques de développement durable et de réduction d'émission de CO₂ de notre époque, car sa maîtrise peut nous permettre de mieux gérer l'usure des matériaux frottants et ainsi réduire

la consommation des matières premières et/ou allonger les durées de vie de fonctionnement, mais ce peut aussi être la réduction des émissions de CO₂ par la minimisation des frottements. De ce fait, les principales familles d'endommagement, que l'on pourrait qualifier de tribologique, abordées dans cet article sont : l'usure, le grippage et les phénomènes induits par des microdébattements dans les interfaces de contact. Afin de situer ces différents endommagements, il est intéressant de les positionner dans un diagramme de type Pression de contact/ vitesse de glissement comme celui de la figure 1. La pression et la vitesse sont des valeurs moyennes nominales estimées dans les interfaces de contact.

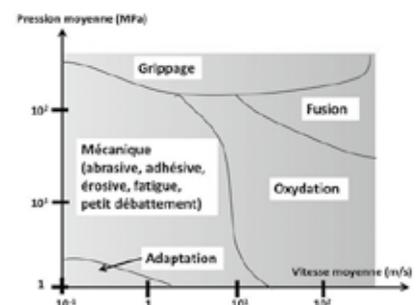


Figure 1: Diagramme PV/V des endommagements

En ce qui concerne la lubrification, il s'agira de celle produite par l'huile circulant dans un système mécanique frottant. Du fait de la forte utilisation de ce lubrifiant dans les véhicules automobiles, les exemples choisis seront principalement issus du domaine du transport. La consommation d'huile dans ce domaine est approximativement de l'ordre de 800 000 m³ par an en France, soit plus que la contenance d'un super pétrolier de 450 m de long [1].

II. LIENS TEMPORELS

La maintenance étant le plus souvent une action ponctuelle cyclique au cours du temps, il est important de situer les évolutions temporelles des différents endommagements potentiels pour que ceux-ci puissent être en phase avec la maintenance et surtout que l'on puisse avoir une estimation des gradients temporels d'endommagements aux instants de maintenance. Ainsi, prévoir une activité de maintenance vis-à-vis d'un endommagement pouvant évoluer de façon exponentielle implique d'anticiper l'instant de maintenance pour qu'en cas de dispersion de l'intensité de l'endommagement, l'opération ne survienne pas trop tard. Ce peut être le cas des intervalles de vidange avec une huile qui devient corrosive, car la corrosion peut croître de façon exponentielle.

En vue d'aborder les différentes modélisations d'évolution d'endommagement et de relier celle-ci aux activités temporelles de maintenance, il est utile de répertorier les principales lois d'évolution temporelles des endommagements d'origine tribologique. Ces dernières sont décrites sur la figure 2 à savoir une loi linéaire (1), puissance (2), à seuil (3) et une loi exponentielle (4). Toutes ces lois peuvent aussi posséder des seuils par rapport à d'autres variables, par exemple vis-à-vis du niveau de contrainte dans une zone de contact.

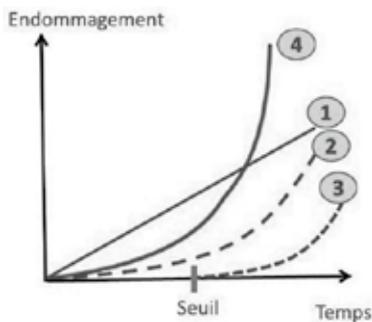


Figure 2 : Évolution temporelle

Par rapport à la connaissance de la loi d'endommagement qui permet d'établir un seuil d'acceptabilité d'un endommagement, on positionnera la distribution de dispersion du dommage, a priori de forme gaussienne pour ensuite définir l'intervalle maximal de vidange (cf. figure 3). Cette façon de faire présente l'intérêt de raisonner en termes de distribution ou pour plus de simplicité en valeur moyenne et écarts types.

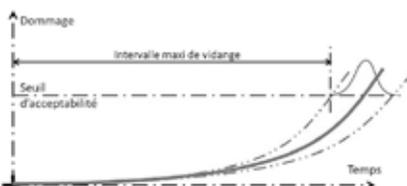


Figure 3 : Maximisation de l'intervalle de vidange

III. LE LUBRIFIANT ET SON ÉVOLUTION

Comme le titre de cet article le mentionne, on se place dans le cadre de la maintenance des systèmes mécaniques lubrifiés. D'un point de vue pratique, la lubrification est le plus souvent assurée par de l'huile et notre propos est focalisé sur ce type de

lubrifiant. Il existe évidemment de nombreuses applications où le lubrifiant n'est pas de l'huile. Ce peut être, par exemple, du gazole dans les pompes à injection de moteur Diesel, de l'eau dans certains paliers de turbine verticale de barrage, dans des étambots d'arbre d'hélice de bateau ou encore entre un essuie-glace et une vitre. De plus, dans les activités de maintenance, le sujet du lubrifiant est un sujet majeur par la définition des intervalles de vidange, les précautions de filtration, la réalisation des activités de maintenance, il mérite à ce titre un éclairage plus détaillé.

La diversité des huiles et l'énorme quantité et variété d'additifs pouvant être incorporés dans l'huile de base font de ce type de lubrifiant un monde à part entière pour lequel il est très difficile d'établir des règles universelles de comportement. Cependant, il reste certains aspects importants de l'huile qu'il convient d'avoir à l'esprit, plus particulièrement les évolutions de certaines de ses propriétés au cours du temps.

Pour une huile en cours de vie, les principales évolutions à prendre en compte se regroupent en trois grandes familles :

- La pollution solide, liquide, gazeuse.
- La perte des additifs.
- La dégradation des propriétés physiques de l'huile.

Pour ces familles, les aspects critiques de ces évolutions peuvent différer selon l'emploi fait du système mécanique. Dans le cas d'un moteur thermique automobile ou d'un moteur thermique de centrale thermique, la maîtrise de la pollution vis-à-vis de chacun de ces types de moteurs n'aura absolument pas la même importance en termes de maintenance. La durée de vie d'un moteur thermique est approximativement estimée à 6000 heures ou 300 000 km alors que des moteurs thermiques de centrale, il peut s'agir de durées supérieures de l'ordre de 100 000 heures et plus. De telles durées de vie ne peuvent être atteintes sans une maintenance performante et à ce titre le traitement des polluants sur les moteurs de centrale peut constituer un exemple.

Les différentes familles d'évolution de l'huile sont détaillées dans les sous-chapitres ci-après.

1 - Pollution du lubrifiant

En pratique, on rencontre plusieurs types de pollution dans le lubrifiant. Ceux-ci ont des effets différents sur la lubrification et les dommages associés. Les différents types explicités dans ce sous-chapitre sont :

- La prise d'eau dans une bache à huile notamment lorsque cette dernière connaît des variations régulières de température comme les cycles diurnes oscillant autour du point de rosée de l'air ambiant.
- La prise de pollution liquide autre que l'eau comme le gazole dans les moteurs Diesel.
- La prise de pollution solide particulaire.
- La prise de gaz dissous et d'incondensables.

1.1. Prise d'eau

L'huile est l'eau ne se mélangeant pas, la pollution de l'huile par l'eau produit une émulsion c'est-à-dire une dispersion de fines gouttes d'eau dans une phase liquide continue, l'huile. En pratique, lorsque de l'eau passe dans l'huile, on observe un dépôt semblable à une « mayonnaise » plus ou moins claire. Selon que la phase continue est constituée par l'eau ou par l'huile, le contact au toucher de la mayonnaise apparaîtra gras ou non.

La présence de mayonnaise lors de l'ouverture du bouchon de radiateur de moteur automobile est l'indice classique des garagistes pour dire qu'il y a une fuite au niveau du joint de culasse et que l'on a un passage de l'huile vers l'eau du radiateur de refroidissement comme cela peut s'observer sur la figure 4. Le passage se fait dans le sens de l'huile vers l'eau, car la pression est supérieure dans le circuit d'huile.

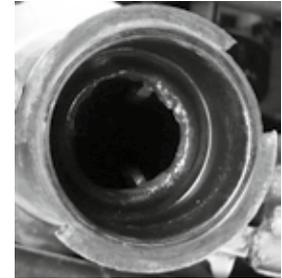


Figure 4 : Dépôt brunâtre d'émulsion d'eau et d'huile à l'ouverture d'un radiateur

Ce type de dépôt survient aussi dans d'autres systèmes mécaniques ayant une bache à huile pouvant être en contact avec l'air ambiant. Il s'agit là d'un indice à surveiller pendant les phases de maintenance.

Dans un système lubrifié fonctionnant en régime hydrodynamique avec des épaisseurs mini de film très faibles, inférieures à quelques microns, la présence d'un fluide composé par une émulsion comportant de l'eau conduira à une réduction drastique des épaisseurs mini de film, occasionnant, en premier lieu, de l'usure dans les zones de contact pour des vitesses de glissement modérées (quelques m/s), mais aussi du grippage potentiel pour les vitesses de glissement plus élevées (> 10 m/s).

1.2. Prise de gazole

Cette situation est spécifique aux moteurs de type Diesel à injection directe. Dans le cas d'un mauvais réglage d'injecteur ou d'un défaut des perçages d'injecteur, il est possible d'arroser le fût du cylindre avec du gazole. Le passage des gaz de blow-by au niveau de la segmentation va alors permettre au gazole de se diluer avec l'huile située dans le carter-moteur. Les conséquences les plus significatives d'un tel mélange sont :

- Un abaissement significatif de la viscosité du lubrifiant avec les problèmes induits habituels, à savoir de l'usure et potentiellement du grippage. La modification de viscosité est en première approche pilotée par des lois de mélange exprimées en logarithme. C'est-à-dire qu'une huile de viscosité dynamique η_h mélangée avec x% massique de gazole de viscosité η_g , (approximativement 1cP ou 1 mPa.s) verra sa viscosité de mélange, notée η_m , valoir :

$$\eta_m = \eta_h^x \eta_g^{1-x}$$

- La température d'auto-inflammation de l'huile diminuera aussi pour atteindre de valeurs de l'ordre de 180°C alors que pour une huile moteur courante elle se situe au voisinage de 225 °C.

1.3. Pollutions particulaires

Il s'agit d'un sujet qui, de notre point de vue, est insuffisamment étudié au regard des problèmes de maintenance qui en découlent. Cette pollution de la lubrification est produite par la présence de particules dures ou de particules tendres. Les particules dures pourront, par leur passage en

force, endommager les surfaces antagonistes lubrifiées, créer des rayures, voire produire des échauffements alors que les particules tendres s'effacent ou s'écrasent dans les zones de contact, mais peuvent sous-alimenter en huile la zone de contact. Ces deux familles de particules induisent des modes différents d'endommagement.

En ce qui concerne les particules dures, leur nombre est a priori souvent sous-estimé : une pollution de 10 mg de silicium (masse volumique de 2300 kg/m³) de particules de 6 microns de diamètre dans un litre d'huile donne 38 millions de particules. Pour un palier de 20 mm de largeur, ayant une vitesse glissement périphérique de 20 m/s et une épaisseur min de film de 1 micron, le nombre de particules devant passer dans la zone d'épaisseur mini est d'environ 2000 particules par seconde. Soit encore, si les particules sont uniformément réparties en largeur, une particule par seconde tous les dix microns de largeur du palier.

En pratique, la taille des particules circulant librement dans le circuit de lubrification est bien supérieure aux épaisseurs mini de film dans les liaisons lubrifiées. De ce fait, à leur passage, il se produit un labourage de surface. L'usure abrasive de surface par le passage de particules est donc inévitable. Toutefois, même avec des particules de plus faibles dimensions que l'épaisseur de film mini à travers lequel elles doivent circuler, une très faible usure survient comme l'illustre le tracé de la figure 5.

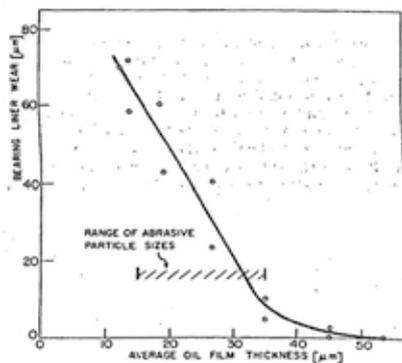


Figure 5 : Usure par le passage de particules (extrait de Ronen [2])

En pratique, il est courant d'observer des usures de quelques microns sur des manetons de forts diamètres (300 à 500 mm) dans des zones où les épaisseurs mini sont bien supérieures au seuil de filtration. Par contre la vitesse d'usure est de quelques microns pour 100 000 heures. Pour les moteurs d'automobiles, les seuils de filtration sont de plus de 10 microns alors que les épaisseurs mini de film sont submicroniques pour les paliers de vilebrequin, d'arbre à cames, les cames et les segments. C'est la dureté des surfaces lubrifiées et la présence de coussinets capables d'incruster les particules non bloquées par le filtre qui permettent d'avoir des taux d'usure très faibles [3] pour ce type de situations. Il y a donc bien un compromis à trouver entre seuil de filtration, capacité d'incrustation et intervalle de vidange.

D'un point de vue pratique, une incrustation de particule dure dans un matériau plus tendre se détecte visuellement par l'empreinte d'incrustation qu'elle laisse en surface et notamment par la direction du halo brillant formé autour de la particule et la direction de glissement, voir le schéma de la figure 6.

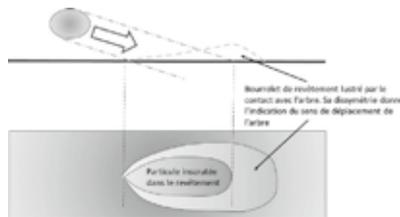


Figure 6 : Incrustation d'une particule

Selon le profil de stries observées en surface d'un matériau antifriction lubrifiée avec de l'huile chargée en particules il est possible d'identifier le type de contact qui est survenu (cf. figure 7). Pour des stries de paliers de bielle, le faciès A se situe de part et d'autre de l'épaisseur mini, le faciès B en amont de l'épaisseur mini, le faciès C en aval de l'épaisseur mini.

Pour les particules tendres, outre le fait de la quasi non-usure des surfaces antagonistes par des particules tendres, la situation diffère dans le sens où un amas de particules tendres peut produire des sous-alimentations en lubrifiant de certaines zones de contact amenant celles-ci à être en contact direct. C'est par exemple le cas avec des suies de combustion dans des huiles de moteur qui produisent des bouchons d'étanchéité en amont de zones de contact [4-5] comme illustré sur la figure 8.

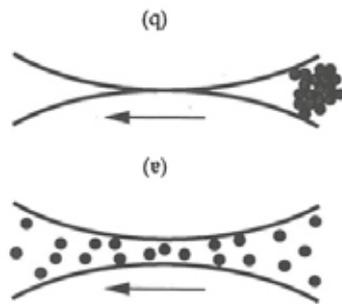


Figure 8 : Bouchon de suie dans un contact lubrifié (extrait de [5])

Dans un moteur thermique, les zones concernées par ces problèmes de sous-alimentation en huile induisant des usures sont les articulations de maillons de chaîne, contact de cames, les roulements et la segmentation. Il est à noter que ce type de problème n'est pas observé dans les paliers hydrodynamiques.

Nota : Il existe vis-à-vis de ces problèmes de pollution particulaire un élément à part, à savoir les joints en élastomère (joint torique, joint à lèvres...). Ceux-ci présentent la particularité d'incruster des particules dures lorsque le passage de celles-ci est forcé. Par contre ces particules ressortent partiellement lorsqu'il n'y a plus d'effort de passage du fait de l'hyperélasticité du matériau. De ce fait, un joint élastomère se transforme au cours du temps de fonctionnement avec une huile polluée par des particules dures en une espère de toile Émery. Il convient donc dès l'observation d'usure sur les parties en vis-à-vis des joints élastomères de changer les joints, car l'usure initialisée ne fera que s'accroître. À ce titre une usure prononcée d'un arbre en vis-à-vis d'un joint a conduit à la rupture de cet arbre (cf. figure 9).



Figure 7 : Faciès typiques dans un palier hydrodynamique



Figure 9 : Rupture d'un arbre du fait d'une gorge faite par usure d'un joint

1.4. Prise de gaz dissous ou d'incondensable

Bien que cela soit contraire à l'intuition, la présence de microbulles d'air dans l'huile accroît la viscosité dynamique de l'huile sous faible taux de cisaillement. Ces microbulles se comportent alors comme des particules solides et obligent l'huile à circuler entre elles. Cependant sous forts taux de cisaillement et/ou forte pression ces bulles diminuent la viscosité du fluide.

Les gaz dissous modifient aussi la compressibilité du fluide. Il s'ensuit que la vitesse de propagation des ondes de choc diminue de façon significative avec le pourcentage d'air volumique dissous (en première approximation vitesse de type $\sqrt{K/\rho}$). Pour mémoire la compressibilité et l'élasticité volumique d'un fluide, respectivement χ et K sont définies par :

$$\chi = \frac{-1}{V} \frac{dV}{dP} \text{ et } K = \frac{1}{\chi}$$

Avec la présence d'air dans l'huile l'élasticité volumique peut être approchée par la relation empirique suivante en fonction du taux d'aération volumique, notée x . Soit :

$$K_{air} = (0.426 - 0.167 \ln(x)) K_{ref}$$

Généralement, pour de nombreuses huiles sans air, l'ordre de grandeur de l'élasticité volumique de référence (à pression et température ambiante) est supposé valoir : $K_{ref} = 1.4 \text{ GPa}$.

De même la présence d'air dissous modifie la pression de vapeur saturante ainsi que les tensions de surface. Tous ces paramètres interviennent directement dans l'intensité des dommages d'érosion par cavitation et peuvent accentuer ou atténuer ceux-ci [6].

2 - Pour la perte des additifs

Dans ce domaine particulièrement délicat des additifs, peu documenté par les sociétés pétrolières étant donné que la formulation de ces additifs fait partie de leur know-how, on trouve quelques éléments permettant de prendre connaissance de ceux-ci comme les articles de J. Ayel [7-8]. Pour mémoire lorsqu'un système lubrifié fonctionne, on peut différencier trois principaux régimes de lubrification selon la courbe de Stribeck (cf. figure 10). Il est à noter que la variable portée en abscisse peut être remplacée

par l'épaisseur mini de film. L'intérêt, très pédagogique de cette courbe, est que l'usure par contact entre surfaces antagonistes ne survient pas en régime hydrodynamique contrairement aux deux autres régimes.

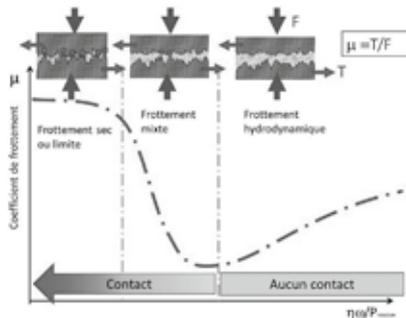


Figure 10 : Courbe de Stribeck

En premier lieu, par rapport à la lubrification, il convient d'avoir en mémoire que l'huile possède trois principales fonctions :

- Assurer un film d'huile lorsque le système lubrifié fonctionne en régime hydrodynamique.
- Avoir un rôle caloporteur lorsque l'épaisseur de film et l'alimentation en huile le permettent.
- Posséder un film d'huile adsorbé (adhérence de l'huile aux parois) qui se transforme en tribofilm lorsque le système lubrifié fonctionne en régime limite. Ce tribofilm est constitué par les composés des réactions chimiques des additifs avec les points chauds des surfaces frottantes.

En second lieu, il faut avoir à l'esprit que selon les huiles, les additifs peuvent représenter de 1 à 25 % de la composition massique de l'huile. De plus, ces additifs lorsqu'ils réagissent chimiquement avec les surfaces font diminuer leur teneur dans l'huile. Ainsi un additif inhibiteur de corrosion peut disparaître de l'huile après avoir réagi avec les éléments corrosifs. A cet instant l'huile et les éléments lubrifiés ne sont plus protégés contre la corrosion.

Pour illustrer ces aspects de régime de lubrification et de lieu de réaction des additifs, il est intéressant d'examiner les régimes de lubrification sur une dent d'engrenage (cf. figure 11).

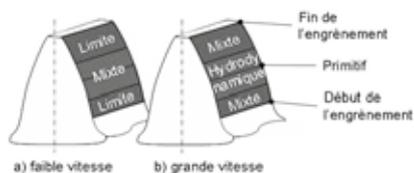


Figure 11 : Régimes de lubrification sur dent de pignon [9]

Parmi les aspects anecdotiques relatifs aux additifs, il convient de mentionner les problèmes induits par un système lubrifié avec un même type de lubrifiant pendant de longues périodes qui lors d'une vidange se trouve remplacé par un nouveau lubrifiant comportant des additifs détergents beaucoup plus actifs. Le problème potentiel est alors le délogement de dépôts de matière qui peuvent obstruer, voire faire gripper des paliers à très faible jeu de fonctionnement. En pratique ce problème peut survenir lorsque l'on prend possession d'une voiture ancienne dont on ne connaît pas la maintenance.

Pour autre anecdote : lorsque les systèmes lubrifiés fonctionnent avec des lubrifiants contenant peu d'additifs, certaines sociétés, possédant de grandes flottes de véhicules, préfèrent utiliser des huiles bon marché vendues en grande surface,

mais en effectuant des vidanges d'une durée moindre au lieu d'utiliser l'huile recommandée par le constructeur, beaucoup plus coûteuse, car plus additivée.

3 - Pour la dégradation de l'huile

Le premier point à avoir à l'esprit est que la dégradation de l'huile, selon le mode considéré, suit une évolution linéaire temporelle, comme le cisaillement limite de l'huile, ou est régie par une loi de type Arrhenius ou loi de type exponentielle en fonction de la température ou encore loi thermiquement activée. Pour cette dernière loi, c'est le cas de l'oxydation.

L'autre point important est de quantifier l'utilisation du lubrifiant en termes de temps passés dans une certaine plage de température. À ce titre l'erreur à ne pas faire sur un véhicule automobile est de quantifier le vieillissement de l'huile, donc le besoin d'une vidange, par rapport aux kilomètres parcourus par celui-ci. En effet un taxi, un véhicule de police faisant de longues périodes de fonctionnement sans rouler, avec une température d'huile à la bache élevée peut avoir des huiles excessivement oxydées avec un kilométrage très faible.

Pour les huiles courantes, on peut admettre en première approximation qu'une huile exposée pendant plus de 1000 heures à une température supérieure ou égale à 140°C est complètement gélifiée, c'est-à-dire devenir un gel à froid et avoir une baisse de viscosité à chaud.

Dans l'idéal, une analyse d'huile régulière sur des organes types permet de construire la loi d'évolution de la dégradation en huile.

Un autre type d'endommagement est lié à un cisaillement trop intense qui rompt les plus longues chaînes moléculaires de l'huile. Pour ce type de dommage de l'huile, celle-ci conserve sa viscosité sous faible taux de cisaillement, mais à fort taux la viscosité chute. Un contrôle efficace de cette dernière viscosité est la mesure de la viscosité HTHS, c'est-à-dire sous des conditions de 150°C et de 1.10⁶ s⁻¹ de taux de cisaillement. Pour les paliers de moteurs thermiques, mis à part les effets piézo-visqueux, ces conditions de mesure correspondent exactement aux conditions de l'huile dans la zone de portance des paliers.

Pour exemple, on peut quantifier le débit affecté par un cisaillement trop intense comme celui qui survient en nez de cames. Soit donc une contrainte de cisaillement maxi survenant pour

des films excessivement minces d'une épaisseur h de l'ordre du dixième de microns à très fort taux de cisaillement pour un nez de came d'une largeur L (15 mm), le débit affecté, noté q, est en première approximation, pour un 4 cylindres à 4 soupapes par cylindre (n=16) et une vitesse maxi de glissement des cames par rapport aux poussoirs, notée V, de 5 m/s :

$$q = nV \frac{h}{2} L \left(\frac{20}{360} \right) = 5 \cdot \frac{1e^{-7}}{2} \cdot 1.5e^{-2} \cdot 16 \cdot \left(\frac{20}{360} \right) = 0.33 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Pour un carter-moteur contenant 3.5 litres d'huile, la durée moyenne d'un passage dans les nez de cames de toute l'huile sera approximativement de 2950 heures. Soit donc une durée nettement supérieure à l'intervalle de vidange, ce qui implique que l'huile endommagée ne représentera qu'une proportion très faible de l'huile pendant l'intervalle de vidange et n'affectera donc pas la viscosité.

IV. LES PRINCIPAUX MODES D'ENDOMMAGEMENT ET LEUR ÉVOLUTION TEMPORELLE

Afin de situer les évolutions temporelles des endommagements de type tribologique en vue de positionner au mieux les activités de maintenance, il est intéressant de dresser un panorama de celles-ci.

1 - Évolution temporelle de l'usure :

Ce type d'endommagement, qualifiant la perte de matière d'une surface, peut être généré par de multiples mécanismes comme l'attestent les différentes formes d'usure mentionnées dans le tableau 1. En pratique, l'usure demeure un sujet que l'on cherche à maîtriser, car les conséquences de celle-ci représentent un coût estimé à 4% du PNB pour la France, selon une étude du Cetim [10]. Pour ces différentes usures, des lois temporelles sont disponibles.

Par rapport aux différents types d'usures mentionnés, il convient tout d'abord de s'assurer que le dommage analysé est bien du type

Type d'usure	Loi d'évolution	Particularités
Abrasive	Loi 1 si débris évacués	Diminution temporelle des rugosités en contact
Adhésive	Loi 3	Dégradation temporelle des états de surface en contact
Cavitation et ébullition nucléée	Loi 1	Nécessite des temps importants pour avoir un caractère critique. Peut concerner des surfaces dures. Dommage par érosion lors de l'implosion des bulles de vapeur
Corrosion	Loi 1 en milieu renouvelé Loi 4 en milieu confiné	Une extension de durée de vidange peut avoir des conséquences catastrophiques. Dépend exponentiellement de la température
Érosive	Loi 1	Fonction de la vitesse et de l'angle d'impact de particules dures
Fatigue de contact	Loi 3	Nécessite un grand nombre de cycles pour l'amorçage. Cumul d'endommagement non linéaire
Fatigue thermique	Loi 1 à seuil en contrainte thermique	Faïençage, taille de cellules fonction des gradients thermiques
Fretting ou petits débattements	Loi 3	Seuil temporel nécessaire et évolution selon une loi 2
Tribocorrosion	Loi 1	S'initie avec un contact frottant. Loi activée en loi puissance (2) par la thermique

Tableau 1 : Lois d'usure

mentionné. Pour exemple, il n'est pas rare de voir des confusions entre pics de corrosion et érosion de cavitation. Ensuite, la collecte de données au cours du temps permettra de recaler les lois d'évolution et de pouvoir alors extrapoler une durée d'usure critique.

2 - Évolution temporelle du grippage

Ce phénomène correspond à l'arrêt d'un déplacement relatif entre deux surfaces résultant d'un frottement trop intense souvent associé à un emballement thermique. Bien que son occurrence soit soudaine, il y a souvent des signes avant-coureurs dus à du scuffing (microsoudure locale froide), (cf. figure 12). Ce pic de frottement n'est pas présent sur tous les matériaux antifrictions. D'un point de vue mécanique, une façon simple de voir le grippage est de considérer que celui-ci survient lorsque la puissance produite par frottement est supérieure à la puissance que peut dissiper le système lubrifié frottant. A l'échelle locale, cette façon de considérer le grippage reste valable. A ce niveau d'échelle, il convient d'estimer la température éclair dans les contacts qui s'ajoute à la température de la zone de contact (déduite des bilans précédents) pour s'assurer que cette température n'atteint pas un seuil critique. C'est ce type de démarche simplifiée qu'a proposé Blok [11] pour son critère de grippage dans les engrenages.

La soudaineté du grippage induit la destruction presque complète du système frottant, ce qui ne laisse généralement aucune possibilité d'identifier la cause de cette défaillance. Pour exemple dans un moteur de FI où les paliers de bielle fonctionnent avec des PV de l'ordre de 12000 MPa.m/s, un problème de lubrification peut conduire en quelques dixièmes de seconde à ce que la température du palier atteigne plus de 1500 °C, d'où la destruction complète du palier.

Pour la prévision de cette défaillance et surtout annihiler son risque d'occurrence, on raisonne sur l'écart de condition de fonctionnement par rapport aux conditions minimales conduisant au grippage [3, 12].

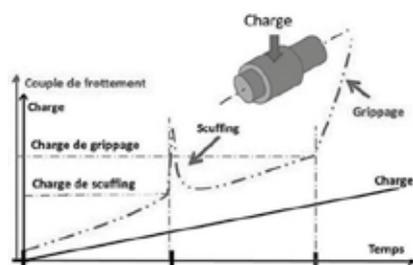


Figure 12 : Palier grippant sous une charge croissante

Pour illustrer le fait que les énergies en jeu lors du grippage peuvent être gigantesques et peuvent conduire à la fusion de nombreux composants, le cas d'un coussinet grippé est présenté sur la figure 13. Suite à sa fusion par grippage, l'acier du coussinet s'est écoulé entre le bras du vilebrequin et la face de la bielle pour former cette « oreille d'éléphant ».

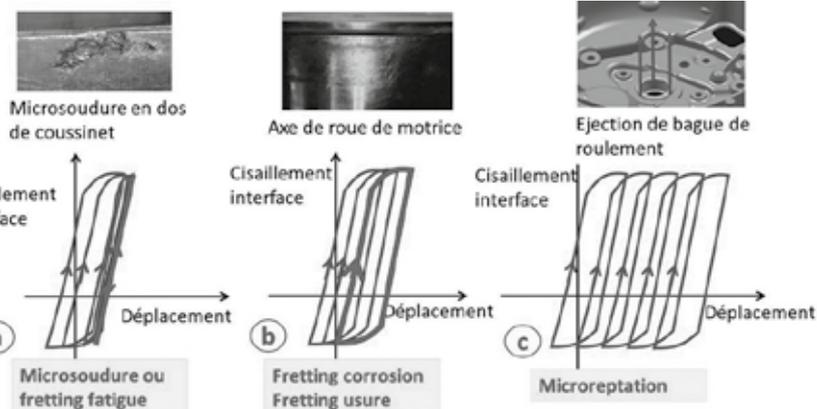


Figure 14 : Évolution des cycles

3 - Évolution temporelle des phénomènes induits par des petits débats cycliques :

Ceux-ci sont souvent désignés par fretting dans la littérature anglo-saxonne. En fait, lorsque l'on déforme cycliquement une structure, un assemblage, on constate des microdéplacements dans les interfaces de contacts. Lorsque dans ces zones, la pression nominale de contact peut instantanément atteindre au moins un MPa, que les débats ont une amplitude de quelques dixièmes de microns à une cinquantaine de microns et que la fréquence de sollicitation est au moins de quelques hertz, on se trouve alors dans une situation où différents types de dommages surviennent. Selon la façon dont les cycles de sollicitation évoluent au cours du temps, on constate (cf. figure 14) :

- ◆ a) des microsoudures ou du fretting fatigue (adaptation du cycle et absence d'hystérésis),
- ◆ b) du fretting corrosion ou du fretting usure (cycle stabilisé ou accommodé, présence d'hystérésis),
- ◆ c) de la microreptation ou microdéplacement à chaque cycle (non-stabilisation, similaire à l'effet rochet en plasticité).

- Pour le mode «a», l'écroûissage et l'accroissement de frottement au cours des cycles, amène le débattement à ne se faire qu'en régime élastique. Il n'y a plus de glissement interfacial, mais les contraintes de cisaillement sont toujours du même niveau.

- Pour le mode «b», après quelques cycles, les microglissements n'évoluent plus et l'on se retrouve dans la situation de produire de l'usure et de la corrosion. En pratique, il est courant de trouver une poudre rouge sur les pièces en acier, par exemple dans une cannelure désalignée comme cela est illustré sur l'image de la figure 15 relative à une liaison cannelée pour un véhicule hybride.



Figure 15 : Liaison cannelée d'une motorisation hybride de véhicule automobile [13]

- Pour le mode «c» ou mode de microreptation cumulée, on constate, à chaque cycle, un microdéplacement (souvent de l'ordre du dixième de micron) des pièces en vis-à-vis. Après quelques dizaines de milliers de cycles, le déplacement relatif entre les pièces du système est visible à l'œil nu. Un exemple est la microreptation des bagues de roulement dans des carters de boîtes de vitesses.

V. CONCLUSION

Dans ce survol des endommagements d'origine tribologique dans les systèmes lubrifiés, il ressort que :

- Le lubrifiant mérite une attention particulière, notamment au niveau de sa filtration et de l'évolution de ses propriétés physiques. L'utilisation d'additifs rend l'optimisation des intervalles de vidange plus délicate, car il convient de connaître le niveau d'additifs présents dans l'huile en fin d'intervalle de vidange.
- La pollution du lubrifiant peut survenir sous différents aspects et elle constitue une des sources les plus courantes d'endommagement en pratique. À ce titre, l'analyse des filtres peut amener à mieux appréhender les différents types d'usures et leur intensité.
- Par rapport aux évolutions temporelles d'endommagement tribologique dans les interfaces de contact, il est important de pouvoir quantifier ces évolutions pour pouvoir construire leur loi de distribution (moyenne, écart type) ou de s'appuyer sur des lois établies pour des systèmes proches.



Figure 13 : Grippage d'un palier de bielle

VI. RÉFÉRENCES :

- [1] Ayel J., Born M., Lubrifiants et fluides pour l'automobile, éditions Technip, 1998.
- [2] Ronen A., Malkin S., Loewy K., Wear of dynamically loaded hydrodynamic bearings by contaminant particles. Transaction of ASME, Vol. 102, october 1980.
- [3] Ligier J.-L., Avaries en lubrification, éditions Technip, 2004.
- [4] Hu E., Hu X., Liu T. et al., The role of soot particles in the tribological behavior of engine lubricating oils. Wear Vol. 204 , pp 152-161, 2013.
- [5] Colacicco P., Mazuyer D., The role of soot particles aggregation on the lubrication of diesel engines. Tribology transactions, Vol. 38, pp 959-965, 1995.
- [6] Franc J.-P. et al., La cavitation, édition PUG 1995.
- [7] Ayel J., Lubrifiants : Additifs à action chimique, Techniques de l'ingénieur, BM5343 V1, 10 oct. 2001.
- [8] Ayel J., Lubrifiants : Additifs à action physique ou physiologique, Techniques de l'ingénieur, BM5344 V1, 10 jan. 2002.
- [9] Philippon D., Lubrification par la phase gazeuse : tribochimie des additifs phosphorés et boratés. Matériaux. École Centrale de Lyon, 2007. Français. fftel-00280892
- [10] Felder E., Montmitonnet P., Théorie de l'usure, mesure, caractérisation des contacts et vitesse d'usure. Techniques de l'ingénieur, Tri500 V1, 2015.
- [11] Blok H. The flash temperature concept. Wear, Vol. 6, pp 483-494, 1963.
- [12] Ligier J.L., and Laurent Dutfoy L., Modeling and prediction of a simplified seizure mechanism occurring in conrod bearings, Mécanique & Industries 12, 265–273 (2011).
- [13] Herisson D., Méthode de dimensionnement à l'usure de systèmes de transmission, Thèse en Sciences de l'ingénieur [physics]. École Polytechnique X, 2009.