

III.1. Introduction

Depuis de nombreuses années, des recherches sont menées afin d'estimer le rendement des engrenages [1] [2]. En effet, étant donnés les vitesses de rotations ou les couples transmis qui peuvent être importants, les engrenages génèrent des pertes sous forme de chaleur qu'il faudra alors évacuer. Toutefois, un engrenage prend souvent place dans un système mécanique plus complet comme cela est le cas pour un réducteur. Cet élément de transmission est composé de pignons, de roulements, d'arbres, de joints d'étanchéité, le tout étant lubrifié par une huile ou une graisse suivant les applications. Classiquement, les pertes dans un réducteur sont décomposées en deux familles suivant leur origine [3] [4] : les pertes dépendantes de la charge transmise par le réducteur et les pertes indépendantes de la charge. Mais, quelle que soit la famille des pertes considérée, celle-ci dépend nécessairement du lubrifiant utilisé. Ce dernier assure en effet la lubrification des contacts, que ce soit au niveau des dentures d'engrenages ou du contact billes-bagues dans les roulements par exemple. Le lubrifiant joue également le rôle de fluide caloporteur dont le but est d'évacuer la chaleur générée par les pertes. Ainsi, les propriétés de l'huile doivent lui permettre d'assurer ces deux fonctions simultanément.

Ce chapitre propose d'une part d'analyser les différentes sources de pertes dans une boîte de vitesses manuelle automobile, et d'autre part d'étudier la manière dont les modèles de la littérature considèrent les propriétés du lubrifiant sur ces sources de dissipation.

Modélisation de la perte par barbotage et lubrification

Depuis quelques années, les enjeux environnementaux s'immiscent de plus en plus souvent dans le monde industriel. En effet, les contraintes en matière énergétique deviennent importantes et sont maintenant largement considérées lors du développement de nouveaux produits.

Dans le domaine automobile, la réduction de la consommation et des émissions polluantes constituent des axes de recherches majeurs. Dans ce contexte, de nombreux efforts sont portés sur la partie motorisation des véhicules. Toutefois des recherches sont également entreprises sur la transmission mécanique et donc sur le rendement des boîtes de vitesses. En phase de conception, quand aucun prototype n'a encore été construit, il est primordial de posséder un

modèle numérique permettant d'estimer les pertes mécaniques dans la boîte en fonction des solutions techniques retenues.

A l'intérieur d'une boîte de vitesses, différents organes constituent potentiellement des sources de chaleur : les engrenages, les paliers, les synchroniseurs ou encore les joints. Les pertes qu'ils génèrent peuvent être dépendantes de la charge, comme par exemple la puissance perdue au niveau des dentures pour transmettre le couple moteur, mais également indépendantes de la charge, elles correspondent alors à l'énergie nécessaire pour mettre le lubrifiant en mouvement et au cisaillement de ce dernier par des éléments tournant à des vitesses différentielles.

Quel que soit leur type, ces pertes vont être fortement liées à la qualité de la lubrification mise en œuvre dans la boîte de vitesses. Une attention particulière doit donc être portée sur les propriétés du lubrifiant et l'alimentation en huile des contacts. L'huile d'une boîte de vitesses automobile joue donc un rôle capital dans le bon fonctionnement de cet organe mécanique. En effet, l'huile doit assurer à la fois la lubrification des contacts entre les pièces en mouvement et l'évacuation des calories qui sont produites lors du fonctionnement de la boîte de vitesses. Or avec le développement des projets d'huiles transmissions dites à « économie d'énergie » l'identification et la compréhension à la fois de la nature et de l'importance des pertes d'énergie liées au lubrifiant devient primordiale.

Toutes les propriétés physiques ayant une influence sur ces dernières doivent d'autre part être mises en évidence.

Dans cette partie, on s'intéresse tout d'abord aux pertes de puissance rencontrées classiquement dans une boîte de vitesses manuelle et aux modèles disponibles dans la littérature pour les quantifier. Dans ce contexte, une attention particulière est portée sur l'influence des propriétés du lubrifiant et comment ces dernières sont considérées dans les modèles. Une analyse est ensuite menée sur les différents modèles de la littérature permettant d'évaluer les pertes par barbotage d'un pignon. Enfin, la dernière partie de cette étude on fait état de la mise au point de la lubrification par barbotage dans une boîte de vitesse automobile.

III.2. Les pertes et la lubrification dans une boîte de vitesses automobile

Une vue en écorché d'une boîte de vitesses manuelle à cinq rapports de marche avant et un rapport de marche arrière est illustrée sur la Figure III.1. Une boîte se compose principalement d'un carter renfermant un ensemble d'engrenages ainsi que l'huile de lubrification. Les pignons sont supportés par deux arbres :

- L'arbre primaire qui est relié au moteur par l'intermédiaire de l'embrayage,
- L'arbre secondaire qui transmet la puissance au différentiel.

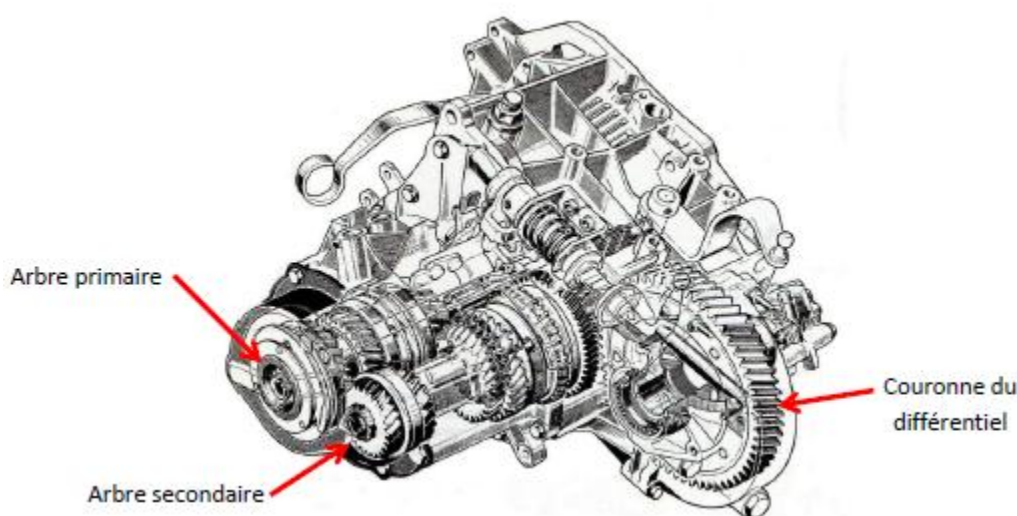


Figure III.1. Vue en écorché d'une boîte de vitesses PSA

Les pignons peuvent être solidaires de l'arbre qui les supporte ou libre de rotation, ils sont alors désignés comme « pignons fous ». Ces derniers sont rendus solidaires de l'arbre au moyen d'un système de crabots lorsque le rapport correspondant est sélectionné. Des synchroniseurs sont associés aux crabots afin d'adapter les vitesses de rotation de l'arbre et du pignon en vue de leur accouplement. L'ensemble de ces éléments mécaniques sont lubrifiés par l'huile de la boîte de vitesses.

La lubrification par barbotage est la méthode la plus courante, et la plus économique, pour assurer la circulation du lubrifiant dans une boîte de vitesses manuelle. Le principe de la lubrification par barbotage est relativement simple puisqu'il s'agit de profiter de la rotation des éléments mécaniques de la boîte, et notamment des pignons, afin de mettre en mouvement le lubrifiant. Ainsi l'huile est projetée sur toutes les parties du système par les dents des

pignons qui plongent dans le bain. Etant donné le confinement dans une boîte de vitesses, les projections ne sont pas en mesure d'atteindre l'ensemble des contacts qui doivent être lubrifiés. Pour pallier ce problème, l'architecture interne du carter est souvent conçue de manière à pouvoir orienter les projections d'huiles. Toutefois la lubrification de la liaison entre l'arbre et les pignons fous doit être réalisée par l'intermédiaire d'un arbre creux dans lequel l'huile circule afin d'alimenter les contacts [5]. Un système de rigoles est donc mis en place dans le carter afin de recueillir l'huile et l'acheminer en bout des arbres pour leur alimentation. Ce principe de rigole faisant face aux pignons est illustré à la Figure III.2.



Figure III.2. Vue d'une rigole de récupération d'huile dans une boîte de vitesses manuelles PSA

Une boîte de vitesses présente donc un grand nombre d'éléments mécaniques aux fonctions variées comme la transmission de couple, le guidage en rotation des arbres, ou encore l'égalisation des vitesses de rotation. Cet ensemble de fonctions ne saurait être assuré sans la présence de l'huile.

Celle-ci a en effet pour rôle d'une part de lubrifier les contacts, au niveau des engrenages [6], des roulements, et des synchroniseurs [7], mais également d'évacuer les calories produites par frottement ou cisaillement au niveau de ces contacts [8]. Les huiles de boîtes de vitesses sont donc développées spécifiquement afin de répondre aux exigences de fonctionnement de cette transmission.

III.3. Les lubrifiants de boîtes de vitesses

Un lubrifiant pour boîte de vitesses est composé d'une huile de base, le plus souvent minérale, c'est à-dire un sous-produit ou « coupes » issu de la distillation du pétrole brut [9]. Différentes opérations de raffinage sont donc effectuées sur ces coupes afin d'obtenir l'huile minérale souhaitée. Celle-ci est dès lors composée d'un très grand nombre d'hydrocarbures de structures et de masses molaires différentes.

Une seconde catégorie d'huile appelée huile de base synthétique existe également. Ces huiles sont obtenues par des synthèses chimiques comme la polymérisation ou encore l'estérification pour ne citer que ces deux procédés [9]. La diversité des huiles de synthèse est très importante (Esters, Polyglycols, etc.), parmi celles-ci l'huile PAO sera retenue (Polyalphaoléfines hydrogénées) comme une huile qui est utilisée pour les mêmes applications que les huiles minérales, notamment dans le domaine automobile. Bien que leur utilisation soit de plus en plus répandue, ces huiles de synthèse restent plus coûteuses que les bases minérales. Il existe enfin une dernière catégorie d'huiles appelées semi-synthétiques.

Les lubrifiants doivent satisfaire à des propriétés supplémentaires à celles observées dans le cas d'une huile de base. Différents additifs sont alors ajoutés à ces dernières afin d'améliorer ses propriétés intrinsèques ou de lui conférer des propriétés supplémentaires [10] [11]. Dans les lubrifiants pour boîte de vitesses, il y a par exemple des additifs agissant physiquement aux interfaces liquides-solides tels que des additifs détergents, antirouille ou encore anticorrosifs.

D'autres additifs agiront chimiquement sur les surfaces métalliques comme les additifs anti usures ou extrême pression qui auront un rôle important au niveau de l'engrènement des dentures. Enfin, les huiles de boîte de vitesses étant soumises à un fort brassage, il y a aussi des additifs anti-mousses [12].

Les lubrifiants pour boîte de vitesses sont donc très complexes d'un point de vue chimique. L'huile devant assurer d'une part la lubrification des contacts et d'autre part l'évacuation des calories, un certain nombre de paramètres permettent de caractériser ces deux fonctions du lubrifiant. Ainsi les propriétés relatives à la fonction de lubrification [13] sont pour les plus classiques :

- la masse volumique notée ρ , dont les valeurs sont généralement comprises entre 800 et 1000 kg/m³ suivant le type de lubrifiant,
- la viscosité cinématique notée ν , exprimée en mm²/s ou centistokes (cSt),

- le coefficient de piezo-viscosité qui caractérise l'évolution de la viscosité en fonction de la pression.

Concernant les propriétés de transfert thermique du lubrifiant, en plus des propriétés citées ci-dessus, les deux propriétés suivantes peuvent être mentionnées :

- la conductivité thermique exprimée en W/m.K,
- la capacité thermique massique exprimée en J/kg.K.

Ces propriétés du lubrifiant évoluent en fonction de la température. La conductivité thermique, notée k , d'une huile minérale peut être évaluée en fonction de la température T à partir de l'équation suivante [13]:

$$k = \frac{-0,03}{400} \cdot (T - 273) + 0,14$$

De même, les valeurs de la capacité thermique massique, notée C_p , d'une huile minérale sont évaluées par la formulation suivante :

$$C_p = 3,5(T - 273) + 1800$$

Toutefois, les propriétés ci-dessus n'évoluent que faiblement avec la température et des valeurs approchées pourront être prises pour effectuer des calculs aux températures usuelles des huiles de boîte de vitesses comprises entre 20 °C et 100 °C. Les valeurs moyennes de 0,13 W/m.K pour la conductivité thermique et de 2000 J/kg.K pour la capacité thermique massique seront donc prises.

Les propriétés de viscosité et de masse volumique évoluent plus fortement avec la température. Il est alors nécessaire de pouvoir exprimer l'évolution de ces propriétés en fonction de la température.

La masse volumique d'un lubrifiant est souvent donnée à la température de 15 °C et est notée ρ_{15} .

Ainsi, la valeur de la masse volumique estimée à une température T est donnée par la relation suivante :

$$\rho_T = \rho_{15} - 0,00065(T - 288)$$

Où la valeur numérique égale à 0,00065 représente le coefficient de dilatation moyen d'une huile.

De même, la viscosité cinématique du lubrifiant est mesurée généralement aux températures de 40 et 100°C et sera notée respectivement $\nu_{40^\circ\text{C}}$ et $\nu_{100^\circ\text{C}}$. La valeur de la viscosité, pour une

huile ayant un comportement newtonien, peut être calculée à une température T de la façon suivante :

$$\log(\log(\nu + 0,6)) = A \log T + B$$

Où A et B sont des constantes évaluées à l'aide des viscosités mesurées à 40 °C et 100 °C.

L'huile d'une boîte de vitesses joue donc un rôle central dans le fonctionnement de cet organe en assurant la lubrification des contacts et l'évacuation des calories générées par les sources de pertes.

Il est alors intéressant de pouvoir recenser les pertes générées dans une boîte de vitesses et d'identifier suivant les conditions de fonctionnement les sources de pertes prépondérantes.

III.4 Principales sources de pertes dans une boîte de vitesses

Comme mentionné dans l'introduction, le fonctionnement d'une boîte de vitesses va être à l'origine de plusieurs pertes que l'on peut classer suivant deux catégories :

Les pertes dépendantes de la charge parmi lesquelles on peut recenser :

- les pertes par frottement aux dentures,
- les pertes par frottement dans les roulements ;

les pertes indépendantes de la charge :

- les pertes par cisaillement du lubrifiant au niveau des pignons fous et des synchroniseurs,
- les pertes par barbotage,
- les pertes hydrodynamiques dans les roulements,
- les pertes dans les joints.

Afin d'étudier les pertes dans une boîte de vitesses, la mise au point d'un modèle global est intéressant. En effet, ce type de modélisation permet d'obtenir, en fonction des conditions opératoires (i.e. vitesse en entrée, charge, température), la répartition des pertes suivant leurs sources.

Toutefois, il existe dans la littérature, différentes approches de la modélisation des pertes d'une boîte de vitesses. Ainsi, Iritani et al. [14] propose une méthode permettant d'évaluer la température du lubrifiant d'une boîte de vitesses en considérant les échanges de chaleur au sein du mécanisme. Pour ce faire des modèles de pertes empiriques permettent d'évaluer la

quantité de chaleur produite par les frottements. La méthode proposée est développée sur une boîte de vitesses manuelle à cinq rapports et de nombreux recalages des modèles sont effectués au moyen de mesures expérimentales.

Roulet [15] propose quant à lui une analyse des pertes de puissance et des échanges de chaleur entre les différents composants mécaniques d'une boîte de vitesses. Deux modules de calculs ont donc été développés dans le cadre de cette étude. Ces deux modules ne sont pas couplés entre eux car l'évaluation des pertes sert à calculer les températures au sein de la boîte sans reboucler.

Enfin, Changenet [16] a développé un modèle couplant les pertes et les échanges thermiques basé sur la méthode des réseaux thermiques. La boîte de vitesses est ainsi décomposée de façon macroscopique en éléments considérés isothermes (arbres, pignons, bagues des roulements, etc.).

Les échanges de chaleur entre ces éléments sont caractérisés au moyen de résistance thermique (convection, conduction, rayonnement). Ce type d'approche permet de prendre en compte plus finement la relation entre les pertes générées dans la boîte et les échauffements du lubrifiant et des pièces qui en résultent.

Les modèles développés par Iratani, Roulet et Changenet permettent d'obtenir la répartition des pertes en fonction des conditions de fonctionnement de la boîte. Les résultats qui sont présentés ci-après mettent en avant les sources de pertes qui sont prépondérantes, qu'elles dépendent ou non de la charge.

Les conditions de fonctionnement étudiées par Iratani [14] sont les suivantes : rapport de 5^{ème} engagé, vitesse en entrée de boîte de 4000 tr/mn et un couple de 20 Nm. Ses résultats montrent que, dans ces conditions, les pertes se répartissent équitablement parmi les sources suivantes :

L'engrènement, le barbotage et le frottement/cisaillement au niveau des roulements, pignons fous, synchroniseurs et autres joints. Cette répartition des pertes montre que parmi les pertes indépendantes de la charge le barbotage a une grande influence et peut représenter un tiers des pertes totales (Figure III.3).

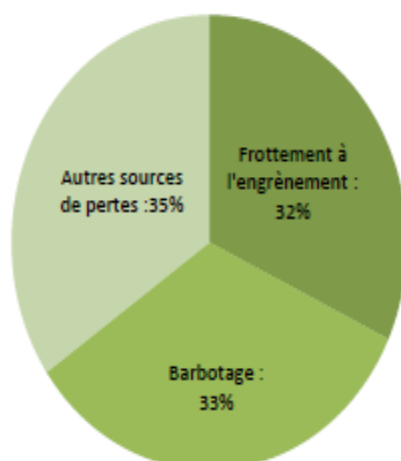


Figure III.3. Pertes mesurées par Iritani [14]

(Rapport de 5ème engagé, $N=4000$ tr/mn, couple de 20 Nm)

Changenet [16] réalise quant à lui une estimation de la répartition des pertes sur une boîte de vitesses à 6 rapports pour le rapport de 6ème engagé, un couple de 150 Nm, une vitesse en entrée de boîte de 3000 tr/mn, et une température du bain d'huile de 80 °C. Les pertes par frottement aux dentures et le barbotage représentent dans ce cas les deux sources de pertes majoritaires pour ces conditions de fonctionnement (Figure III.4). En effet, le couple transmis dans la boîte étant important, les pertes à l'engrènement représente la source de perte la plus importante. D'autre part, la température du lubrifiant étant également élevée, la viscosité du lubrifiant est faible et les pertes hydrodynamiques sont faibles. En outre la vitesse de rotation de l'arbre primaire égale à 3000 tr/mn engendre des vitesses de rotations de l'arbre secondaire proche de 5600 tr/mn lorsque le rapport de 6ème est engagé. Dans ces conditions, les pertes par barbotage sont la source de perte majoritaire parmi celles ne dépendant pas de la charge.

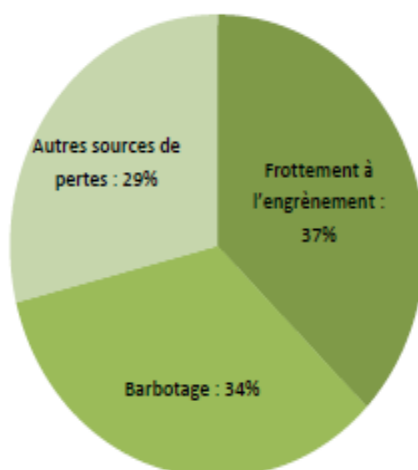
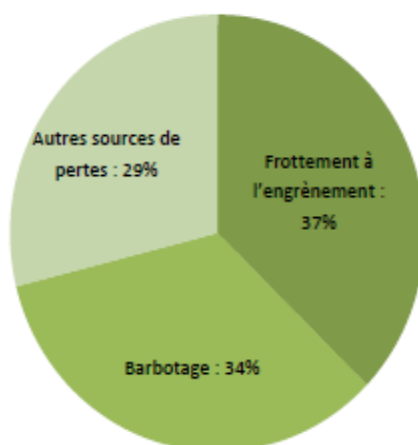


Figure III.4. Pertes mesurées par Iritani [14]

(Rapport de 5ème engagé, $N=4000$ tr/mn, couple de 20 Nm)

Changenet [16] réalise quant à lui une estimation de la répartition des pertes sur une boîte de vitesses à 6 rapports pour le rapport de 6ème engagé, un couple de 150 Nm, une vitesse en entrée de boîte de 3000 tr/mn, et une température du bain d'huile de 80 °C. Les pertes par frottement aux dentures et le barbotage représentent dans ce cas les deux sources de pertes majoritaires pour ces conditions de fonctionnement (Figure III.4). En effet, le couple transmis dans la boîte étant important, les pertes à l'engrènement représente la source de perte la plus importante. D'autre part, la température du lubrifiant étant également élevée, la viscosité du lubrifiant est faible et les pertes hydrodynamiques sont faibles. En outre la vitesse de rotation de l'arbre primaire égale à 3000 tr/mn engendre des vitesses de rotations de l'arbre secondaire proche de 5600 tr/mn lorsque le rapport de 6ème est engagé. Dans ces conditions, les pertes par barbotage sont la source de perte majoritaire parmi celles ne dépendant pas de la charge.

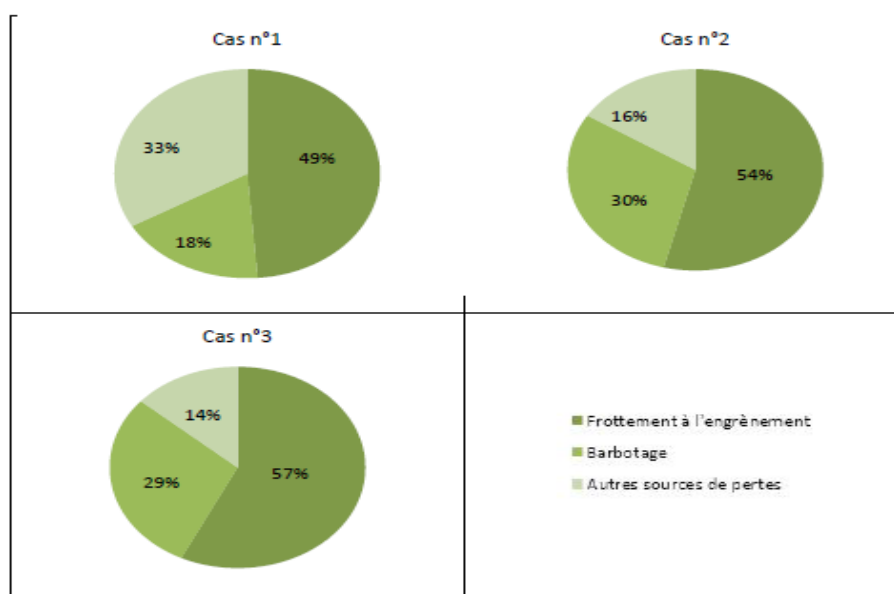
**Figure III.5.** Répartition des pertes calculées

(Rapport de 6ème engagé, $N=3000$ tr/mn, couple de 150 Nm) d'après Changenet [16]

Le Tableau I.1. présente les résultats de répartition des pertes obtenus par Roulet [15] pour différentes conditions de fonctionnement décrites ci-dessous :

- Cas n°1: rapport de 3ème, vitesse véhicule de 50 km/h, 20°C
- Cas n°2 : rapport de 5ème, vitesse véhicule de 90 km/h, 80°C
- Cas n°3 : rapport de 5ème, vitesse véhicule de 120 km/h, 80°C

Tableau III.1. Répartition des pertes obtenues par Roulet [15]



Ces résultats montrent que pour ces conditions, l'engrènement représente environ la moitié des pertes générées dans la boîte. Toutefois, à l'image des résultats obtenus par Changenet (Cf. Figure III.4) ou Iritani, le barbotage représente ici aussi une part importante des pertes dans les boîtes étudiées dès lors que la vitesse de rotation ou la température sont importantes. Il convient tout de même de signaler que pour des températures du lubrifiant très faibles (inférieure à 20 °C), les pertes par cisaillement et la traînée hydrodynamique des roulements deviennent prépondérantes devant le barbotage.

Après avoir présenté succinctement la composition d'un lubrifiant pour boîte de vitesses et les principales propriétés qui caractérisent les fonctions de transfert thermique et de lubrification d'une huile, il est intéressant de voir les modèles utilisés pour caractériser chaque source de perte et de comprendre la prise en compte des propriétés du lubrifiant dans ces modèles.

III.5. Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes dépendantes de la charge

Dans toutes les études sur les pertes dans les boîtes de vitesses, un consensus apparaît concernant la formulation employée pour évaluer les pertes à l'engrènement. Ainsi, que ce soit dans les modèles développés par Iritani, Roulet ou encore Changenet, les pertes à l'engrènement sont estimées à partir de la formulation suivante :

$$P_{engr} = H_v P_{in} C_f$$

Où H_v représente un coefficient dépendant de la géométrie de la denture, P_{in} la puissance transmise par l'engrenage, et C_f le coefficient de frottement.

Cette formulation est par ailleurs classiquement utilisée pour calculer les pertes de puissance dans les engrenages [17] [3]. Néanmoins des différences existent au niveau de la formulation du coefficient de frottement dans lequel interviennent généralement la viscosité et la masse volumique [18] [19] [20] [21]. A titre d'exemple, la formulation de Benedict-Kelley [22] peut être citée, où le coefficient de frottement est exprimé de la sorte :

$$C_f = 0,0127 \log_{10} \left[\frac{3,17 \times 10^8 F}{\mu V_s U^2} \right]$$

Où F représente la charge unitaire, μ la viscosité, V_s la vitesse de glissement et U la vitesse de roulement dans le contact. On note ici que la seule propriété du lubrifiant qui affecte le coefficient de frottement est la viscosité dynamique. Toutefois, des travaux plus récents réalisés par Diab [23] montrent que l'additivation du lubrifiant peut avoir une influence sur le coefficient de frottement. Il propose ainsi une formulation du coefficient de frottement prenant en compte un taux de cisaillement dit « sec » :

$$C_f = \frac{1}{Pre_{moy}} \left[\frac{A_{cr}}{A_{ca}} \tau_{sec} + \left(1 - \frac{A_{cr}}{A_{ca}} \right) \tau_{fluide} \right]$$

Où Pre_{moy} est la pression de contact moyenne, A_{cr} l'aire de contact réelle, A_{ca} l'aire de contact apparente, τ_{fluide} le taux de cisaillement fluide [24] et τ_{sec} le taux de cisaillement sec. Ce dernier représente le frottement entre aspérités, et est lui-même dépendant d'un coefficient de frottement f_{sec} déterminé expérimentalement. Le coefficient f_{sec} dépend des couches d'additifs qui se déposent sur les surfaces métalliques. Cette approche montre donc qu'en plus des propriétés de viscosité et masse volumique du lubrifiant, l'additivation de ce dernier joue un rôle dans les pertes par engrenement.

Concernant maintenant les pertes par frottement dépendant de la charge dans les roulements, les auteurs travaillant sur les pertes dans les boîtes de vitesses reprennent la formulation développée par Harris [25] pour évaluer le couple de frottement :

$$C_1 = f_1 F_{eq}^a D_{moy}^b$$

où f_1 , a et b sont des constantes dépendant du type de roulement, F_{eq} l'effort équivalent appliqué sur le roulement et D_{moy} le diamètre moyen du roulement. Dans ce cas le couple de frottement ne dépend pas des propriétés du lubrifiant utilisé. Toutefois la société SKF a développé plus récemment un modèle de pertes [26] prenant en compte les propriétés du lubrifiant. Le couple de perte dépendant de la charge est ainsi décomposé en un moment de

frottement de roulement (prenant en compte la viscosité du lubrifiant) et un moment de frottement de glissement. Ce dernier est évalué à l'aide d'un coefficient de frottement qui dépend de la nature de l'huile : minérale, synthétique ou lubrifiant pour transmission. Le couple de frottement de glissement s'écrit dans ce cas :

$$C_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}$$

où G_{sl} est une variable dépendant du type de roulement et de la charge, et μ_{sl} le coefficient de frottement de glissement valant 0,05 pour une huile minérale, 0,04 pour une huile synthétique et 0,1 pour une huile de transmission.

III.6. Les propriétés du lubrifiant dans les modèles de pertes indépendantes de la charge

Les pertes indépendantes de la charge dans une boîte de vitesses sont principalement dues à deux effets : le cisaillement du lubrifiant (paliers, synchroniseurs, joints) et sa mise en mouvement (roulements, barbotage).

Les joints d'étanchéité jouent un rôle important dans une boîte de vitesses puisqu'ils assurent que le lubrifiant ne puisse s'échapper du carter mais également qu'aucun corps étranger ne vienne polluer le lubrifiant et endommager le mécanisme. Les pertes aux joints sont généralement données par les fabricants ou évaluées expérimentalement [14]. Les joints ne représentant pas une source de pertes importantes dans une boîte de vitesses, peu d'effort sont portés pour décrire plus finement ces pertes.

Dans une boîte de vitesses les pignons fous sont libres de rotation sur l'axe qui les supporte dès lors que le rapport de boîte correspondant n'est pas enclenché. Un film de lubrifiant peut donc s'établir entre l'arbre et le pignon. Un couple de frottement est alors généré par le cisaillement de ce film d'huile. Les travaux portant sur les pertes dans les boîtes de vitesses s'accordent sur l'utilisation d'une formulation liée à un écoulement de Couette [15] [16] :

$$C_a = \frac{4\pi^2 \rho \nu L R^3 (\Delta N)}{60j}$$

Où ρ est la masse volumique, ν la viscosité cinématique, L la longueur du palier, R le rayon de l'arbre, ΔN la vitesse relative entre le pignon et l'arbre et j le jeu radial.

Des propriétés très classiques du lubrifiant sont donc utilisées pour évaluer les pertes dans un palier lisse. Il en est de même dans les roulements pour évaluer les pertes indépendantes de la charge. Le moment de frottement indépendant de la charge C_0 s'évalue au moyen de la viscosité

cinématique à la température de fonctionnement du roulement [27] par la formulation suivante:

$$C_0 = 10^3 f_0 (vN)^{2/3} d_m^3 \quad \text{si } vN > 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.mn}$$

$$C_0 = 16 f_0 d_m^3 \quad \text{si } vN < 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s.mn}$$

Où d_m est le diamètre moyen du roulement et f_0 un coefficient qui dépend du type de lubrification du roulement (mélange air/huile, bain d'huile ou jet d'huile). Dans le modèle de pertes développé plus récemment par la société SKF [26], le couple de pertes indépendant de la charge prend en compte le type de lubrification du roulement et dans le cas du bain d'huile, une prise en compte de l'immersion du roulement est réalisée.

Pour chacune des sources de pertes détaillées ci-dessus, la littérature fait ressortir un certain consensus quant au choix des modèles utilisés. Pour certaines de ces pertes (engrènement, roulement), des études récentes tendent à montrer que des propriétés autres que la viscosité ou la masse volumique peuvent avoir une influence sur les pertes et peuvent être prises en compte par calculs.

Il faut par contre noter que le consensus n'existe plus quand il s'agit d'évaluer les pertes par barbotage dans une boîte de vitesses. Ainsi Iritani [14] utilise une loi empirique obtenue au moyen d'essais réalisés sur la boîte de vitesses étudiée. Cette formulation tient compte des vitesses de rotation en entrée et sortie de boîte, la viscosité cinématique et le niveau d'huile. Roulet [15] reprend quant à lui des résultats de la littérature pour évaluer les pertes par barbotage. Enfin l'approche considérée par Changenet a consisté à développer un modèle original, le plus générique possible, pour quantifier les pertes par barbotage [28] [29].

À la différence d'autres sources de pertes, les approches pour quantifier les pertes par barbotage dans les boîtes de vitesses sont donc diverses. Il apparaît alors nécessaire d'effectuer une revue des différents modèles proposés dans la littérature scientifique.

III.7. Pertes par barbotage

Plusieurs études se sont intéressées aux pertes par traînée d'un mobile en rotation dans un bain d'huile. Historiquement, les travaux de Daily et Nece [30], de Mann et Marston [31] et enfin de Soo et Princeton [32], portant sur les pertes générées par un disque totalement immergé dans un bain d'huile peuvent être cités. Loin de traduire le phénomène de perte pour

un pignon partiellement immergé, ces travaux posent les bases des études qui suivront. En effet, Daily et Nece proposent un modèle de perte basé sur un couple adimensionnel de traînée. De plus quatre régimes sont mis en évidence en fonction du nombre de Reynolds, le tout corrélé à des résultats expérimentaux.

Concernant les modèles de perte par barbotage, deux catégories sont à distinguer : les modèles basés sur des mesures expérimentales et les modèles purement analytiques. Concernant la première catégorie, les modèles sont souvent établis à partir de l'analyse dimensionnelle du problème à partir de résultats obtenus sur des bancs d'essais de mesure de pertes. Ainsi la diversité des modèles proposés dans la littérature [33] [34] [28] résultent souvent de la diversité des conditions d'essais (types de pignons et fluide, vitesse de rotation, etc.) [35]. L'approche analytique du problème de barbotage, quant à elle, menée par Seetharaman et Kahraman [36] [37] est à souligner. Dans ce contexte, les paragraphes suivants présentent les différents modèles de pertes par barbotage disponibles dans la littérature.

III.7.1. Modèle de Terekhov

Terekhov [38] a réalisé des essais portant à la fois sur un pignon seul lubrifié par barbotage pour différentes hauteurs h d'immersion dans le bain d'huile, mais également pour un couple de pignons.

Ces essais mettent ainsi en évidence le sens de rotation sur les pertes dans le cas du couple roue/pignon. Les huiles testées sont par ailleurs très visqueuses (de 200 à 2000 cSt) et les vitesses de rotation ne dépassent pas quelques centaines de tours par minute.

Une analyse dimensionnelle permet d'exprimer le couple de barbotage C_{barb} au moyen d'un couple adimensionnel C_m :

$$C_{barb} = \rho \omega^2 b R_p^4 C_m$$

où ρ représente la masse volumique de l'huile, ω la vitesse de rotation du pignon, b la largeur du pignon et R_p le rayon primitif.

Plusieurs régimes d'écoulement sont mis en évidence et les domaines d'utilisation des différents modèles dépendent des valeurs des nombres de Reynolds et de Froude :

- Régime laminaire, $10 < Re < 2250$:

$$\text{Si } Fr^{-0,25} Re^{-0,6} > 8,7 \cdot 10^{-3} : \quad C_m = 4,57 Re^{-0,6} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0,4} \left(\frac{V_p}{V_o} \right)^{-0,5}$$

Si non

$$C_m = 2,63 Re^{-0,6} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,17} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,73}$$

- Régime turbulent $2250 < Re < 36000$

$$C_m = 0,373 Re^{-0,3} Fr^{-0,25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,124} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,576}$$

Où V_p/V_0 représente le rapport entre le volume immergé du pignon et le volume d'huile du bain.

La formulation du couple adimensionnel établie par Terekhov montre ainsi que les pertes vont diminuer avec la viscosité quel que soit le régime d'écoulement.

III.7.2. Modèle de Boness

A la différence des essais menés par Terekhov, Boness [34] a réalisé principalement des mesures de pertes au moyen de disques et a étudié uniquement 2 pignons de module égale à 2 mm. Le couple adimensionnel est ici exprimé à partir de la surface immergée du pignon :

$$C_{barb} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 S_m R_p^3 C_m$$

De la même façon que le modèle établi par Terekhov, les résultats des essais effectués par Boness font apparaître plusieurs régimes de fonctionnement. Cependant le couple dimensionnel C_m ne dépend que du nombre de Reynolds :

- Régime transitoire, $2000 < Re < 100\ 000$: $C_m = 8,6 \cdot 10^{-4} Re^{1/3}$
- Régime turbulent :

$$C_m = \frac{5 \cdot 10^5}{Re^2}$$

À la différence du modèle de Terekhov, la formulation du couple adimensionnel de traînée présente ici trois régimes. En régime laminaire ou turbulent, les pertes calculées vont diminuer avec l'augmentation de température. La particularité du régime transitoire réside en une augmentation des pertes avec une diminution de la viscosité.

III.7.3 Modèle de Lauster

Le modèle développé par Lauster [39] est similaire à celui de Terekhov et s'écrit :

$$C_{barb} = \rho \omega^2 b R_p^4 C_m$$

Toutefois, les essais menés par Lauster portant spécifiquement sur une boîte de vitesses de camion, l'analyse dimensionnelle ne fait ressortir qu'un unique régime :

$$C_m = 2,95 Re^{-0,15} Fr^{-0,7} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1,5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0,4} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0,5}$$

III.7.4 Modèle de Changenet

Les travaux réalisés par Changenet et Vexé [16] sur un banc d'essais élaboré spécifiquement pour l'étude des pertes par barbotage ont conduit à des formules empiriques basées sur une analyse dimensionnelle et exprimant le couple de traînée à partir de la forme suivante :

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho_{huile} \omega^2 R_p^3 S_m C_m$$

où ρ_{huile} est la masse volumique du lubrifiant, ω la vitesse de rotation, R_p le rayon primitif du pignon et S_m la surface immergée dans le bain d'huile du pignon.

Les essais réalisés ont mis en évidence la nécessité de caractériser différents régimes de fonctionnement. Afin de définir les bornes d'application de ces régimes, deux grandeurs sont introduites pour considérer à la fois les effets visqueux via le nombre de Reynolds et aussi les effets centrifuges à travers le paramètre γ . Ce paramètre, analogue à une accélération, est exprimé de la façon suivante :

$$\gamma = \omega^2 (R_p b m)^{1/2}$$

Où ω représente la vitesse de rotation du pignon, R_p le rayon primitif, b la largeur du pignon et m le module du pignon.

Ainsi, le couple adimensionnel de traînée C_m peut être formulé de la façon suivante [28] [29] :

- Si $\gamma = \Omega^2 (R_p b m)^{1/2} < 750 \text{ m/s}^2$ et $\frac{\Omega R_p b}{\nu} = Re_c < 4000$

$$C_m = 1,366 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} Re_c^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21}$$

- Si $\gamma < 750 \text{ m/s}^2$ et $Re_c > 4000$

$$C_m = 0,239 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21}$$

- Si $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$ et $Re_c < 4000$

$$C_m = 20,8 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} Re_c^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85}$$

- Si $\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$ et $Re_c > 4000$

$$C_m = 3,644 \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0,85} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85}$$

Où b représente la largeur du pignon, ν la viscosité cinématique du lubrifiant, h l'immersion du pignon dans le bain d'huile, D_p le diamètre primitif du pignon, V_0 le volume d'huile, Fr le nombre de Froude et Re_c le nombre de Reynolds.

Ces formulations du couple adimensionnel de traînée indiquées ci-dessus mettent en évidence l'absence de la viscosité dans l'estimation des pertes lorsque le nombre de Reynolds devient supérieur à 4000, c'est à dire pour des vitesses de rotation importantes ou des températures élevées.

III.7.5 Modèle de Höhn

Höhn et al. ont également développé un modèle empirique de pertes par barbotage sur la base d'essais réalisés sur un banc FZG [3]. Ainsi, pour un couple pignon/roue, le couple de pertes par barbotage est formulé par :

$$C_{barb} = C_{sp} C_1 C_2 (U_t/10)$$

Avec les constantes C_i suivantes :

$$C_1 = 0,063 \left(\frac{d_1 + d_2}{10} \right) + 0,0128 \left(\frac{b}{10} \right)^3$$

$$C_2 = \frac{d_1 + d_2}{800} + 0,2$$

$$C_{sp} = \left(\frac{2Ra_2}{l_H} \right) \left(\frac{4d_2}{3Ra_2} \right)^{1,5}$$

où $l_H = [2(LH)]/(L + H)$, Ra_2 représente le rayon de tête de la roue, L et H sont les largeurs et hauteurs du carter, U_t la vitesse au niveau du rayon primitif, d_1 , d_2 et b sont respectivement les diamètres du pignon et de la roue et la largeur de ces derniers exprimés en millimètres.

Ce modèle ayant été développé pour une utilisation sur le banc FZG, le couple de barbotage est formulé pour un engrenage et non un pignon seul. Par ailleurs, et c'est certainement ce que ce modèle a de plus particulier, aucune propriété de l'huile n'est ici prise en compte.

III.7.6. Modèle analytique de Seetharaman et Kahraman

Le modèle de barbotage développé par Seetharaman et Kahraman [36] se distingue des précédents modèles par un développement purement analytique. Ce modèle est basé sur les effets de frottement visqueux de l'huile sur les surfaces en mouvement du pignon dans le fluide. Dans cette étude, le pignon est assimilé à un disque dont les pertes par barbotage se décomposent en deux contributions, les pertes générées par la périphérie du pignon P_{dp} et les pertes dues aux flancs P_{df} :

$$Pd = P_{dp} + P_{df}$$

Les pertes dues à la périphérie du pignon s'expriment de la façon suivante :

$$P_{dp} = 4\mu b R_a^2 \omega^2 \phi$$

Où R_a représente le rayon extérieur du pignon et

$$\phi = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h}{R_a} \right)$$

Deux régimes d'écoulements sont utilisés pour exprimer les pertes générées par les flancs du pignon en fonction du nombre de Reynolds :

- Régime laminaire

$$Re < 10^5 \sim 10^6$$

$$P_{df} = \frac{0,41 \rho \mu^{0,5} \omega^{2,5} R_a^2 S_{df}}{\sqrt{\sin \phi}}$$

où $S_{df} = R_a^2 \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(1 - \frac{h}{R_a} \right) - \left(1 - \frac{h}{R_a} \right) \sqrt{\frac{h}{R_a} \left(2 - \frac{h}{R_a} \right)} \right]$

- régime turbulent

$$Re > 10^5 \sim 10^6$$

$$P_{df} = \frac{0,025 \rho \mu^{0,14} \omega^{2,86} R_a^{2,72} S_{df}}{(\sin \phi)^{0,14}}$$

Le modèle détaillé ci-dessus montre une très forte dépendance à la viscosité du lubrifiant. En effet, les pertes générées par la périphérie du pignon évoluent linéairement avec la viscosité. Quant aux pertes dues aux flancs du pignon, la dépendance à la viscosité est toujours présente même si le poids de cette propriété est moins marqué que pour la périphérie.

III.7.7 Analyse critique des différents modèles

Les différents modèles de pertes par barbotage présentés ci-dessus se distinguent tout d'abord par leur méthode de développement : d'une part l'approche empirique [38] [34] [28] et d'autre part l'approche analytique [36]. L'approche empirique a été la plus souvent employée, mais la diversité des modèles obtenus montre qu'il est nécessaire d'avoir à l'esprit les conditions opératoires (types de pignons et fluides, vitesse de rotation, immersion, etc.) afin de comprendre les spécificités de ces modèles. On pourra ainsi noter que dans certains des modèles basés sur une approche empirique, la géométrie de la denture n'intervient pas dans les couples adimensionnels de traînée qui caractérisent les différents régimes. Cette hypothèse est également reprise par Seetharaman et Kahraman dans le développement de leur modèle puisqu'un pignon est assimilé à un disque. Le fait que l'influence de la denture ne soit pas plus importante peut paraître surprenant en première approche. Toutefois, cette hypothèse s'explique par le fait que, pour une huile visqueuse et à faible vitesse de rotation (cas des essais menés par Terekhov par exemple), l'huile remplit l'espace interdent sans être éjectée. Pour des vitesses de rotation plus importantes (quelques milliers de tours par minute), cette fois l'espace inter-dent est rempli d'air quand il pénètre dans le bain d'huile.

L'interaction de la denture avec le bain d'huile est alors négligeable et le pignon se comporte comme un disque.

Des travaux réalisés par Changenet [16] ont permis de comparer des mesures de pertes en fonction de l'immersion aux modèles de Terekhov, Boness et Lauster. La Figure I-5 présente quelques uns des résultats obtenus pour un pignon composé de 102 dents, de module 1,5 mm et d'une largeur de 14 mm. Les pertes par barbotage sont exprimées en fonction de l'immersion relative du pignon dans le bain d'huile pour une vitesse de rotation de 3000 tr/mn. Les pertes mesurées varient de 30 à 140 W alors que les modèles prévoient des niveaux de pertes compris dans une gamme de 115 à 400 W. Ces résultats mettent en évidence l'incapacité des différents modèles testés à prédire les pertes avec suffisamment de précision à partir de conditions d'essais variées (vitesse de rotation, immersion, type de pignon).

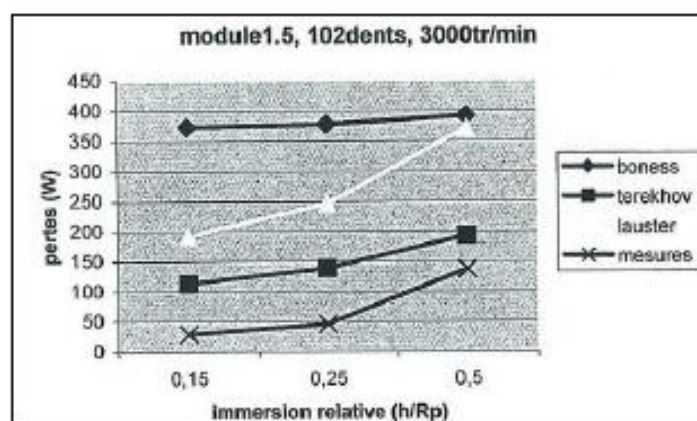


Figure III.6. Pertes par barbotage mesurées et calculées par différents modèles [16]

Luke et Olver [40] se sont intéressés aux estimations des pertes par les modèles de Terekhov et de Boness pour différents fluides utilisés lors d'expérimentations (2 huiles et de l'eau). Les auteurs notent que la formulation proposée par Boness surestime d'un facteur 10 ou plus les pertes mesurées pour les deux types d'huiles (Figure I-6). Lorsque les propriétés physiques de l'eau sont cette fois utilisées, le modèle de Boness prévoit des pertes quasiment nulles ce qui est en contradiction avec les pertes mesurées. En effet celles-ci peuvent devenir supérieures aux pertes atteintes dans le cas des huiles.

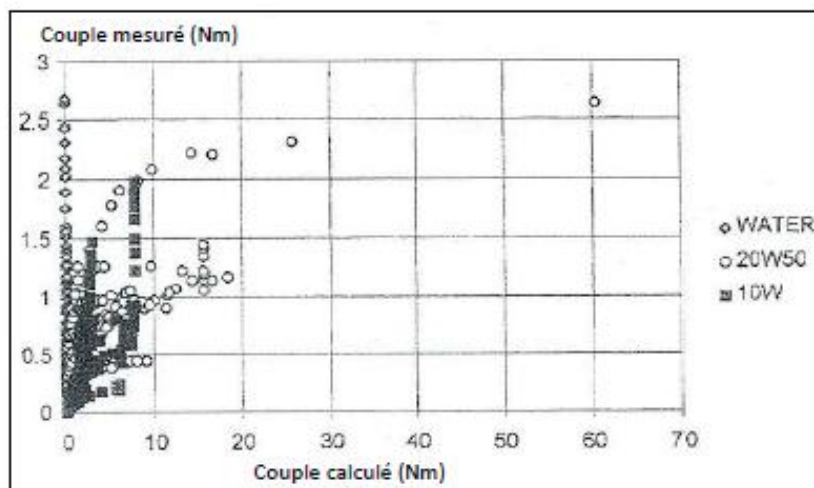


Figure III.7. Comparaison entre le couple mesuré par Luke et Olver [40] et calculé par la formulation de Boness [34]

Les résultats présentés à la Figure I-6 montrent que le modèle de Boness n'apparaît pas suffisamment fiable pour être utilisé dans le cadre de l'étude des pertes par barbotage dans une boîte de vitesses. Le modèle de Boness a par ailleurs été utilisé par Roulet afin d'évaluer

les pertes par barbotage dans la boîte de vitesses qu'il a étudiée. En outre, l'influence des propriétés du lubrifiant ne semble pas être prise en compte de façon à traduire les phénomènes physiques liés au barbotage.

Le modèle de Terekhov propose une meilleure corrélation vis-à-vis des mesures réalisées avec l'huile (Figure I-7). Toutefois, selon les conditions d'essais et des régimes décrits par Terekhov, les pertes mesurées sont ou surestimées ou sous-estimées. Enfin, de même que pour le modèle de Boness, les pertes mesurées pour l'eau sont supérieures à celles prédites par le modèle. Cette constatation conduit donc à se focaliser plus particulièrement sur la prise en compte des propriétés du fluide dans les modèles de perte par barbotage.

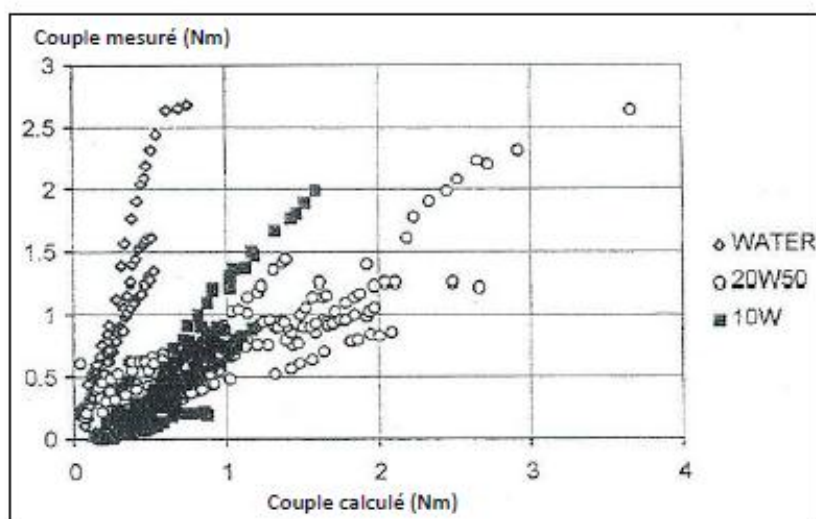


Figure III.8. Comparaison entre le couple mesuré par Luke et Olver [40] et calculé par la formulation de Terekhov [33]

Une attention particulière est maintenant portée sur l'influence des propriétés du fluide, et notamment de la viscosité, dans les prévisions de pertes issues des modèles cités plus haut. Les estimations des modèles sont différentes les unes des autres. Ainsi, le Tableau I-2 compare les résultats de mesures effectuées par Luke et Olver [40] aux résultats donnés par les modèles de Seetharaman et Kahraman [36] et de Changenet [28]. Deux pignons de diamètre primitif 216 et 186 mm sont testés à une vitesse de rotation de 3000 tr/mn et une immersion relative $h/R=0,5$. Cette comparaison concerne une huile à deux températures différentes et de l'eau. Ces résultats montrent tout d'abord que les pertes mesurées pour l'huile par Luke et Olver sont constantes aux deux températures. Le modèle de Seetharaman et Kahraman, qui est basé uniquement sur des effets visqueux, montre ses limites puisque les pertes calculées diminuent avec l'augmentation de la température. Au contraire, le modèle de

Changenet et Velez indique que les pertes sont constantes et proches de celles mesurées (7,5 % d'écarts pour le pignon $Z=56$). Enfin, les pertes mesurées avec l'eau sont plus importantes que celles avec l'huile bien que la viscosité de l'eau soit très faible devant celle de l'huile. Seul le modèle de Changenet et Velez permet de calculer des pertes relativement proches de celles mesurées par Luke et Olver pour l'eau.

Tableau III.2. Comparaisons entre les couples de perte mesurée et calculé avec différents modèles

	Pignons	Z=72 m=3 mm b=20 mm	Z=56 m=3 mm b=20 mm
	Modèles		
Huile 10W – 53°C	Luke-Olver (mesures)	1,9 Nm	0,8 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	1,6 Nm	0,6 Nm
	Changenet - Velez	2,1 Nm	0,74 Nm
Huile 10W – 72°C	Luke-Olver (mesures)	-	0,8 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	1,2 Nm	0,4 Nm
	Changenet - Velez	2,1 Nm	0,74 Nm
Eau – 20°C	Luke-Olver (mesures)	2,7 Nm	1,3 Nm
	Seetharaman <i>et al.</i>	0,4 Nm	0,15 Nm
	Changenet - Velez	2,5 Nm	0,87 Nm

Des comparaisons entre mesures et modèles présentées ci-dessus, il ressort que les modèles de Terekhov, Boness et Lauster donnent des résultats très approximatifs suivant les conditions de fonctionnement testées. Le modèle développé par Höhn semble trop fortement basé sur les essais menés sur une machine FZG et ne tient compte par ailleurs d'aucune propriété du fluide. L'étude réalisée par Luke et Olver ne révèle d'ailleurs qu'une faible corrélation entre leurs mesures et le modèle de Höhn. Enfin, le modèle de Seetharaman et Kahraman, basé sur des effets visqueux ne semble pas fournir des tendances en cohérence avec les mesures (voir Tableau III.2). Le modèle qui apparaît le plus polyvalent est celui de Changenet. Toutefois des questions subsistent quant à l'influence des propriétés du fluide. En effet, les résultats présentés dans le Tableau III.2 concernant l'eau montrent que les pertes mesurées avec ce fluide sont plus importantes que celles obtenues avec l'huile. Le modèle de Changenet traduit effectivement une augmentation des pertes avec l'eau qui est due à la variation de la masse volumique. Mais l'augmentation des pertes imputée à la masse volumique ne permet pourtant pas de calculer des pertes aussi importantes que celles mesurées. Il semble donc que des phénomènes ne soient pas pris en compte dans ce modèle et qui pourraient expliquer notamment les mesures obtenues avec l'eau. Ceci montre que des efforts d'investigations

doivent être menés afin d'éclaircir l'influence des propriétés du fluide sur les pertes par barbotage.

III.8. Lubrification par barbotage

Dans le paragraphe précédent, le barbotage a été étudié vis-à-vis des pertes engendrées nécessairement par ce mode de lubrification. Toutefois l'étude des pertes par barbotage a tendance à faire oublier le rôle de lubrification qui doit être assuré par les projections d'huile. Il est donc essentiel d'accorder une grande importance à la mise au point ce mode de lubrification.

La mise au point de la lubrification par barbotage s'avère plus compliqué qu'il n'y paraît. En effet, dès lors que les flux de lubrifiant doivent être orientés et qu'un débit d'huile doit être acheminé au niveau des contacts, des modifications du carter, ou l'implantation de goulottes sont nécessaires.

Mais cette mise au point est essentiellement basée sur des essais réalisés sur des prototypes. Une boîte de vitesses équipée de carter transparent permet d'observer les flux d'huile en fonction du volume d'huile contenu dans le carter, du rapport enclenché ou encore de la vitesse de rotation en entrée de boîte.

Dans ce contexte, les travaux de Roulet peuvent être cités [15]. Ce dernier s'attache à établir un schéma représentant la circulation de l'huile d'une boîte lubrifiée par barbotage à partir d'observations effectuées sur une boîte présentant des fenêtres en plexiglas. La Figure I-8 illustre ainsi la circulation de l'huile qui s'établit dans le carter.

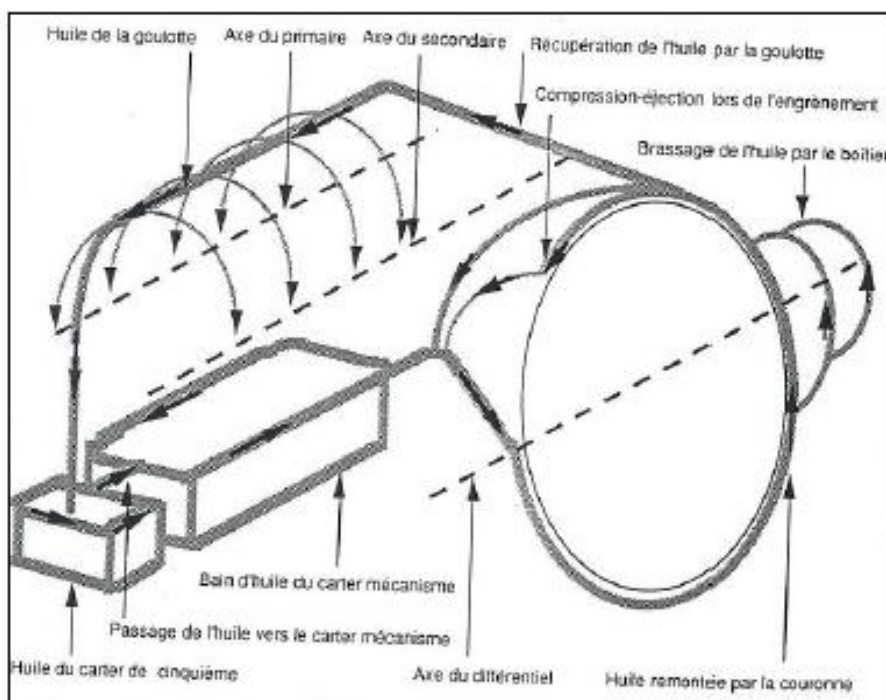


Figure III.9. Représentation de la circulation globale d'huile dans une boîte de vitesses manuelle à 5 rapports [15]

Cette représentation de masse reste qualitative et aucune observation visuelle n'est en mesure de proposer une évaluation des débits d'huile qui sont effectivement en mouvement dans le carter. Il serait alors intéressant d'accéder aux valeurs de ces débits afin de pouvoir évaluer les débits d'huile projetés et notamment le débit susceptible d'être récupéré par les goulottes.

Toutefois, la littérature ne fait état d'aucune étude traitant des débits d'huile projetés par les pignons en rotation bien que la projection par les pignons soit le phénomène permettant d'assurer la répartition du lubrifiant dans l'ensemble de la boîte de vitesses. Les seules études liées au phénomène de projection centrifuge concernent l'échange de chaleur entre la denture et le lubrifiant lors de ce processus [41] [42].

Face à ce manque d'informations, la mise au point sur banc d'essais s'avère donc longue et surtout coûteuse pour les constructeurs automobiles. Il y a donc nécessité de disposer d'outils prédictifs afin d'améliorer la conception interne des carters, la position des goulottes ou encore le niveau d'huile nécessaire à une correcte lubrification.

Le niveau d'huile dans le carter est en effet un paramètre important ayant un impact à la fois sur les pertes et les échanges de chaleur. Un niveau d'huile trop faible ne permettrait pas d'assurer le refroidissement des divers éléments. Un niveau d'huile trop important conduirait

au contraire à des pertes par barbotage excessives. Höhn [43] propose ainsi une étude traitant de l'évolution des pertes et des températures en fonction de la hauteur du bain d'huile dans un banc FZG.

Dans une transmission comme une boîte de vitesses, il y a donc un lien fort entre les pertes de puissances, les aspects thermiques et la lubrification. Dans les modèles actuels, seules les pertes et les aspects thermiques sont pris en compte. Si on prend l'exemple du paramètre du niveau d'huile dans une boîte de vitesses, un calcul de perte par barbotage couplé à un calcul thermique permet de déterminer un niveau d'huile à même de limiter les pertes tout en assurant un bon refroidissement.

Pourtant aucun modèle ne permet de déterminer un niveau d'huile optimal pour permettre l'alimentation en huile des rigoles ou encore assurer des projections d'huile suffisantes sur les pièces à lubrifier. Il y a donc un manque d'informations d'ordre quantitatif sur le fonctionnement de la lubrification par barbotage.