GUILHERME ANTÔNIO ASSIS MACHADO

Eficiência de uma transmissão automotiva e do comportamento tribológico em regimes de lubrificação aplicados à engrenagens automotivas

São Paulo

2018

GUILHERME ANTÔNIO ASSIS MACHADO

Eficiência de uma transmissão automotiva e do comportamento tribológico em regimes de lubrificação aplicados à engrenagens automotivas

Tese de Doutorado apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Ciências

**São Paulo
2018**

GUILHERME ANTÔNIO ASSIS MACHADO

Eficiência de uma transmissão automotiva e do comportamento tribológico em regimes de lubrificação aplicados à engrenagens automotivas

Tese de Doutorado apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Doutor em
Ciências

Área de concentração:
Engenharia Mecânica de Projeto e
Fabricação

Orientadora: Profa. Dra. Izabel
Fernanda Machado

**São Paulo
2018**

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador,

São Paulo, 23 de novembro de 2018

Assinatura do autor

Assinatura do orientador:

Catálogo-na-publicação

Machado, Guilherme Antonio Assis

Eficiência de uma transmissão automotiva e do comportamento tribológico em regimes de lubrificação aplicados à engrenagens automotivas / G. A. A. Machado -- versão corr. -- São Paulo, 2018.

113 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Eficiência 2.Tribologia 3.Regimes de lubrificação 4.Transmissões automotivas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

A minha família que é a fonte
da motivação para tudo na minha vida

AGRADECIMENTOS

Um trabalho deste não seria possível sem o apoio e dedicação de pessoas e instituições que fornecem motivação e recursos necessários para tal.

Agradeço à minha família, minha esposa Viviane pela paciência, dedicação e palavras de estímulo quando tudo parecia sem direção e sentido, sempre acreditando que no fim chegaria uma solução. Aos meus filhos Matheus e Vinicius que souberam compreender que são minha fonte de inspiração para continuar sempre em frente. A todos meu carinho e admiração.

À USP pela infraestrutura de equipamentos disponibilizados e também pelas pessoas que me ajudaram a percorrer esta estrada. À fantástica equipe que montamos, que culminou não só nesta tese mas em vários trabalhos que aumentaram o conhecimento e experiência. À equipe composta pelos professores Izabel Machado (minha orientadora), Roberto Souza, Gilberto Souza e Amilton Sinatora (embora não tenha feito parte da equipe full time acreditou no projeto desde a primeira vez que estive na USP), aos pesquisadores Newton Fukumasu, Francisco Profito, Michell Cano, Guido Bodi, Luiz Lima, Arnaldo Lima, Cassiano Bernardes, Iramar Tertuliano, Pedro Tayer, e ao pessoal de staff Marcos Ara, Murilo Garcia, Carlos Ramires e Silene. À todos meu muito obrigado e desculpas pelas confusões e bagunças que fiz.

À FCA pelo apoio e disponibilização de recursos. Ao Tiago Figueiredo e ao Renato Franco que também se juntaram a mim em pesquisas na USP. Ao Saulo Soares, Renato Coimbra, Raissa Daher, Gustavo Redó. A Mariana, Gustavo e Diones que hoje não estão mais na FCA. À todos meus sinceros agradecimentos.

Ao Gil motorista do taxi que me transportou em SP e que acabamos criando uma amizade.

Sempre faltará um nome, e a estes, o meu sincero pedido de desculpas por não cita-los, e muito obrigado.

Fazer algo bom vale tanto a pena
que morrer tentando fazer algo melhor
não pode ser loucura.
A vida é medida por realizações, não por anos.
Bruce McLaren

RESUMO

O aumento de eficiência de transmissões automotivas é a grande motivação deste trabalho. Sendo um dos objetivos principais avaliar correlações entre ensaios de eficiência de transmissões (com foco em engrenagens e cinemática do engrenamento) e ensaios tribológicos (com foco na avaliação do coeficiente de atrito e regimes de lubrificação). Nos ensaios tribológicos foi determinado o coeficiente de atrito para diferentes relações de rolamento e deslizamento, regimes de lubrificação, lubrificantes e recobrimentos. No banco de testes de transmissões automotivas foram avaliados diferentes lubrificantes e recobrimentos, similares aos avaliados nos ensaios tribológicos. Para se estabelecer a correlação entre estas duas escalas de ensaios, foi feito primeiramente um mapeamento de esforços e combinação de velocidades de rolamento e deslizamento durante o contato entre os dentes em uma transmissão. Este mapeamento permitiu: 1) que ensaios tribológicos tipo rolo esférico-disco fossem realizados de forma a se obter os coeficientes de atrito em diversas relações de razão deslizamento-rolamento (SRR - "*slide to roll ratio*") de forma a avaliar a performance de um revestimento a base de carbono e um óleo lubrificante aditivado; 2) Ensaios tribológicos esfera-disco plano também fossem realizados de forma a levantar os coeficientes de atrito para que, neste caso, fosse feito um confronto de especificação de óleos. Os ensaios de banco de provas foram feitos em diferentes condições: 1) utilizando um automóvel; 2) simulações numéricas (softwares comerciais) e 3) utilizando um banco para avaliação de eficiência de transmissões (dinamômetros e motores elétricos). Tanto os ensaios tribológicos (coeficiente de atrito) como testes de banco (avaliação da eficiência da transmissão) foram conduzidos em diferentes cenários de temperatura, relações de pressão de contato e velocidade comparadas com uma configuração de referência (características superficiais da engrenagem, contato na engrenagem e regimes de lubrificação). Os resultados obtidos permitiram associar o mapeamento do contato entre engrenagens e o regime de lubrificação com as eficiências obtida em banco de transmissões, softwares e ensaios tribológicos. Estes resultados indicam menores custos em desenvolvimentos e projetos de transmissões automotivas.

Palavras-chave: EFICIÊNCIA, TRIBOLOGIA, REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO, TRANSMISSÕES AUTOMOTIVAS

ABSTRACT

The greatest motivation of this thesis was the improving the efficiency of automotive transmissions. One of the aspects studied is how to establish a correlation between tribological test parameters based on the friction coefficient and lubrication regimes to the efficiency of an automotive transmission bench test. The efficiency of the transmission based on the contact established during the gearing for different coatings and lubricants. This correlation was based primarily using a stress map and the combination of sliding and rolling speeds applied on the surface contact between gear teeth. This mapping allows testing: 1) tribological tests (roll on disc) combined with a device used to simulate contact conditions on friction coefficient, in which different conditions of slide to roll ratio (SRR) were obtained. Therefore the effect of carbon base coating and lubricants with different features could be tested. 2) tribological tests (ball on disc), in which friction coefficient was obtained for different lubricants to evaluate the behavior of them, probably related to additives. Transmission bench tests were also conducted, transmissions were tested: 1) in automobiles; 2) using numerical simulation; 3) rig tests (dynamometers and electrical engines). Bench tests evaluated primarily the efficiency of the transmission. Tests (tribological and bench tests) in various scenarios of temperature, contact pressure ratio and speeds compared to the reference configuration (surface features of transmission gears, gear contact and regimes of lubrication) allowed the comparison between transmission efficiency, regimes the lubrication obtained during bench tests and tribological parameters, such as friction coefficient, and therefore, the results can help in selecting coatings and lubricants. These results indicate lower development and design costs in transmissions evaluation can be reached.

Keywords: EFFICIENCY, TRIBOLOGY, LUBRICATION REGIMES, AUTOMOTIVE TRANSMISSIONS

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Perdas devido ao atrito em um automóvel	15
Figura 2 - Perdas em veículos, com ênfase na transmissão automotiva	16
Figura 3 - Bancos de rolo – Testes de transmissões utilizando automóveis	16
Figura 4 - Ensaio de bancadas para testes de transmissões com uso de motores elétricos. A transmissão é indicada pela seta.....	17
Figura 5 - Distribuição de perdas em uma transmissão manual.....	21
Figura 6 - Perdas em transmissão (ϵ) x Velocidade periférica (V).....	24
Figura 7 - Variação de atrito (μ_g), velocidade de deslizamento (V_g), e carga (F_{bt}) na linha de engrenamento.....	25
Figura 8 - (a) Esquema com linha de engrenamento no dente do pinhão; (b) Esquema com contato pinhão/corona	29
Figura 9 - Nomenclatura associada às partes da engrenagem	29
Figura 10 - Transmissão automotiva	30
Figura 11 - Simulação de processo de engrenamento - engrenagens helicoidais	31
Figura 12 – Representação esquemática da transmissão de movimento por contato direto	32
Figura 13 - Representação de transmissão de movimento por contato direto	32
Figura 14 - Rolamento puro.....	33
Figura 15 - Desenvolvimento da evolvente de um círculo	34
Figura 16 - Forças em engrenagens helicoidais.....	35
Figura 17 - Combinação de rolamento e deslizamento nos dentes de engrenagens	36
Figura 18 - Curva de temperabilidade para aços aplicados em engrenagens tratadas	38
Figura 19 - Ganho em vida e redução de COF com revestimentos	39
Figura 20 - Performance revestimento em ensaios FZG.....	40
Figura 21 - Comparativo coeficiente de atrito.....	40
Figura 22 - Performance revestimentos em ensaios disco bloco	41
Figura 23 - Rugosidade e lubrificação.....	41
Figura 24 - Força de atrito: rolamento e deslizamento	43
Figura 25 - Curva de Stribeck.....	47
Figura 26 - Representação de movimento de rolamento e deslizamento	49
Figura 27 - Representação de movimentos de rolamento e deslizamento.....	49
Figura 28 - Representação do perfil de velocidades em engrenagens	50
Figura 29 - Representação regime de lubrificação plena	51
Figura 30 - Formação do filme lubrificante	52
Figura 31 - Distribuição dos regimes de lubrificação	53
Figura 32 - Representação de regime de lubrificação misto	53
Figura 33 - Relação entre velocidade de transmissão e rotação de motor	59
Figura 34 - Relação entre torque motor x pressão de contato	60
Figura 35 - Correlação entre áreas de contato e tipos de lubrificação representados pela curva de Stribeck.....	61
Figura 36 - Distribuição de temperatura em ensaio de ciclo de consumo	61
Figura 37 - Dispositivo para medição SRR	63
Figura 38 - (a) TE-67 Plint & Partners LTD com aplicação de carga via peso morto. (b) Bombeamento de óleo no contato entre amostras.....	63
Figura 39 - Equipamento esfera / disco plano MTM.....	65
Figura 40 - Relevo de temperatura de óleo no ciclo de consumo	67
Figura 41 - Esquema de montagem para ensaio sob carga dinamômetro	68

Figura 42 - Esquema de montagem para ensaio sem carga no dinamômetro	68
Figura 43 - Esquema de transmissão de 5 velocidades	70
Figura 44 - Representação do modelo de eficiência	72
Figura 45 - Simulação consumo X eficiência de uma transmissão	74
Figura 46 - Histórico de ensaios individualizados de consumo	75
Figura 47 - Ensaios rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,21. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).....	77
Figura 48 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,45. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).....	77
Figura 49 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,89. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).....	78
Figura 50 - Ensaios rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,21. Temperatura de 40°C e força normal 80N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).	78
Figura 51 - Ensaios rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,45. Temperatura 40°C e força normal 80N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).....	79
Figura 52 - Ensaios rolo sobre disco. Com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,89. Temperatura 40°C e força normal de 80N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).	79
Figura 53 – Coeficiente de atrito em função de rotação (rpm) para ensaios disco esfera MTM.	80
Figura 54 – Coeficiente de atrito em função de rotação (rpm) para ensaios disco esfera MTM.	81
Figura 55 - Diferenças da porcentagem (%) em coeficiente de atrito (COF) para diferentes condições de SRR em função da rotação (rpm) em ensaios disco esfera MTM. Os valores negativos indicam as perdas e os positivos os ganhos em função de trocas do lubrificante 601 pelo 7002.....	83
Figura 56 - Torque de bombeamento por rotação	84
Figura 57 - Rotação (rpm) X Eficiência - 3ª marcha, avaliação dos óleos 601 e 7002	86
Figura 58 - Topografia da trilha de ensaio de uma amostra ensaiada com 40 N e 0.89 de SRR.....	88
Figura 59 - Mapa de EDS MEV na trilha de ensaio do disco, elétrons secundários e imagens de composição.....	88
Figura 60 - Rotação X resistência elétrica SRR 180% (tribômetro MTM)	90
Figura 61 - Torque X eficiência 1ª marcha	93
Figura 62 - Hersey X eficiência 1ª marcha	93
Figura 63 - Torque x eficiência 3ª marcha.....	94
Figura 64 - Hersey x eficiência 3ª marcha.....	94
Figura 65 - Representação de regimes de lubrificação em um dente de engrenagem	96
Figura 66 - Tendência de eficiência de óleo 7002	99
Figura 67 - Tendência de eficiência de óleo 601	99
Figura 68 - Modelo de eficiência	100
Figura 69 – Eficiência a 1500 rpm calculada x medida no banco para óleos 7002 e 601 em 3ª marcha	101

Figura 70 – Resultado desvio cálculo eficiência x eficiência real medida para o óleo 601	104
Figura 71 - Resultado desvio cálculo eficiência x eficiência real medida para o óleo 7002	104
Figura 72 - Resultado desvio dos deltas calculado eficiência x delta eficiência real medida para o óleo 7002 em substituição ao óleo 601	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Rendimento global de transmissões automotivas	22
Tabela 2 - Eficiência de engrenamento em diferentes tipos de engrenagens	23
Tabela 3 - Referência de perdas por engrenamento por tipo de engrenagem	26
Tabela 4 - Propriedades de revestimentos	40
Tabela 5 - Deslizamento x Rolamento por tipo de engrenagem.....	49
Tabela 6 - Materiais utilizados	56
Tabela 7 - Características dos óleos utilizados nos ensaios de bancada e tribológicos	58
Tabela 8 - Parâmetros de trabalho do ensaio tribométrico rolo esférico disco plano	64
Tabela 9 - Parâmetros de trabalho do ensaio tribológico esfera / disco plano (MTM)	65
Tabela 10 - Parâmetros de ensaio de transmissão, NA indica condição não realizada de ensaio.....	69
Tabela 11 - Temperatura do ensaio de transmissão, NA indica condição não realizada de ensaio.....	69
Tabela 12 - Comparativo condições ensaio eficiência x tribológicos.....	71
Tabela 13 - Redução % COF para carga de 40N, ensaio rolo esférico / disco plano	76
Tabela 14 - Redução % COF para carga de 80N, ensaio rolo esférico / disco plano	76
Tabela 15 – Diferenças da porcentagem (%) em coeficiente de atrito (COF) para diferentes condições de SRR em função da rotação (rpm) em ensaios disco esfera MTM. Os valores negativos indicam as perdas e os positivos os ganhos em função de trocas dos lubrificantes 601 pelo 7002.	82
Tabela 16 - Torque de bombeamento experimental.....	84
Tabela 17 - Percentual de perda de bombeamento em relação ao torque aplicado .	85
Tabela 18 - Eficiência em 3ª marcha óleo 7002 (referência 1 seria 100% de eficiência)	85
Tabela 19 - Eficiência em 3ª marcha óleo 601 (referência 1 seria 100% de eficiência)	86
Tabela 20 – Delta médio de eficiência do óleo 7002 e revestimento comparado com a 1ª sem revestimento e óleo 601 e delta médio de eficiência do óleo 7002 comparado com o óleo 601 na 3ª.....	91
Tabela 21 - Valores de Hersey 1ª marcha (óleo 7002 e revestimento)	92
Tabela 22 - Valores Hersey 3ª marcha (óleo 7002)	94
Tabela 23 - Ponto de inversão de eficiência	95
Tabela 24 - Espessura de filme óleo 7002 3ª marcha 3500 rpm.....	97
Tabela 25 - Percentual de regimes de lubrificação 3ª marcha óleo 7002	97
Tabela 26 - Espessura de filme óleo 601 3ª marcha 3500 rpm.....	98
Tabela 27 - Percentual de regimes de lubrificação 3ª marcha óleo 601	98
Tabela 28 - Comparativo resultado banco x modelo eficiência óleo. Eficiência a 1500 rpm calculada x medida no banco para óleos 7002 e 601 em 3ª marcha	101
Tabela 29 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 1000 - 2000 rpm....	102
Tabela 30 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 2500 - 3500 rpm....	102
Tabela 31 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 4000 - 5000 rpm....	103

LISTA DE SÍMBOLOS

F_a	Força axial
F_{ad}	Força de adesão
F_{atr}	Força de atrito
F_{ext}	Força normal
F_n	Força resultante
F_r	Força radial
F_t	Força tangencial
h_{min}	Espessura mínima de filme
K	Parâmetro de elipticidade
P_b	Potência de entrada
P_a	Potência de saída
P_V	Perda total
P_{VZ}	Perda no engrenamento sob carga
P_{VZO}	Perda no engrenamento sem carga
P_{vb}	Perda nos rolamentos sob carga
P_{vbo}	Perda nos rolamentos sem carga
r	Raio de curvatura
U	Velocidade de deslocamento
V	Velocidade tangencial
W	Força Normal
α	Piezoviscosidade
E	Módulo de Young
λ	Espessura de filme
η	Viscosidade dinâmica
ω	Velocidade angular

ABREVIATÖES

AGMA	American Gears Manufacturers Association
AISI	American Iron Steel Institute
API	American Petroleum Intitute
ASM	American Society For Materials
ASTM	American Society For Testing And Materials
AT	Transmissão Automática
COF	Coeficiente de atrito
CVT	Transmissão continuamente variável
DCT	Transmissão de dupla embreagem
ECR	Electrical Contact Resistance
EDS	Espectroscopia por Dispersão de Energia de Raios X
EPUSP	Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
FCA	Fiat Chrysler Automobiles
FTP	Ciclo de consumo urbano
FZG	Teste de eficiência e durabilidade engrenagens
HW	Ciclo de consumo estrada
ISO	International Organization for Standardization
LFS	Laboratório de Fenômenos de Superfície
MTM	“Mini Traction Machine”
NBR	Norma Brasileira
P&D	Pesquisa e desenvolvimento
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SRR	Razão de deslizamento e rolamento “ <i>Slide to Roll Ratio</i> ”
USP	Universidade de São Paulo

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	MOTIVAÇÃO.....	18
3	OBJETIVOS	19
4	REVISÃO	20
4.1	EFICIÊNCIA EM TRANSMISSÕES AUTOMOTIVAS.....	20
4.1.1.	Considerações gerais sobre eficiência em transmissões.....	20
4.1.2.	Cálculo da eficiência em transmissões	22
4.1.3.	Cálculo das perdas em transmissões	23
4.1.3.1.	Perdas no engrenamento - P_{vz}	25
4.1.3.2.	Perdas no engrenamento - P_{vzo}	25
4.1.3.3.	Perdas nos rolamentos - P_{vb}	27
4.1.3.4.	Perdas nos retentores - P_{vd}	27
4.1.3.5.	Outras perdas - P_{vx}	27
4.2	DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA.....	28
4.2.1.	Engrenagens.....	28
4.2.2.	Engrenagens automotivas	30
4.2.3.	Cinemática de engrenamento	31
4.2.4.	Condição de rolamento puro	32
4.2.5.	Curva evolvente	33
4.2.6.	Análise de forças em engrenagens cilíndricas	34
4.2.7.	Materiais para engrenagens	37
4.3	REVESTIMENTOS SUPERFICIAIS	38
4.4	IMPORTÂNCIA DO ACABAMENTO SUPERFICIAL	41
4.5	ATRITO	42
4.6	LUBRIFICAÇÃO	44
4.6.1.	Lubrificação hidrodinâmica	45
4.6.2.	Lubrificação elastohidrodinâmica	45
4.6.3.	Lubrificação limítrofe	46
4.6.4.	Lubrificação mista	46
4.6.5.	Curva de Stribeck.....	46
4.7	LUBRIFICAÇÃO EM ENGRENAGENS	48
4.7.1.	Movimentos e velocidades em engrenagens	48
4.7.2.	Regimes de lubrificação em engrenagens	50
5	MATERIAIS E MÉTODOS	55
5.1	MATERIAIS	55
5.1.1.	Engrenagens.....	55

5.1.2.	Amostras para ensaios com condições de rolamento e deslizamento (rolo esférico / disco plano, esfera disco / plano (MTM))	56
5.1.3.	Lubrificantes	57
5.2	MÉTODOS EXPERIMENTAIS	58
5.2.1.	Seleção de parâmetros de ensaios tribológicos.....	59
5.2.2.	Ensaio tribológicos	62
5.2.2.1.	Ensaio rolo esférico / disco plano	62
5.2.2.1.1.	Parâmetros operacionais tribômetro rolo esférico / disco plano.....	63
5.2.2.2.	Ensaio esfera / disco plano (MTM)	64
5.2.2.2.1.	Parâmetros operacionais tribômetro esfera / disco plano MTM	65
5.2.3.	Consumo veicular e eficiência na transmissão	66
5.2.3.1.	Simulação de consumo veicular e eficiência da transmissão	66
5.2.3.2.	Ensaio de banco a rolo para consumo veicular	66
5.2.4.	Ensaio de eficiência de transmissão	67
5.2.5.	Modelo de eficiência	71
6	RESULTADOS.....	73
6.1	SIMULAÇÃO DE CONSUMO	73
6.2	ENSAIO DE CONSUMO VEICULAR.....	74
6.3	ENSAIOS TRIBOLÓGICOS	75
6.3.1.	Rolo esférico / disco plano	75
6.3.2.	Esfera / disco plano (MTM)	79
6.4	ENSAIO DE EFICIÊNCIA EM BANCO DE TRANSMISSÕES.....	83
6.4.1.	Ensaio de eficiência sem carga (perdas por bombeamento)	84
6.4.2.	Ensaio de eficiência com carga (perdas por atrito)	85
6.5	RELAÇÕES ENTRE OS RESULTADOS DE ENSAIOS TRIBOLÓGICOS E DE BANCOS DE PROVAS	87
6.5.1.	Ensaio tribológico rolo esférico / disco plano	87
6.5.2.	Ensaio esfera / disco plano MTM.....	89
6.5.3.	Ensaio de eficiência transmissão	90
6.5.3.1.	Avaliação número de Hersey 1ª marcha (revestimento a base de carbono) 92	
6.5.3.2.	Avaliação número de Hersey 3ª marcha (óleos 601 e 7002).....	93
6.5.3.3.	Filmes de óleo na 3ª marcha – Eficiência.....	96
6.5.3.4.	Modelo experimental de eficiência filmes de óleos na 3ª marcha	99
7.	CONCLUSÕES	105
8.	TRABALHOS FUTUROS	107
9.	REFERÊNCIAS.....	108

1 INTRODUÇÃO

As transmissões automotivas são sistemas com eficiência acima de 90% (NAUNHEIMER *et al*, 2011) e são usualmente compostas por arranjos de engrenagens, que são elementos mecânicos para transmitir movimentos. As figuras 1 e 2 mostram um esquema das perdas que ocorrem em um veículo. Observa-se que, entre as perdas em uma transmissão mecânica, apenas 55% pode ser relacionado com perdas no engrenamento (HOLMBERG *et al*, 2012). A *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) apoia a pesquisa sobre o projeto, materiais e manufatura de engrenagens e publica padrões para seu projeto, manufatura e montagem (AGMA 933-B03, 2017). Esta é uma fonte importante não só para o dimensionamento da engrenagem, mas também para a modelagem de engrenagens e do engrenamento, além da avaliação de eficiência e vida deste componente, em função dos esforços envolvidos.

Figura 1 - Perdas devido ao atrito em um automóvel

Fonte: Adaptado de HOLMBERG *et al* (2012)

Figura 2 - Perdas em veículos, com ênfase na transmissão automotiva

Fonte: Adaptado de HOLMBERG *et al* (2012)

A avaliação da eficiência e da vida (resistência mecânica e à fadiga) de transmissões automotivas pode ser feita de várias formas, que variam entre o utilização de automóveis em condições controladas, até o uso de bancos de provas, como apresentado nas figuras 3 e 4, respectivamente. No entanto, existe um custo muito elevado associado a essas avaliações, em função da infraestrutura necessária e dos tempos de ensaios, que podem variar de horas a meses, em função das características das engrenagens e parâmetros de engrenamento.

Figura 3 - Bancos de rolo – Testes de transmissões utilizando automóveis

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 4 - Ensaio de bancadas para testes de transmissões com uso de motores elétricos. A transmissão é indicada pela seta.

Fonte: Elaborado pelo autor

Uma forma indireta de avaliar a eficiência em transmissões, ou de forma mais simples, em sistemas engrenados, pode ser também feita utilizando ensaios tribológicos em laboratório, embora haja limitações (HOEHN et al.,2001). Equipamentos podem simular as condições de contato e lubrificação obtidas durante o engrenamento e com isso se obter uma estimativa de coeficientes de atrito. Existem diferentes tribômetros e dentre eles estão o de rolo esférico / disco plano e o esfera / disco plano (Mini Traction Machine, MTM) do Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) da Escola Politécnica da USP (EPUSP) que podem contemplar este tipo de análise. Para isso é necessário estabelecer relações para determinar valores de coeficientes de atrito em diferentes condições de contato e regime de lubrificação, e que possam ser comparadas com resultados de banco de provas. Esse tipo de análise requer uma descrição detalhada do que ocorre no engrenamento em uma transmissão automotiva. Uma parte da revisão da literatura, apresentada nesta tese, se concentra nesses aspectos.

Esta tese está dividida em 9 capítulos. No capítulo 2 é apresentada a Motivação e no capítulo 3 os Objetivos. A Revisão da Literatura é apresentada no capítulo 4, Materiais e Métodos no capítulo 5, Resultados no capítulo 6 e Conclusão no capítulo 7. Seguem trabalhos futuros no capítulo 8 e, por fim, as referências utilizadas.

2 MOTIVAÇÃO

A motivação do presente trabalho foi primeiramente tecnológica, com desenvolvimento científico. Em abril de 2012, o programa INOVAR AUTO foi criado, objetivando aumentar a competitividade, a tecnologia e a segurança de automóveis por meio do investimento em pesquisa e desenvolvimento (P&D) e inovação (FERREIRA FILHO; PASCOAL; DA SILVA, 2013). Este programa terminou em 2017, e foi importante, pois incentivou o relacionamento entre universidades e montadoras de automóveis.

Durante este período ocorreram várias iniciativas de desenvolvimento, dentre elas, um projeto entre o grupo FCA (Fiat Chrysler Automobile) e o Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) da EPUSP para diminuição de perdas por atrito em transmissões automotivas. A redução das perdas por atrito é um agente importante de inovação. Esta redução de atrito resulta em ganhos de potência para acionamento, reduz o consumo de combustível e o nível de emissões. Também, dependendo da rota escolhida, pode resultar na diminuição do volume de óleo lubrificante de câmbio. Esses fatores são estratégicos na evolução da indústria automotiva mundial. A redução do coeficiente de atrito em transmissões autimotivas é, portanto, um diferencial competitivo importante sobre veículos similares.

3 OBJETIVOS

Com a motivação apresentada, a presente tese de doutorado tem como objetivos:

- contribuir com comparações entre os resultados de diferentes metodologias de análise de eficiência de transmissões.
- avaliar a eficiência obtida em bancos de transmissões com base no comportamento dos fenômenos cinemáticos do engrenamento.
- avaliar correlações entre ensaios de eficiência de transmissões (com foco em engrenagens e cinemática do engrenamento) e ensaios tribológicos, com foco na avaliação do coeficiente de atrito, regimes de lubrificação.

Para alcançar esses objetivos foi feito, com base na literatura, um mapeamento do contato entre engrenagens helicoidais e regimes de lubrificação, os quais são relacionados com as eficiências obtidas em banco de transmissões e softwares com ensaios tribológicos.

4 REVISÃO

Para conduzir a análise da relação entre ensaios tribológicos e os de bancada são revistos alguns conceitos ligados ao contato entre as engrenagens, que são apresentados na sequência. A análise conduzida nesta tese avalia a eficiência obtida em ensaios de bancada e propõe relações com ensaios tribológicos. Nesta revisão, inicialmente são apresentados os fatores que estão relacionados com a eficiência de transmissões. Na sequência, em função dos ensaios que podem avaliar as condições de perda de eficiência no engrenamento, são apresentados detalhes do engrenamento e o uso de engrenagens helicoidais. São apresentados também os efeitos da geometria da engrenagem, os esforços, a cinemática do engrenamento e as relações de rolamento e deslizamento, além de aspectos ligados aos regimes de lubrificação. Esta análise é importante para o mapeamento das condições de engrenamento e correlação com ensaios tribológicos e condições de lubrificação.

4.1 EFICIÊNCIA EM TRANSMISSÕES AUTOMOTIVAS

4.1.1. Considerações gerais sobre eficiência em transmissões

Nenhum mecanismo de conversão de torque é tão eficiente quanto um par de engrenagens, tendo em conta os custos de produção e razão de conversão. No entanto, a busca de ganhos em eficiência energética, com base no estudo das perdas por atrito em transmissões, tem crescido em atenção e importância (HOLMBERG *et al*, 2012). Os critérios para se determinar as possibilidades de melhorar a eficiência das transmissões veiculares em função da capacidade de torque, rotação e outros valores característicos têm sido feitos pela indústria automobilística como uma das ações de aumento de eficiência veicular.

A perda total de potência de uma transmissão é constituída por perdas de engrenamento, perdas por bombeamento de óleo, perdas nos rolamentos, perdas nos elementos de sincronização e perdas em elementos de vedação (FERNANDES *et al*, 2014). Estas perdas são classificadas e divididas em função da dependência do torque aplicado à transmissão. Sua ordem de grandeza dentro da perda global de uma relação de marcha é exemplificada pela figura 5.

Figura 5 - Distribuição de perdas em uma transmissão manual

Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER *et al* (2011)

A parcela de perda no engrenamento ocorre em razão da cinemática do engrenamento. Fenômenos de rolamento e deslizamento ocorrem durante o movimento das engrenagens em contato. O deslizamento provoca as perdas por atrito nas engrenagens e, somado a energia gasta para exercer deformações no sistema, compõe as perdas no engrenamento e são diretamente proporcionais ao torque aplicado à transmissão. Outras perdas que ocorrem são:

- Perdas por bombeamento são provocadas pela energia gasta pelas engrenagens da transmissão para bombear o óleo internamente, para a lubrificação do sistema. Estas perdas independem do torque aplicado à transmissão.
- Perdas em sistemas de sincronizadores ocorrem devido ao atrito entre o anel sincronizador e o cone de sincronização, localizado na engrenagem.
- Perdas em vedações são provocadas principalmente pelo atrito dos retentores em contato com o eixo e dependem da carga e superfície de vedação.

Considerando todas as perdas aplicadas, pode-se observar na tabela 1, que a transmissão manual com engrenagens helicoidais é a mais eficiente entre todas as transmissões e tem a melhor relação entre massa e potência aplicada. O emprego de transmissões hidrostáticas, conversor de torque ou CVTs normalmente leva a menores eficiências, quando comparadas do ponto de vista de rendimentos

mecânicos. Estas menores eficiências ocorrem devido a perdas adicionais de fenômenos de deslizamento intrínsecos aos componentes deste tipo de transmissão.

Tabela 1 - Rendimento global de transmissões automotivas

Tipo de câmbio		Rendimento %
Mecânico sem lubrificação forçada	Automotivo	92 ~ 97
	Comercial	90 ~ 97
Automatico (AT, DCT)		90 ~ 95
CVT Polias		87 ~ 93
CVT Hidráulico		80 ~ 86

Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER *et al* (2011)

4.1.2. Cálculo da eficiência em transmissões

A eficiência em sistema de transmissões é definida como a razão entre a potência de entrada P_a e a potência de saída P_b (KLÜBER, 1998) dada pela equação (1). Já a perda total (P_v) é dada pela diferença entre as potências de entrada e a de saída, dada pela equação (2). Substituindo a potência de saída tem-se a equação (3)

$$\eta = \frac{P_b}{P_a} < 1 \quad \text{eq. (1)}$$

$$\text{onde } P_v = P_a - P_b \quad \text{eq. (2)}$$

$$\eta = \frac{P_a - P_v}{P_a} < 1 - \frac{P_v}{P_a} \quad \text{eq. (3)}$$

Engrenagens retas ou helicoidais possuem baixa percentagem de deslizamento e, em função disso têm alta eficiência (acima de 99% para cada par engrenado), enquanto que engrenagens hipóides ou sem fim e coroa possuem alta percentagem de deslizamento, tendo relativamente baixa eficiência. A tabela 2 mostra a eficiência esperada para cada tipo de engrenagem.

Tabela 2 - Eficiência de engrenamento em diferentes tipos de engrenagens

Tipo de engrenagem		Eficiência sobre carga nominal %
Dente reto	Simples estágio	> 98,5
	Duplo estágio	> 97,0
	Triplo estágio	> 95,5
	Quádruplo estágio	> 94,0
Cônicas		> 98,0
Cônicas retas	Simples estágio	> 96,5
	Triplo estágio	> 95,0
	Quádruplo estágio	> 93,5
Planetárias		> 97,0
Helicoidais cruzadas		50 ~ 98,5
Hipóides	Alta redução	50 ~ 90
	Baixa redução	85 ~ 96

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

A eficiência em sistemas de engrenamento também varia em função da carga aplicada. Quanto maior a carga aplicada, maior será a eficiência (Naunheimer *et al*, 2011). Portanto, a maior eficiência se dará com a carga máxima aplicada a transmissão.

4.1.3. Cálculo das perdas em transmissões

Estudos de eficiência e perdas em transmissões podem ser vistos em alguns trabalhos (AMARO *et al*, 2005; BRANDÃO *et al*, 2012; MARTINS *et al*, 2006). A perda total da transmissão P_v (KLÜBER, 1998), apresentada de forma simplificada na equação (2), na verdade é constituída de várias perdas individuais nos diferentes componentes da transmissão que são apresentadas na equação (4):

$$P_v = P_{vz} + P_{vo} + P_{vb} + P_{vbo} + P_{vd} + P_{vx} \quad \text{eq. (4)}$$

Onde:

P_v = Perda total

P_{vz} = Perda no engrenamento sob carga

P_{vo} = Perda no engrenamento sem carga

P_{vb} = Perda nos rolamentos sob carga

P_{vbo} = Perda nos rolamentos sem carga

P_{vd} = Perda nos retentores independente da carga

P_{vx} = Outras perdas independente da carga

As perdas em engrenagens e rolamentos podem ser divididas em condições sob carga e sem carga, como apresentado na equação (4). A figura 6 mostra a perda total (P_v), as perdas sob carga, as perdas sem carga em relação com o incremento da velocidade periférica.

Figura 6 - Perdas em transmissão (ζ) x Velocidade periférica (V)

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

4.1.3.1. Perdas no engrenamento - P_{vz}

Um aspecto importante a ser detalhado é a perda no engrenamento, pois é com base nele que será feita a avaliação do ponto de vista tribológico. Perdas no engrenamento ocorrem devido ao movimento de deslizamento durante o engrenamento submetido a cargas. A perda relativa P_{vz} depende do ponto de contato do engrenamento em função do percentual de deslizamento encontrado em cada ponto. O coeficiente de atrito entre as partes de contato é fundamental na determinação das perdas por engrenamento. A figura 7 (KLÜBER, 1998) esquematiza a variação do deslizamento em função do ponto de contato do engrenamento (pontos A a E ao longo da linha de contato).

Figura 7 - Variação de atrito (μ_g), velocidade de deslizamento (V_g), e carga (F_{bt}) na linha de engrenamento

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

4.1.3.2. Perdas no engrenamento - P_{vzo}

Outro aspecto importante são as perdas que ocorrem no engrenamento sem carga (valores de referência na tabela 3). Em transmissões sem lubrificação forçada,

a perda P_{vzo} (tabela 3), é composta pelas perdas de bombeamento, perdas por pressão no engrenamento e perdas por injeção (KLÜBER, 1998).

As perdas de bombeamento ocorrem quando a engrenagem mergulha dentro do óleo acumulado dentro da transmissão. Ela é determinada pelos seguintes fatores (MAZZO, 2013):

- . Largura, diâmetro externo e número de engrenagens em contato com o óleo.
- . Forma da caixa de transmissão (folgas entre componentes, volume da caixa).
- . Profundidade de imersão das engrenagens.
- . Velocidade periférica das engrenagens que estão em mergulho.
- . Viscosidade do óleo.

Tabela 3 - Referência de perdas por engrenamento por tipo de engrenagem

Tipo de engrenagem	Relação de redução	Perdas no engrenamento (%)	Perda total (%)
Industriais	NA	0,2 ~ 0,5	1,0 ~ 2,8
Sem fim e coroa	5	NI	4,0 ~ 9,0
	10		7,0 ~ 11,0
	70		24,0 ~ 25,0

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

Perdas por bombeamento em altas velocidades de engrenamento resultam em um aumento de temperatura, o que pode ser prejudicial para o sistema em função da variação de viscosidade do lubrificante (KUBO *et al*, 1986). Perdas por pressão no engrenamento também ocorrem quando uma parcela excessiva de lubrificante é forçada para fora da zona de contato na direção vertical ou horizontal. Estas perdas são intensificadas com o aumento da viscosidade do óleo.

Perdas por injeção de óleo são geralmente menores que as perdas de bombeamento em transmissões sem lubrificação forçada. Elas ocorrem quando o óleo é forçado para fora do flanco do dente e este óleo é acelerado e desviado. Estas perdas dependem da quantidade de óleo forçado, da viscosidade do óleo, largura do dente e do diâmetro da engrenagem (KLÜBER, 1998).

4.1.3.3. Perdas nos rolamentos - P_{vb}

Este tipo de perda está associado ao tipo de rolamento, posição de montagem, lubrificação, velocidade e carga. Rolamentos de esfera tem menores perdas que rolamentos cilíndricos.

As perdas relacionadas a rolamentos de esferas são compostas pela perda dependente da carga P_{vb} e a não dependente da carga P_{vbo} . As perdas dependentes da carga são causadas pela deformação elástica dos elementos rolantes, da pista e por movimentos de deslizamento nos pontos de contato. Perdas não dependentes da carga ocorrem devido ao deslizamento entre a gaiola, elementos rolantes e a pista. E perdas hidrodinâmicas na lubrificação. Elas dependem da viscosidade do lubrificante, da quantidade e da velocidade periférica da transmissão (KLÜBER, 1998).

As perdas associadas a rolamentos cilíndricos são intensificadas com o aumento de carga. As perdas são relativamente altas em baixas velocidades. Sob regime misto de lubrificação, as perdas decrescem com o aumento da velocidade de deslizamento, enquanto que em condições de lubrificação hidrodinâmica (GU, 1973), as perdas aumentam com o aumento da velocidade de deslizamento.

4.1.3.4. Perdas nos retentores - P_{vd}

Estas perdas dependem principalmente do tipo de vedação. As perdas nos retentores são relativamente baixas comparadas as perdas totais da transmissão. Entretanto estas perdas poder ser importantes no caso de retentores de borracha. Se retentores radiais forem usados as perdas aumentarão com o incremento do diâmetro e altas velocidades periféricas no lábio de vedação.

4.1.3.5. Outras perdas - P_{vx}

Estão inclusas nestas perdas as causadas por roda livre, acoplamentos, bombas de óleo e ventiladores que possam a fazer parte do conjunto da transmissão.

4.2 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA

Neste sub item do capítulo de revisão da literatura são abordados detalhes, aspectos construtivos, cinemática do engrenamento e aspectos ligados à lubrificação. Essa abordagem é iniciada no conceito o principal elemento para fornecer torque, que é a engrenagem.

4.2.1. Engrenagens

Engrenagens estão entre os elementos mecânicos para imprimir movimentos rotativos com o objetivo de ganho de torque ou velocidade angular, com controle do movimento e/ou alteração de direção de movimento. Estão presentes em muitas aplicações dentro da área da mobilidade, que é o foco deste trabalho, e em outras ligadas à equipamentos e eletrodomésticos.

Ao se projetar um par de engrenagens automotivo deve se ter em conta fatores de custo, peso, ruído, condições cinemáticas, carregamentos aplicados, *layout* e os processo de fabricação envolvidos de forma a se ter um projeto otimizado baseado em normas de projeto e experiências aplicadas (MAZZO, 2013). É necessário o completo entendimento das condições de utilização e das limitações do projeto para haja uma perfeita otimização de um par engrenado. Deve-se levar em conta a geometria, os materiais, o tipo de lubrificação, a mecânica e a fadiga. No que se refere às cargas aplicadas durante o engrenamento, o dimensionamento de engrenagens leva em conta dois critérios de capacidade de carga, que são:

1. Flexão no Pé do Dente;
2. Pressão de Contato (critério ou pressão de contato de Hertz).

O estudo dos fatores que modificam a pressão de contato superficial da engrenagem sob a visão da ciência e engenharia dos materiais (NAUNHEIMER *et al*, 2011) pode considerar características macroscópicas do material que envolvem as propriedades mecânicas dos materiais (módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, limite de escoamento, limite de resistência) e também as características microscópicas do material que abrangem as microestruturas dos materiais (estrutura cristalina, fases e microestruturas, imperfeições e defeitos).

No entanto, a superfície do dente da engrenagem, embora esteja em condições de regime lubrificado está sujeita desgaste, incluindo abrasão, em função das solicitações mecânicas e a geometria de contato (ISO 6336-1, 2006).

As figuras 8 e 9 mostram onde ocorre o engrenamento e nomenclatura associada às partes da engrenagem.

Figura 8 - (a) Esquema com linha de engrenamento no dente do pinhão (linha vermelha); (b) Esquema com contato pinhão/corona

Fonte: MACHADO *et al* (2017)

Figura 9 - Nomenclatura associada às partes da engrenagem

Fonte: Norton (1995)

4.2.2. Engrenagens automotivas

Entre os modelos de engrenagens utilizados em automóveis pode-se citar o emprego de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais e de dentes retos, e engrenagens cônicas de acordo com sua arquitetura mecânica (tração dianteira, traseira, integral, motor longitudinal ou transversal). O uso de transmissões automáticas não descarta engrenagens, pelo contrário, a maioria das transmissões automáticas tem mais engrenagens que as transmissões normais. Atualmente, algumas aplicações no setor automotivo, estão sendo substituídas ou combinadas com variadores contínuos de velocidade (MACHADO *et al*, 2017). A figura 10 mostra uma transmissão automotiva e a figura 11 mostra a representação do engrenamento (engrenagens helicoidais).

Figura 10 – Exemplo de transmissão automotiva

Fonte: Arquivo interno FCA

Figura 11 - Simulação de processo de engrenamento - engrenagens helicoidais

Fonte: FUKUMASU *et al.*, (2016)

4.2.3. Cinemática de engrenamento

As engrenagens têm como objetivo principal transmitir potência gerando variação de rotação ou de torque. A abordagem sobre cinemática visa estudar como esses movimentos são transmitidos de uma engrenagem para outra. Ou seja, inicialmente, estuda-se somente o movimento. É por isso que o ponto de partida do estudo das engrenagens é centrado no estudo da cinemática.

A transmissão de movimento entre duas engrenagens pode ser modelada por meio da representação de dois sólidos rígidos que giram em torno de seus centros (figura 12). Considerando um ponto de contato definido entre os dois sólidos, pode-se determinar, num dado instante, a lei geral do engrenamento, e definir a relação ω_1/ω_2 , sendo ω_1 a velocidade angular do sólido 1, ω_2 a velocidade angular do sólido 2, no ponto de contato entre os dois sólidos. A transmissão mais comum é a do movimento circular contínuo entre dois elementos (ACIRES, 2008), com centros definidos por O1 e O2, cuja distância até o ponto de contato é fixa (Figura 13).

Figura 12 – Representação esquemática da transmissão de movimento por contato direto

Fonte: Acires (2008)

Figura 13 - Representação de transmissão de movimento por contato direto

Fonte: Acires (2008)

4.2.4. Condição de rolamento puro

Dados dois corpos em contato direto, sendo o elemento de índice 1 o condutor, tem-se: r_1 = raio vetor do ponto de contato do elemento 1, r_2 = raio vetor do ponto de contato do elemento 2.

Da equação da velocidade angular $V = \omega r$ tem-se (veja Figura 14):

$$V_1 = \omega_1 r_1 \rightarrow \omega_1 = V_1 / r_1 \quad \text{eq.(5)}$$

$$V_2 = \omega_2 r_2 \rightarrow \omega_2 = V_2 / r_2 \quad \text{eq.(6)}$$

$$V_1 / V_2 = O_2 / r_1 / O_1 / r_2 \quad \text{eq.(7)}$$

Figura 14 - Rolamento puro

Fonte: Acires (2008)

Para que haja rolamento puro não pode ocorrer deslizamento, logo $V_1 = V_2$, e isto só verifica se o contato ocorrer sobre a linha de centros, conforme mostrado na figura 14. Portanto: $O_2I = r_2$ e $O_1I = r_1$ (ACIRES,2008).

Assim, a condição de rolamento puro pode ser resumida da seguinte forma: Para que haja rolamento puro, na transmissão por contato direto do movimento circular, o ponto de contato deve coincidir, a cada instante, com o ponto primitivo I, mantendo-se, portanto, uma relação de transmissão constante.

Com a utilização do conceito de circunferências primitivas, a relação de transmissão para perfis conjugados passa a ser:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 \quad \text{eq.(8)}$$

4.2.5. Curva evolvente

É a curva descrita por um ponto de uma reta que gira sem deslizamento sobre uma circunferência. Para um maior sentido físico, a evolvente é a curva facilmente gerada por um ponto de um fio inextensível que é desenrolado de um cilindro circular (figura 15). Algumas considerações se tornam necessárias para a geração da curva evolvente segundo este modelo (NORTON, 1995):

1. O fio é sempre tangente ao círculo de base.
2. O centro de curvatura da evolvente é sempre o ponto de tangência do fio com o círculo de base.
3. A reta tangente à evolvente em um ponto desta é sempre normal ao fio, que é o raio de curvatura instantâneo da curva evolvente.

Figura 15 - Desenvolvimento da evolvente de um círculo

Fonte: Norton (1995)

4.2.6. Análise de forças em engrenagens cilíndricas

Durante a transmissão de potência através de engrenagens, atuam sobre os dentes forças que irão causar reações nos mancais e solicitações internas nos dentes, no corpo das rodas, nos eixos, etc. A análise feita será para o caso de engrenagens helicoidais de eixos paralelos, pois no caso de engrenagens de dentes retos pode ser obtido um caso particular daquele, onde o ângulo de hélice é zero, e não são produzidas cargas axiais. O esquema de forças durante o engrenamento é mostrado na figura 16 (ACIRES, 2008).

Figura 16 - Forças em engrenagens helicoidais

Fonte: Acires (2008)

Considera-se a força resultante F_n atuando normalmente à hélice do dente sobre a superfície cilíndrica primitiva, na direção da linha de ação. A direção da força F_n é obtida com a interseção do plano normal com o plano de ação.

É importante saber o que significam todas as forças e o que causam em um projeto de um engrenamento, o dimensionamento de um eixo ou a escolha de um mancal de rolamentos, por exemplo, são questões diretamente afetadas pelas forças geradas nas engrenagens. A força resultante é a composição das forças nas direções axial, radial e tangencial (figura 16).

$$F_n = F_a + F_r + F_t \quad \text{eq.(9)}$$

A Força Axial, F_a , causará carga axial nos mancais. A Força Radial (F_r) causará flexão e cisalhamento nos eixos e reações nos mancais.

A força de interesse na transmissão de potência é a Força Tangencial (F_t), que é a força efetiva na transmissão do torque, F_t também causará flexão, cisalhamento e torção nos eixos e reações nos mancais.

Dentes de engrenagens têm condições complexas de deslizamento e de rolamento, que variam ao longo do perfil de cada dente, como ilustrado na figura 17.

No adendo (região que vai do diâmetro primitivo até o diâmetro útil de cabeça) a direção de rolamento e de deslizamento é a mesma, condição esta, favorável à fadiga de contato. No dedendo (região que vai do diâmetro útil de pé de dente até o diâmetro primitivo) a direção de rolamento é oposta à de deslizamento, condição desfavorável a fadiga de contato. Portanto, os danos aparecem primeiro nessa região do dente (MAZZO, 2013).

Figura 17 - Combinação de rolamento e deslizamento nos dentes de engrenagens

Fonte: Mazzo (2013)

Os esforços nas engrenagens são importantes para se determinar a falha. Podem ocorrer esforços excessivos que causem falha no pé do dente, mas usualmente observa-se falhas por desgaste, como é descrito em sequência (MAZZO, 2013).

O desgaste é caracterizado por pequenas cavidades chamadas pites, ou *pitting*, como são mais conhecidas. Este desgaste é um tipo de dano superficial causado por tensões cíclicas de contato transmitidas por meio de uma película de óleo que está dentro ou próxima do regime elasto-hidrodinâmico.

Os pites são uma das causas mais comuns de falha em engrenagens. Eles também afetam rolamentos, cames, e outros componentes de máquina em que as superfícies sofrem contato de rolamento deslizante sob carga pesada.

O surgimento dos pites próximos à linha primitiva é em razão da ausência de velocidade relativa entre flancos dos dentes. Sabe-se que o lubrificante depende do

movimento relativo entre as superfícies para atuar, ou seja, para separá-las, evitando o contato direto. A velocidade entre os flancos é positiva entre diâmetro útil de cabeça do dente e a linha primitiva e negativa entre esta e o diâmetro útil de pé. Logo, na linha primitiva a velocidade é zero.

A formação dos pites é favorecida pelo escorregamento negativo (que ocorre abaixo do cilindro primitivo), provavelmente porque, nessa região do dente, os flancos entram na zona de tensão de tração tangencial (em virtude da força de atrito) e tornam possível a penetração do óleo lubrificante, à pressão elevada, nas fissuras capilares (NIEMANN, 1973).

Outra possibilidade é a de que os pites comecem como microtrincas abaixo da superfície. Em seguida, sob carga de contato repetida, vão se propagando e crescendo até se tornarem instáveis e atingirem a superfície do dente.

Quando as rodas do par são fabricadas com o mesmo material e o mesmo tratamento térmico, a probabilidade de surgimento dos pites primeiro na roda com menor número de dentes (pinhão) é muito maior do que na coroa. Isso se deve primeiro ao número de ciclos de carga é maior no pinhão, na proporção direta da relação de transmissão. Em segundo, os raios de curvatura no perfil evolvente do pinhão são menores que os da coroa nos pontos de contato, aumentando a pressão de Hertz. Depois de propagado, a área danificada pode modificar o perfil do dente e desencadear vibração e ruído (MAZZO, 2013).

4.2.7. Materiais para engrenagens

As engrenagens podem ser fabricadas a partir de diferentes materiais. A quantidade de materiais utilizados varia enormemente em virtude do grande campo de aplicação destes elementos de máquinas. Assim, pode-se fabricar engrenagens em aços de diferentes composições, em ferro fundido, em bronze, em alumínio, em diferentes composições de plásticos e materiais cerâmicos, ou até mesmo de madeira. No caso de engrenagens automotivas a maioria é feita de aço carbono (NAUNHEIMER *et al*, 2011).

Aços possuem limite de resistência maior que o ferro fundido, por exemplo, e em especial os aços baixa-liga têm um custo competitivo. Tratamentos térmicos e termoquímicos são usualmente necessários para que haja resistência ao desgaste apropriada e valores de profundidade de dureza alcançada durante esses

tratamentos, que tem relação com a temperabilidade. A figura 18 apresenta uma figura esquemática das regiões onde ocorrem alterações de propriedades e microestrutura em uma engrenagem que sofre tratamento térmico (tempera por indução) . As regiões mais próximas às superfícies do dente são mais resistentes, enquanto as regiões mais internas da engrenagem devem ser mais tenazes (WISTI, 1991).

Figura 18 – Esquema de tratamento térmico em engrenagens

Fonte: Adaptado Wisti (1991)

4.3 REVESTIMENTOS SUPERFICIAIS

Alteração no acabamento superficial pode ser muito eficaz em reduzir o atrito e o desgaste em aplicações que experimentam contato com deslizamento e contato rolante combinados. Isso faz da tecnologia de acabamento superficial uma boa solução para problemas de desgaste de engrenagens. Existem mecanismos muito diferentes que limitam a capacidade de torque de um conjunto de engrenagens. Para todos os regimes de falhas, a tecnologia de acabamento superficial tem o potencial para reduzir atrito e desgaste enquanto aumenta o desempenho e a vida útil. Na verdade, ensaios de vida útil mostram que engrenagens tratadas com revestimento superficial exibem um aumento no tempo de fadiga de flexão de mais de 50%. Ganhos na fadiga de engrenagens sob diversos revestimentos foram demonstrados em pesquisa segundo (MOORTHY; SHAW, 2012).

Por meio de combinações das modificações topográficas e revestimentos apropriados, a tecnologia de acabamento superficial pode elevar os mecanismos de limitação de torque aumentando a densidade de potência e permitindo que o mesmo tamanho de engrenagens transmita mais potência. Resultados de ensaios tribológicos (MARTINS *et al*, 2007 e BALZERS, 2010) como pino disco mostram uma redução

do atrito e aumento da vida útil (figura 19). Dados de ensaios de fabricantes de revestimentos de baixo atrito e as propriedades de alguns revestimentos podem ser visualizadas na tabela 4 e figuras 20 a 22.

Figura 19 - Ganho em vida (a) e redução de COF com revestimentos (b). Diferentes materiais foram avaliados, estudo comparativo.

Fonte: Adaptado de Martins et al. (2008)

Tabela 4 - Propriedades de de diferentes revestimentos a base de carbono produzidos pela empresa Balzers – Coated Components.

Características	Revestimento a base de carbono		
Material do revestimento	WC/C	CRN+a-C:H:W	a-C:H
Microdureza (Hk 0,01)	1000 - 1500	1000 - 1500	>2000
Espessura do revestimento (Microns)	1 ~ 4	1 ~ 4	0,5 - 3
Incremento rugosidade (Microns)	aprox 0,2	aprox 0,2	aprox 0,2
COF com Aço (Seco)	0,1 - 0,2	0,1 - 0,2	0,1 - 0,2
Temp. aplicação revestimento	< 250	< 250	< 250
Temp. máxima trabalho	300	300	350
Cor	cinza	cinza	preto

Fonte: Adaptado de Balzers (2010)

Figura 20 - Performance revestimento em ensaios FZG

Fonte: Adaptado de Balzers (2010)

Figura 21 - Comparativo coeficiente de atrito

BALINIT® C: Comparação da performance em atrito

Fonte: Adaptado de Balzers (2010)

Figura 22 - Performance revestimentos em ensaios disco bloco

BALINIT®C em regime de lubrificação misto

Fonte: Adaptado de Balzers (2010)

4.4 IMPORTÂNCIA DO ACABAMENTO SUPERFICIAL

A preocupação com o acabamento superficial tem como base o fato de que as superfícies representam o elo entre a peça e o meio ambiente com a sua gama de solicitações susceptíveis de serem otimizados por meio da avaliação do acabamento superficial.

A efetividade de um filme de óleo na lubrificação de dois componentes em movimento será nula se a profundidade da rugosidade for maior que a espessura dele, já que isso significa que haverá contato metal/metall, podendo influir não somente na sua altura como também a sua forma (BHUSHAN, 2002) conforme esquematizado na Figura 23.

Figura 23 – Efeito da rugosidade e lubrificação

Fonte: Treinamento interno FCA (1985)

4.5 ATRITO

Atrito pode ser definido como a resistência ao movimento de um corpo sobre outro. O acoplamento dos corpos pode ser constituído por um gás e um sólido, um líquido e um sólido ou um sólido e outro sólido, onde cada atrito pode ser relacionado como a energia interna dissipada (LARSEN-BASSE, 1992).

O estudo do atrito pode ser abordado de duas formas: a) o atrito sendo responsável pela transmissão de energia do movimento como por exemplo em rodas; b) o atrito sendo o elemento responsável pelo desgaste e perda de eficiência em elementos. É importante salientar que a avaliação das perdas devido ao atrito depende fortemente do sistema tribológico atuante no elemento a ser avaliado. O sistema tribológico é composto de três elementos, corpo, contra corpo e a interface entre ambos. O sistema tribológico é dependente do tipo de movimento aplicado, forças, temperaturas, cargas e tempo. Processos tribológicos ocorrem na área de contato dos elementos e podem ser de origem mecânica e/ou físico-química (MAXNG; DRESEL, 2007).

As leis fundamentais do atrito em vigor para corpos sólidos chamadas lei de Coulomb, formuladas pelo próprio em 1785 e baseadas nos trabalhos de Leonardo da Vinci e Amontons, inclui uma terceira lei: o coeficiente de atrito dinâmico é independente da velocidade de deslizamento. Desta forma as leis de atrito podem ser colocadas nos seguintes termos:

- . O coeficiente de atrito estático é maior que o coeficiente de atrito dinâmico.
- . O coeficiente de atrito é independente da velocidade de deslizamento.
- . A força de atrito é proporcional a força normal aplicada.
- . A força de atrito é independente da área aparente de contato.

As leis de atrito são bastante genéricas embora possam ser aplicadas em muitas situações. Entretanto, existem numerosas situações que elas devem ser detalhadas (LARSEN-BASSE, 1992).

Considerando os efeitos da lubrificação, as leis do fluxo viscosos foram escritas por Isaac Newton em 1668, mas o conhecimento científico sobre mancais lubrificados não aconteceu antes do século XIX. O entendimento da lubrificação hidrodinâmica foi possível através dos estudos experimentais realizados por Beauchamp Tower em

1884 e das interpretações teóricas de Osborne Reynolds em 1888 e N.P. Petroff em 1883 (BHUSHAN, 2013).

Durante o engrenamento o contato entre dentes é realizado através de combinação de rolamento e deslizamento. Considerando os movimentos de rolamento e de deslizamento (figura 24), a força de atrito (f_{TOTAL}^{atr}) é necessária para mover o corpo sobre o plano fixo. A razão entre a força de atrito e força normal (F_{EXT}) é denominado coeficiente de atrito (equação 10).

Figura 24 - Força de atrito: rolamento e deslizamento

Fonte: Adaptado de Profito (2010)

$$COF = \frac{f_{TOTAL}^{atr}}{F_{ext}} \quad \text{eq.(10)}$$

O termo adesão foi modelado como a força associada para quebrar as ligações adesivas ao passo que força de adesão (equação 11) foi calculada como o produto da área de contato real (A_r) e a tensão de cisalhamento (τ_a) dos materiais (BOWDEN, TABOR, 1950):

$$F_a = A_r \tau_a \quad \text{eq.(11)}$$

Em superfícies lubrificadas, a carga é suportada pelo filme de óleo. A equação (12) deduz a relação entre F_a , área real, tensão de cisalhamento e filme de óleo.

$$F_a = A_r [\delta \tau_a + (1 - \delta) \tau_1] \quad \text{eq.(12)}$$

Onde:

$$\tau_1 = \frac{\eta V}{h_0} \quad \text{eq.(13)}$$

Onde τ_a e τ_1 são as tensões de cisalhamento para o contato seco e filme de óleo respectivamente, δ é a fração de área sem lubrificação, η é a viscosidade dinâmica, V é a velocidade relativa, h_0 é a espessura do filme lubrificante, que será importante nas análises realizadas nesta tese. Desta forma, o COF, devido a componente adesão para contatos secos, é determinado conforme a equação (14).

$$COF = \frac{F_a}{F_n} F_a = \frac{A_r \tau_a}{F_n} = \frac{\tau_a}{Pr} \quad \text{eq.(14)}$$

No qual Pr corresponde a tensão real média.

4.6 LUBRIFICAÇÃO

O projeto da engrenagem é um processo de síntese no qual geometria de engrenagem, materiais, tratamento térmico, métodos industriais e lubrificação são selecionados para satisfazer as exigências de uma determinada aplicação. O projeto deve consistir em um conjunto de engrenagens com resistência mecânica adequada, resistência ao desgaste e resistência ao engripamento (*scuffing*). A escolha do lubrificante e seu método de aplicação são tão importantes quanto à escolha da liga ferrosa e do tratamento térmico. Para que uma lubrificação seja adequada, as inter-relações dos seguintes fatores devem ser consideradas (MAZZO, 2013):

- Geometria do dente da engrenagem;
- Movimento dos dentes da engrenagem (cinemática);
- Forças atuantes nos dentes da engrenagem (estática e dinâmica);
- Material do dente da engrenagem e características de superfície (mecânica, física e química);
- Características do óleo lubrificante (físico e química);

- Características ambientais (físico e química).

As condições de lubrificação desenvolvidas em um par engrenado dependem do perfil de velocidades, das cargas aplicadas, geometria do sistema, acabamento superficial e propriedades do lubrificante. Em função destes parâmetros, quatro regimes de lubrificação são desenvolvidos (HAMROCK, SCHIMID, JACOBSON, 2004): hidrodinâmico, elastohidrodinâmico, misto e limítrofe.

4.6.1. Lubrificação hidrodinâmica

No sistema de lubrificação hidrodinâmica, a espessura de filme lubrificante é tal que não existe o contato entre as asperezas. Sendo assim, os níveis de desgaste e atrito envolvidos no sistema são baixos, embora se forem empregados fluídos com viscosidade elevada, podem ocorrer perdas viscosas consideráveis. Teorias de mecânica dos fluídos são empregadas para o modelamento de regimes hidrodinâmicos (STACHOWIACK; BATCHELOR, 2014). Dentre as características dos óleos, a viscosidade desempenha um papel fundamental neste regime de lubrificação.

Na lubrificação hidrodinâmica, o carregamento é absorvido pelas pressões hidrodinâmicas internas do fluído. Este nível de pressões não é capaz de promover deformações elásticas consideráveis sob as superfícies (HAMROCK, SCHIMID, JACOBSON, 2004).

4.6.2. Lubrificação elastohidrodinâmica

Na lubrificação elastohidrodinâmica (EHL), tal como na lubrificação hidrodinâmica, a espessura de filme lubrificante é tal que não existe o contato entre as asperezas. Sendo assim os níveis de desgaste e atrito envolvidos no sistema são similares aos da lubrificação hidrodinâmica. Neste regime de lubrificação o carregamento é absorvido pelas pressões hidrodinâmicas internas do fluído. Nesta caso, a pressão é capaz de promover deformações elásticas consideráveis em pelo menos uma das superfícies envolvidas. Este nível de pressão também contribui para um aumento de viscosidade local do fluído (SPIKES, 2014).

4.6.3. Lubrificação limítrofe

No sistema de lubrificação limítrofe, a espessura de filme lubrificante é tal que existe o contato entre as asperezas. A camada tribológica envolvida tem dimensão molecular e se encontra aderida nas superfícies. Sendo assim os níveis de desgaste e atrito envolvidos no sistema são elevados, porém menores que sistemas totalmente secos (HSU; GATES, 2005). Basicamente, para este regime de lubrificação, não são disponíveis muitos modelos matemáticos e seu estudo é feito por estudos empíricos.

Neste regime de lubrificação limítrofe, o carregamento é absorvido pelas interações moleculares presentes no tribofilme ou pelo contato direto das asperezas.

4.6.4. Lubrificação mista

No sistema de lubrificação mista, a espessura de filme lubrificante é tal que existe o contato parcial entre as asperezas. Sendo assim, as cargas mecânicas são absorvidas parcialmente pelo lubrificante e pelo contato entre o filme limítrofe que cobre as asperezas. O resultado final é uma combinação de características de lubrificação hidrodinâmica e limítrofe.

Em condições reais a ocorrência de regime limítrofe e hidrodinâmico não é comum em função da variabilidade do acabamento superficial (SPIKES, 1993; STACHOWIAK e BATCHELOR; 2014), sendo a lubrificação mista é mais usual.

O estudo independente dos regimes de lubrificação é importante para o entendimento da contribuição de cada regime no contato lubrificado.

4.6.5. Curva de Stribeck

Uma forma de representar os diferentes regimes de lubrificação, apresentados anteriormente, é a curva de Stribeck (figura 25). As características da curva dependem das condições do sistema e, se o contato é conforme ou não conforme (HUTCHINGS, 1992) .

Figura 25 - Curva de Stribeck

Fonte: Adaptado de HUTCHINGS (1982)

Ludwig Gumbel, após análises da curva de Stribeck, concluiu que as diversas curvas poderiam ser descritas em uma única curva desde que o eixo das abcissas tivesse a grandeza adequada. A proposta é colocar a grandeza $\eta \cdot \omega / \rho$, onde η é a viscosidade dinâmica do lubrificante, ω é a velocidade tangencial e ρ é a carga aplicada por unidade de área (DOWSON, 1998).

Usualmente, as curvas de Stribeck em seu eixo de ordenadas apresentam o coeficiente de atrito, enquanto nas abcissas podem ser colocados diversos parâmetros sendo que os mais comuns são:

- . $\eta \cdot U / W$ onde η é a viscosidade dinâmica do lubrificante, U é a velocidade do deslocamento e W é a força normal aplicada (número de Hersey).

- . $\lambda = h_{\min} / \sigma$, onde $h_{\min}$ é a espessura mínima do filme lubrificante, σ é a rugosidade média quadrática combinada entre das duas superfícies e λ é um parâmetro adimensional que indica uma espessura relativa do filme lubrificante e é um indicador do regime de lubrificação. Valores de λ menores que 0,7 indicam regime limítrofe e valores acima de 2,0 indicam regime pleno de lubrificação. Valores entre 0,7 e 2,0 apresentam regime misto de lubrificação (SEABRA *et al*, 2002)

Em casos onde não é possível a medição direta do filme por interferometria a equação de Hamrock-Dowson (DOWSON *et al*, 1977) para lubrificação elastohidrodinâmica pode ser utilizada e ela é dada por:

$$\lambda = \frac{h_o}{\sigma} \quad \text{onde } h_o = 0,975 \cdot R_x \cdot U^{0,727} \cdot G^{0,727} \cdot W^{-0,091} \quad \text{eq.(15)}$$

Onde h_o é a espessura do filme no centro do contato, R_x é o raio equivalente, U é o parâmetro velocidade, G é o parâmetro material, w é o parâmetro carga. (SEABRA, 2002).

É importante mencionar, que o número de Hersey ou o parâmetro λ , por representarem o regime de lubrificação entre os elementos em contato, serão utilizados para análises do comportamento da eficiência do sistema.

4.7 LUBRIFICAÇÃO EM ENGRENAGENS

O estudo de lubrificação no engrenamento torna-se uma aplicação particular dos conceitos de lubrificação, que é apresentado, e baseado no manual de lubrificação de engrenagens (KLÜBER, 1998).

4.7.1. Movimentos e velocidades em engrenagens

Em todos tipos de engrenagens, o flanco do dente está submetido a um movimento de rolamento e deslizamento (figuras 26 e 27). A tabela 5 mostra a porcentagem de rolamento-deslizamento em função da engrenagem empregada. A razão de rolamento e deslizamento é de vital importância para avaliar a carga que o lubrificante irá suportar.

Em engrenagens, quando o movimento de rolamento é predominante (retas, cônicas), o flanco do dente e o lubrificante estão sujeitos a baixas taxas de cisalhamento. O inverso ocorre quando temos a predominância de movimento de deslizamento (hipóides, sem fim e coroa).

Tabela 5 – Relações Deslizamento - Rolamento para diferentes tipos de engrenagem

TIPOS DE CONTATO	ENGRENAGENS	POSIÇÃO DOS EIXOS	CONTATO FLANCO DENTE	GEOMETRIA ENGRENAGENS		TIPOS DE MOVIMENTOS	PERCENTUAL DE DESLIZAMENTO (%)
ROLAMENTO	DENTE RETO	PARALELOS	LINHA	CILÍNDRICA		ROLAMENTO E DESLIZAMENTO	10 A 30
	CÔNICAS	INTERSEÇÃO	LINHA	CÔNICA		ROLAMENTO E DESLIZAMENTO	20 A 40
ROLAMENTO / DESLIZAMENTO	HELICOIDAIS ORTOGONAIS	CRUZADOS	PONTO	CILÍNDRICA		TENDÊNCIA DESLIZAMENTO	60 A 70
	HIPOÍDES	CRUZADOS	LINHA	CÔNICA		TENDÊNCIA DESLIZAMENTO	60 A 70
DESLIZAMENTO	SEM FIM E COROA	CRUZADOS	LINHA	CILÍNDRICA E CIRCULAR		PREDOMINANTE DESLIZAMENTO	70 A 100

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

Figura 26 - Representação de movimento de rolamento e deslizamento

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

Figura 27 - Representação de movimentos de rolamento e deslizamento

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

A figura 28 ilustra o perfil de velocidades em dentes de engrenagens retos ou helicoidais. O ponto A mostra, que em engrenagens retas a velocidade de deslizamento é puramente vertical e, ela é zero no diâmetro primitivo e máxima na extremidade do engrenamento. O ponto B ilustra os pontos em que, em engrenagens helicoidais, o deslizamento ocorre em ambas direções (horizontal e vertical) e em função do deslizamento horizontal, um percentual de deslizamento ocorre no diâmetro primitivo.

Figura 28 - Representação do perfil de velocidades em engrenagens

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

4.7.2. Regimes de lubrificação em engrenagens

Condição de lubrificação plena é a ideal para sistemas em contato. Portanto, o engrenamento em condições ideais deve ser totalmente separado pelo filme lubrificante (figura 29). As condições de lubrificação plena somente são efetivadas sob certas condições de contorno devido a folga de contato no engrenamento e a combinação de movimentos existentes.

Figura 29 - Representação regime de lubrificação plena

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

A formação de regime pleno de lubrificação na região do diâmetro primitivo, que pode ser explicada pela teoria da elastohidrodinâmica baseada nos seguintes aspectos (figura 30):

- . Altas pressões, acima de 1 GPa, ocorrem em zonas de contato entre os dentes. Estas pressões têm um impacto na viscosidade do óleo aumentando seu valor quando as pressões se tornam mais elevadas.

- . Na fase de engrenamento as superfícies são deformadas elasticamente gerando tensões de contato.

A elevada pressão de superfície entre os flancos dos dentes resulta em um repentino incremento da viscosidade do óleo, fazendo com que esta fique tão elevada, que o fluido não é capaz de sair. Com isso, a pressão do filme de óleo propicia a deformação do flanco do dente elasticamente nos pontos de contato, o que causa um aumento na espessura do filme de lubrificante.

A espessura de filme aumenta quando piezoviscosidade (variação da viscosidade com a pressão) e a velocidade periférica aumentam. A espessura de filme lubrificante, por sua vez diminui, quando as pressões aumentam e atritos internos causam o aumento de temperatura do fluido lubrificante. Esse aumento de temperatura resulta em um decréscimo da viscosidade. Bjorling *et al* (2011) descreve a influência de viscosidade, velocidades, rugosidades e razão deslizamento rolamento em regime EHL.

Figura 30 - Formação do filme lubrificante

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

Diferentes perfis de lubrificação são desenvolvidos ao longo da superfície do dente em razão das velocidades periféricas desenvolvidas. Esta distribuição de perfis é exemplificada na figura 31.

Figura 31 - Distribuição dos regimes de lubrificação

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

O regime misto de lubrificação ocorre no engrenamento quando temos filme de óleo e contato metálico na superfície de contato dos dentes de engrenagens (figura 32). Condições de baixa velocidade periférica aliadas a altas cargas específicas são propícias para o aparecimento de regime misto de lubrificação.

Figura 32 - Representação de regime de lubrificação misto

Fonte: Adaptado de KLÜBER (1998)

É importante comentar, o emprego de óleo com aditivos antidesgaste forma camadas reativas nos flancos dos dentes. Os aditivos mais comuns de extrema pressão são compostos de enxofre ou fósforo. Reações químicas com o material dos dentes produzem camadas de sulfetos de ferro e fosfato de ferro (NORTON, 1985). As intensidades destas reações dependem da pressão, temperatura, tipo e quantidade dos aditivos envolvidos. Os aditivos são usualmente combinados de forma a serem ativados com o incremento da temperatura do flanco do dente. Comparado com o material da engrenagem, as camadas reativas formadas têm baixa estabilidade de cisalhamento. Elas estão em contínuo processo de desgaste e renovação (KLUBER, 1998).

Quando a carga se torna extremamente elevada o regime de lubrificação se torna limítrofe. Nesta condição há predominância de contato metálico, com elevadíssimo atrito e desgaste entre as partes em contato. Óleos com aditivos de extrema pressão e antidesgaste são altamente recomendados (NORTON, 1995).

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Para avaliar o comportamento tribológico de pares engrenados em transmissões automotivas foram conduzidos ensaios tribológicos utilizando tribômetros, nos quais as condições de deslizamento puro e relações entre rolamento e deslizamento possam ser avaliadas. Estes ensaios foram realizados no Laboratório de Fenômenos de Superfície da EPUSP. De forma complementar e para estabelecer relações entre a cinemática do engrenamento e a eficiência, ensaios de eficiência foram conduzidos: em bancos de testes de transmissões na Engenharia Experimental do grupo FCA, ensaios utilizando automóveis e softwares dedicados à avaliação de eficiência (FCA). Neste capítulo serão apresentados os materiais, procedimentos experimentais, equipamentos, metodologia de ensaios e instrumentos utilizados para a identificação e avaliação do coeficiente de atrito em ensaios tribológicos e eficiência em transmissões.

5.1 MATERIAIS

5.1.1. Engrenagens

Os materiais utilizados tiveram como base engrenagens automotivas seguindo os mesmos parâmetros de manufatura, propriedades mecânicas e acabamento superficial, que serviram como parâmetro de comparação de resultados. Para este trabalho foi tomado como referência a engrenagem automotiva de 1ª e 3ª velocidade usinadas em material similar ao SAE 4320 e 8620, respectivamente. Estes aços foram submetidos à processos de carbonitretação e *shot peening* no caso da engrenagem de 1ª velocidade. A partir de agora neste presente texto o material de engrenagem será chamado de aço carbonitretado.

Para os ensaios de bancada, as engrenagens foram produzidas dentro das instalações da FCA com as seguintes etapas:

- . Geração em desbaste dos dentes com uso de uma dentadora a caracol.
- . Acabamento dos dentes com a utilização de faca fellows.
- . Tratamento térmico de carbonitretação em forno convencional. A camada obtida tem uma dureza superficial de 58 ~62 HRC com uma profundidade de 0,5 –

0,7 mm e dureza de núcleo de 500 HB. Essas características são padrão de engrenagens carbonitretadas utilizadas em aplicações automotivas.

. Execução tratamento mecânico superficial denominado *shot peening* exclusivo para engrenagem de 1ª marcha. Este tratamento gera uma tensão residual compressiva mínima de 500 MPa na superfície do dente e 800 MPa a 30 µm da superfície. Estes valores de tensões compressivas foram medidos por difração de raio – X, seguindo normas da FCA.

5.1.2. Amostras para ensaios com condições de rolamento e deslizamento (rolo esférico / disco plano, esfera disco / plano (MTM))

Para os ensaios tribológicos, os corpos de prova não utilizaram necessariamente o mesmo aço das engrenagens testadas em banco de provas. No entanto, é importante mencionar, que os ensaios tribológicos, foram conduzidos com corpos de prova com o acabamento superficial e perfil de dureza similares aos das engrenagens avaliadas em ensaios de eficiência (item 5.1.1). Com isso se torna possível o confronto entre as relações de coeficiente de atrito e eficiência. As amostras utilizadas foram de aço carbonitretado, SAE 52100 e AISI H13, dependendo da análise a ser conduzida.

Foram conduzidos diferentes ensaios tribológicos de rolamento/deslizamento utilizando: rolo esférico-disco plano e esfera-disco plano (MTM). Os materiais utilizados para estes ensaios estão de acordo com a normativa SAE e estão listados na tabela 6.

Tabela 6 - Materiais utilizados

Materiais usados no teste		
Engrenagem Câmbio	SAE 4320 / 8620	
Ensaio Rolo Esférico / Disco Plano	Rolamento SAE 52100	Disco SAE 4320 / 8620
Ensaio Esfera / Disco Plano (MTM)	Esfera SAE 52100	Disco SAE 52100

Fonte: Elaborada pelo autor

As amostras para ensaios tribológicos rolo esférico-disco plano foram construídas nas dimensões padronizadas para o equipamento Plint do LFS – EPUSP

(FIGUEIREDO, 2015), onde foram avaliadas condições de rolamento e deslizamento (SRR). Para estes ensaios foi também construído um dispositivo, que permite utilizar diferentes condições de rolamento e deslizamento em ensaios tribológicos de rolamento e deslizamento (GAMA *et al*, 2016).

Para esses ensaios, os discos foram fabricados nas mesmas condições e propriedades das engrenagens em aço carbonitretado da 1ª velocidade, e, também, foram feitas amostras onde foi aplicado o revestimento à base de carbono para medir comparativamente os resultados de coeficiente de atrito (COF) entre as amostras.

No dispositivo foram utilizados rolamentos comerciais SKF GE 12C, de SAE 52100 com dureza de $7,9 \pm 0,2$ GPa. Nos discos foram depositados revestimentos à base de carbono, com espessura de 2 μm e dureza de $10,03 \pm 0,2$ GPa. Vale ressaltar que as medições de dureza foram executadas com a técnica de endentação instrumentada, com 10 mN, em um durômetro instrumentado Hysitron TI-950. Ambos os discos (com e sem revestimento) mostraram parâmetros de rugosidade dentro da faixa de $0,8 \pm 0,1$ μm . Essas medições não estão no âmbito deste trabalho e sim do projeto FDTE 1519 (Projeto FDTE 1519 “Diminuição das perdas devido ao atrito em transmissões automotivas”, entre a Universidade de São Paulo, Grupo FCA e a Fundação para o Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia), mas são apresentadas para caracterizar os materiais e superfícies e permitir a comparação entre os resultados.

Para os ensaios esfera disco-plano (MTM – Mini Traction Machine da PCS Instruments) foram utilizadas amostras padrão de disco e esfera fornecidos pelo fabricante do equipamento. Nestes ensaios foram avaliados os comportamentos dos óleos propostos, que são apresentados no item 5.1.3..

5.1.3. Lubrificantes

Os ensaios de bancada e ensaios tribológicos foram realizados em condições lubrificadas para serem confrontados entre si e com resultados anteriores da condição normal de produção. Foram utilizados lubrificantes, sendo um de normal produção denominado neste trabalho como 601 e um lubrificante de baixo atrito denominado como proposta 7002. Efeitos de viscosidade e redutores de atrito foram estudados por KUBO *et al* (1986). Verificações de tendências de melhora em eficiência e coeficientes de atrito foram analisadas por BRANDÃO *et al* (2012). Nesta linha de estudo foi

preparada uma amostra de óleo com menor viscosidade e aditivação para extrema pressão otimizada de forma a avaliar seus efeitos na eficiência das transmissões. As principais características desses lubrificantes são descritas na tabela 7.

Tabela 7 - Características dos óleos utilizados nos ensaios de bancada e tribológicos

Lubrificante	SAE	Índice de viscosidade	Viscosidade cinemática a 40°C (mm^2/s)	Viscosidade cinemática a 100°C (mm^2/s)	Densidade a 20°C (kg/m^3)
601	GL-4, SAE 75W	180	34,5	7,2	846,6
7002	GL-4, SAE 75W	154	26,4	5,53	846,6

Fonte: Elaborada pelo autor

5.2 MÉTODOS EXPERIMENTAIS

O comportamento tribológico dos pares engrenados foi avaliado inicialmente para se fazer um mapeamento de desempenho tribológico e de condições de desgaste. Com base nesses resultados, do histórico de ensaios no grupo FCA e de análises de tensões em função dos carregamentos durante o engrenamento, novos ensaios foram conduzidos em materiais com revestimentos à base de carbono com baixo coeficiente de atrito e elevada dureza superficial (aplicado à primeira velocidade) com óleos de baixo atrito (aplicado sob a transmissão).

5.2.1. Seleção de parâmetros de ensaios tribológicos

A utilização de dois equipamentos foi determinada, em função da capacidade de reprodução de parâmetros reais de trabalho da transmissão de referência. Para a correlação proposta entre ensaios tribológicos e ensaios de banco em transmissões se tornou necessário conhecer as condições de trabalho de uma transmissão automotiva. Para este trabalho foi tomado como objeto de análise uma transmissão automotiva de 5 velocidades.

Para determinar a faixa de velocidade da transmissão foi considerado que o motor automotivo trabalha em um intervalo de 1000 a 6000 rpm. Baseado nestes dados, foi calculada a rotação de trabalho da transmissão dividindo a rotação do motor pela razão de engrenamento de cada marcha. Uma vez obtida a rotação de trabalho da transmissão e com base nos dados geométricos de cada engrenagem foram calculadas as velocidades tangenciais de cada par engrenado (FIGUEIREDO, 2015). Os resultados podem ser vistos, de forma gráfica, na figura 33.

Figura 33 - Relação entre velocidade de transmissão e rotação de motor

Fonte: Adaptado de FIGUEIREDO (2015)

Além do mapeamento de velocidades atuantes na transmissão, também foi mapeado a razão entre o torque atuante no motor / entrada da transmissão com a pressão específica no contato do par engrenado, conforme norma ISO6336 (2006),

(FIGUEIREDO, 2015). Resultados desta análise são apresentados na figura 34. Estes dados são importantes para serem estabelecidas as condições de contorno de ensaios tribológicos de forma a reproduzir condições que sejam próximas às reais.

Figura 34 - Relação entre torque motor x pressão de contato

Fonte: Adaptado de FIGUEIREDO (2015)

Em função do mapa de velocidades e carregamentos sobre o par engrenado e, dos modelos de contato que ocorrem sobre os mesmos, foi analisado o comportamento tribológico dos pares engrenados para se fazer um mapeamento de desempenho tribológico e de condições de desgaste. Condições diferentes de deslizamento e rolamento exigem técnicas diferentes para se ter o correto mapeamento das condições tribológicas atuantes no engrenamento. Ensaios de rolo esférico - disco plano e esfera - disco plano podem ser usados para se obter este mapeamento. Condições diferenciadas de carga e velocidades atuantes sobre a superfície dos dentes promovem diferentes regimes de lubrificação. Sua correlação com a curva de Stribeck é apresentada na figura 35.

As análises conduzidas para a avaliação coeficiente de atrito e do ensaio de durabilidade tiveram com base, respectivamente, ensaios tribológicos (rolo esférico / disco plano, esfera / disco plano) e o funcionamento de uma transmissão automotiva nas condições estabelecidas de carregamentos, temperatura de óleo lubrificante, velocidade e características construtivas. As análises experimentais da distribuição de temperatura do óleo da transmissão durante o ensaio de consumo de combustível foram realizadas em pesquisas anteriores (FIGUEIREDO, 2015) e sua distribuição

percentual pode ser visualizada na figura 36. Os dados de temperatura obtidos nos ensaios de consumo de combustível foram organizados em forma de histograma no qual pode se ver a distribuição das temperaturas do óleo da transmissão. Durante 70% do ensaio a temperatura foi inferior a 60°C, sendo que 30% estão entre 41° C e 50°C. Estes dados servem de embasamento para a escolha da temperatura de trabalho em ensaios tribológicos.

Figura 35 - Correlação entre áreas de contato e tipos de lubrificação representados pela curva de Stribeck

Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 36 - Distribuição de temperatura em ensaio de ciclo de consumo

Fonte: Figueiredo (2015)

5.2.2. Ensaios tribológicos

Ensaios tribológicos foram conduzidos em equipamentos rolo esférico - disco plano e esfera - disco plano (MTM) e seus procedimentos são descritos a seguir.

5.2.2.1. Ensaios rolo esférico / disco plano

Para ensaios que proporcionem um contato entre amostras com movimentos de rolamento/deslizamento, foi utilizada uma configuração rolo-sobre-disco (*roller-on-disc*), utilizando um dispositivo específico de forma a simular condições de SRR (relações de rolamento-deslizamento) diversas (GAMA *et al*, 2016). Um esquema da montagem utilizada pode ser visualizado na figura 37. O ensaio foi executado em um tribômetro TE-67 Plint & Partners LTD (figura 38 a) para a medição dos parâmetros de atrito entre os componentes a serem estudados utilizando os corpos-de-prova de um tribômetro do tipo rolo – disco no Laboratório de Fenômenos da Superfície (LFS) da EPUSP. O equipamento Plint tem um *software* que realiza a gravação dos dados durante os experimentos em uma taxa de aquisição de 10 Hz, podendo escolher as variáveis a serem gravadas. Em conjunto com o equipamento, existe um sistema de aquecimento que possibilita a realização de ensaios em diferentes temperaturas, desde a temperatura ambiente até uma temperatura de aproximadamente 80°C. Uma bomba peristáltica mantinha um fluxo constante de óleo sobre a superfície do disco, no qual a temperatura era monitorada com um termopar na saída da mangueira. Ao sair da superfície do disco, impulsionado pela força centrífuga, o óleo era retido na cuba e retornava ao recipiente que continha o óleo do ensaio, ou seja, era mantido em ciclo fechado (figura 38 b).

Figura 37 - Dispositivo para medição SRR

Fonte: GAMA *et al* (2016)

Figura 38 - (a) TE-67 Plint & Partners LTD com aplicação de carga via peso morto. (b) Bombeamento de óleo no contato entre amostras.

Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.2.1.1. Parâmetros operacionais tribômetro rolo esférico / disco plano

O tribômetro rolo esférico / disco plano permite controlar parâmetros operacionais como temperatura (até 80°C), carga (até 120N sem assistência pneumática) e rotação (0 a 2500 rpm).

Baseados nos parâmetros possíveis de se operar o tribômetro, os ensaios foram executados em rampa, com diminuição de velocidade tangencial do disco de 3

até 0,05 m/s, onde cada patamar de velocidade teve duração de 5min. A temperatura testada foi de 40° C por representar a maior percentagem medida no ensaio de consumo veicular (figura 40) e ser umas das temperaturas normalizadas no ensaio de eficiência da transmissão. Três condições de SRR foram utilizadas de modo a simular 3 condições de rolamento/deslizamento que acontecem ao longo do engrenamento e também foram simuladas 2 pressões de contato atuantes no par engrenado. Os parâmetros utilizados são listados na tabela 8. Estes parâmetros permitem avaliar uma condição de funcionamento real da 1ª marcha sob ensaio de banco transmissões (FIGUEIREDO, 2015)..

Neste ensaio foi avaliado a influência do revestimento a base de carbono no atrito para a 1ª marcha. Os rolos e discos passaram por processos industriais para a deposição desse recobrimento. O arranjo experimental descrito é importante em função disso. O lubrificante utilizado nesta condição foi o designado de 601.

Tabela 8 - Parâmetros de trabalho do ensaio tribométrico rolo esférico disco plano

Temperatura (°C)	Força normal (N)	SRR (%)	Velocidade de rolamento (m/s)	Pressão de contato (GPa)
40°	40 - 80	21 - 45 - 89	0,05 - 3,0	1,13 - 1,32

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.2.2. Ensaio esfera / disco plano (MTM)

Também foi utilizado uma configuração esfera sobre disco (MTM). Um esquema com a montagem pode ser visualizado na figura 39. O ensaio foi executado em um tribômetro Mini Traction Machine (MTM) da PCS Instruments instalado no Laboratório de Fenômenos da Superfície (LFS) da EPUSP. Neste ensaio foi avaliada a eficiência da amostra de óleo (coeficiente de atrito) de baixa viscosidade.

Figura 39 - Equipamento esfera / disco plano MTM

Fonte: Mini Traction Machine – MTM (PCS Instruments, 2018)

5.2.2.2.1. Parâmetros operacionais tribômetro esfera / disco plano MTM

O tribômetro MTM permite velocidades de até 4 m/s, temperaturas até 150°C e pressão de contato até 3,0 GPa.

Os ensaios foram executados em rampa, com diminuição de velocidade angular de 2000 rpm até 10 rpm. Os parâmetros utilizados são listados na tabela 9. Cinco condições de SRR foram utilizadas de modo a simular 5 condições de rolamento/deslizamento que acontecem ao longo do engrenamento. Estes parâmetros simulam condições reais do ensaio de eficiência para a 3ª marcha, de acordo com Figueiredo (2015).

Este ensaio foi utilizado para avaliar os diferentes comportamentos dos lubrificantes testados (designados de 601 e 7002).

Tabela 9 - Parâmetros de trabalho do ensaio tribológico esfera / disco plano (MTM)

Temperatura (°C)	Força normal (N)	SRR (%)	Velocidade de rolamento (m/s)	Pressão de contato (GPa)
40°	28	5 - 20 -50 -100 -180	0,01 - 2,0	0,6

Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.3. Consumo veicular e eficiência na transmissão

Para verificar a influência do rendimento no consumo veicular foram feitas análises virtuais e ensaios de banco veicular. Os procedimentos estão descritos a seguir.

5.2.3.1. Simulação de consumo veicular e eficiência da transmissão

Para prever os resultados de consumo veicular foram simulados utilizando o *software GT Power* da *Gamma Technologies* o ciclo de consumo e emissões FTP 75 segundo norma NBR6601 (2012) que representa um percurso urbano e também o ciclo HW que representa um percurso rodoviário segundo norma NBR7024 (2017). Estes ciclos são utilizados para homologação de dados de consumo veicular conforme legislação brasileira. Para esta simulação foi tomado um veículo de referência e os dados de eficiência da transmissão utilizados foram medidos em banco dinamométrico conforme norma interna FCA. Após a obtenção da simulação de referência (case#0) foram simulados 5 casos de melhoria de eficiência na transmissão (5%, 10%, 15%, 20% e 30%, respectivamente). Os valores obtidos são apresentados na seção de resultados

5.2.3.2. Ensaio de banco a rolo para consumo veicular

Ensaio de consumo veicular para avaliação do ganho de eficiência no sistema de transmissão foram realizados segundo a norma NBR6601 (2012) (ciclo urbano) e a norma NBR7024 (2017) (ciclo estrada) (veja figura 3). Os ensaios foram feitos em banco a rolo veicular para comparar um óleo padrão com variações deste óleo, no que diz respeito a carga de aditivos anti-atrito e do óleo base (G3 ou G4) conforme a normativa API SAE.

Os valores de temperatura do óleo durante as fases urbano e estrada conforme normas NBR, citadas anteriormente, são ilustrados no trabalho de Figueiredo (2015). Estes valores foram obtidos utilizando três termopares. Um termopar foi colocado para medir a temperatura do óleo motor, um segundo para medição da temperatura do óleo do câmbio e um terceiro foi usado para medir a temperatura do vão motor.

O ensaio de consumo é subdividido em 4 fases, conforme ilustra a figura 40. As fases I, II e III são correspondentes à norma NBR6601 (2012) e a fase IV corresponde à norma NBR7024 (2017).

A primeira fase (I) caracteriza o motor durante a partida a frio durante a zona de transiente, ao passo que a segunda fase (II) caracteriza a partida a frio estabilizada e, ao fim desta fase, o motor é desligado durante dez minutos. Então a terceira fase caracteriza a partida a quente durante a zona transiente, e a porção estabilizada da fase é igual a verificada na fase II (e por esta razão é realizada), mas o resultado de consumo de combustível é levado em conta. A quarta fase (IV) representa o ciclo estrada e consiste em uma não repetitiva sequência de aceleração, velocidades constante e desaceleração.

Fonte: Figueiredo (2015)

5.2.4. Ensaio de eficiência de transmissão

Para testar a eficiência de uma transmissão completa é necessário a utilização de um banco dinamométrico de transmissões. Este banco é composto de um motor elétrico para acionamento da transmissão e dois motores elétricos para serem utilizados como freio na saída da transmissão.

O ensaio permite a medição da eficiência da transmissão em condições de carga restritiva e não restritiva aplicada.

A eficiência em condições de carga é medida entre a razão entre o torque de entrada multiplicado pela relação de transmissão, e o torque de saída da transmissão. O esquema de montagem no dinamômetro é exemplificado na figura 41.

Figura 41 - Esquema de montagem para ensaio sob carga dinamômetro

Fonte: Norma interna FCA

A eficiência em condições de não carregamento da transmissão é medida pelo torque absorvido pela transmissão no eixo de entrada, quando este é posto em rotação. O esquema de montagem do dinamômetro é exemplificado pela figura 42.

Figura 42 - Esquema de montagem para ensaio sem carga no dinamômetro

Fonte: Norma interna FCA

Neste caso, o diferencial da transmissão é substituído por um diferencial bloqueado de forma a haver um eixo único de saída. Um termopar é instalado no tampão de óleo para medição de temperatura do óleo.

Os ensaios foram realizados com rotação de entrada de 500 rpm a 5000 rpm com intervalos de 500 rpm. Para valores de torque e temperatura foram adotados valores conforme as tabelas 10 e 11 normalizadas na FCA.

Tabela 10 - Parâmetros de ensaio de transmissão, NA indica condição não realizada de ensaio.

Torque nominal da transmissão (Nm)	Intervalo de aplicação de torque (Nm)						
	0	25	50	100	200	300	T max.
> = 150	X	X	X	NA			X
> = 250	X	X	X	X	NA		X
> = 350	X	X	X	X	X	NA	X
> = 500	X	X	X	X	X	X	X

Fonte: Norma interna FCA

Tabela 11 - Temperatura do ensaio de transmissão, NA indica condição não realizada de ensaio.

Marcha	Temperatura de óleo 30°C / 40°C					
	0 Nm	25 Nm	50 Nm	100 Nm	140 Nm	165 Nm
Neutro livre	30 - 80	NA				
Neutro bloqueado						
1ª	30 - 80					NA
2ª	30 - 80					
3ª						
4ª	40 - 80					
5ª						

Fonte: Norma interna FCA

Como procedimento de ensaio foi separada uma única transmissão padrão de 5 velocidades (figura 43) para se evitar variações mecânicas entre uma transmissão e outra.

As principais características da transmissão são:

- . Transversal mecânica, 5 marchas mais ré, 2 eixos
- . *Spread* (razão entre a última e a primeira marcha) - 4,666
- . Torque nominal - 206 Nm
- . Limite de torque em 1ª marcha - 140 Nm

- . Limite de torque em 2ª marcha - 175 Nm
- . Rolamentos eixo primário – esferas
- . Rolamentos eixo secundário – rolo cilíndrico / esferas
- . Rolamento eixo diferencial – cilindros cônicos
- . Sincronizador cone duplo 1ª / 2ª marcha
- . Sincronizador cone simples 3ª / 4ª marcha
- . Rolamentos agulhas engrenagens
- . Lubrificação salpico “splash”
- . Massa 36 Kg
- . Distância primário secundário – 71mm
- . Distância secundário diferencial – 114mm
- . Comprimento – 355mm
- . Largura – 370mm
- . Altura – 470mm
- . Capacidade de óleo 2 litros
- . Óleo sintético

Figura 43 - Esquema de transmissão de 5 velocidades

Fonte: Norma interna FCA

A cada ensaio de eficiência de óleos, a transmissão era submetida a um procedimento de limpeza para evitar contaminação entre os óleos testados. O

procedimento de limpeza consiste em drenagem do óleo, abastecimento com novo óleo, rodagem no banco utilizando todas as marchas sem carga restritiva aplicada durante 10 min, drenagem do óleo e posterior reabastecimento do óleo para ensaio.

A medição do torque tem uma precisão de 0,1%, perdas de bombeamento têm uma precisão de 0,02Nm, e medição de eficiência uma precisão de 0,005 absoluto.

5.2.5. Modelo de eficiência

Resultados dos ensaios de eficiência em engrenagens são confrontados com principalmente com os ensaios tribológicos analisando: avaliação dos regimes de lubrificação e coeficientes de atrito. As relações entre a cinemática do engrenamento, regimes de lubrificação, eficiência em banco de transmissões e determinação de coeficientes de atrito foi proposta de forma a se estabelecer um padrão de aprovação e procedimento de ensaio para ser utilizado em ensaios tribológicos e utilizar estes ensaios como seleção de amostras, antes de se serem realizados os ensaios de durabilidade-eficiência em engrenagens, que tem custo elevado. A tabela 12 mostra a sinergia entre os parâmetros dos ensaios tribológicos e do ensaio de banco transmissão e as faixas de velocidade e pressão que podem ser confrontadas para avaliação da eficiência-coeficiente de atrito.

Tabela 12 - Comparativo condições ensaio eficiência x tribológicos

Rotação (Rpm)	Velocidade 1ª (m/s)	Velocidade 3ª (m/s)	Torque (Nm)	Pressão de contato 1ª (MPa)	Pressão de contato 3ª (MPa)
1000	0,79	1,13	25	1150	596,54
2000	1,59	2,27	50	1626	782,7
3000	2,39	3,41	100	1926	923,86
4000	3,19	4,55	125	2300	1046,08
5000	3,99	5,69	150	2574	1155,41
Banco Tribologico					
Banco Rolo Esférico / Disco Plano			Banco Esfera / Disco Plano (MTM)		
Pressão de contato (MPa)	Velocidades (m/s)		Pressão de contato (MPa)	Velocidades (m/s)	
1130 - 1320	0,05 - 3,0		600	0,01 - 2,0	

Fonte: Elaborado pelo autor

Um modelo analítico experimental, cujo fluxograma é representado pela figura 44, foi desenvolvido tendo base ensaios experimentais de banco de eficiência transmissões, consumo veicular, ensaios tribológicos e simulação virtual.

Figura 44 - Representação do modelo de eficiência

Fonte: Elaborado pelo autor

6 RESULTADOS

Os resultados visam contribuir com comparações entre os resultados de diferentes metodologias de análise de eficiência de transmissões para avaliar a eficiência obtida em bancos de transmissões com base no comportamento dos fenômenos cinemáticos do engrenamento, avaliar correlações entre ensaios de eficiência de transmissões (com foco em engrenagens e cinemática do engrenamento) e ensaios tribológicos, com foco na avaliação do coeficiente de atrito, regimes de lubrificação.

Esta análise é feita com base no mapeamento do contato entre engrenagens helicoidais e regimes de lubrificação, os quais são relacionados com as eficiências obtidas em banco de transmissões e softwares com ensaios tribológicos. Durante os testes foram avaliadas também tecnologias de recobrimento à base de carbono e óleo de baixa viscosidade como forma de aumentar a eficiência em ensaios de eficiência de transmissões, ensaios de consumo combustível e tribológicos. Resultados de cálculos computacionais e experimentos são descritos a seguir, permitindo em algumas condições estabelecer correlações.

6.1 SIMULAÇÃO DE CONSUMO

Resultados de simulações de consumo conforme procedimento descrito no item 5.2.3.1 são descritos na figura 45. Como exemplo, se tivermos uma transmissão de 95% de eficiência, uma melhora de 5% nas perdas da transmissão representa 0,23% de incremento na eficiência global da transmissão e uma melhora de 0,18% de melhora no consumo veicular. Esta simulação representa um referencial a ser atingido como visão global de melhoria de uma transmissão. Observam-se valores relativamente pequenos, em função as eficiências já alcançadas. Estes números serão importantes nas análises de ensaios de bancos de transmissões (eficiência).

Figura 45 - Simulação consumo X eficiência de uma transmissão (software GT Power da Gamma Technologies o ciclo de consumo e emissões FTP 75 segundo norma NBR6601 (2012), que representa um percurso urbano e também o ciclo HW que representa um percurso rodoviário, segundo norma NBR7024 (2017))

Fonte: Elaborado pelo autor

6.2 ENSAIO DE CONSUMO VEICULAR

Valores observados para diversos ensaios de consumo (banco de rolo, figura 3) são representados pela figura 46. Em função da variação acima de 1 % do ensaio ser maior que o resultado esperado, se torna necessário um volume grande de amostras para certificação do resultado. Esta é uma dificuldade da indústria na medição do consumo dos veículos. Uma grande bateria de ensaios é necessária para confirmação dos resultados. Em função destes fatores a avaliação do presente trabalho se dará em cima dos resultados de eficiência encontrados nos ensaios de transmissão e tribológicos.

Figura 46 - Histórico de ensaios individualizados de consumo

Fonte: Elaborado pelo autor

6.3 ENSAIOS TRIBOLÓGICOS

Resultados de ensaios tribológicos rolo esférico / disco plano para avaliação da influência de recobrimento a base de carbono, e resultados tribológicos de ensaios esfera / disco plano (MTM) para a influência de óleos, são descritos nos tópicos seguintes.

6.3.1. Rolo esférico / disco plano

Resultados tribológicos comparativos de amostras com e sem revestimento de base de carbono produzido pela empresa Balzers, conforme descrito no item de materiais e métodos, utilizando a máquina disco-plano, na qual foi acoplado o dispositivo para simulação de SRR, serão apresentados a seguir.

Amostras foram submetidas a cargas normais de 40N e 80N com SRR de 21, 45 e 89% indicados por SRR21, SRR45 e SRR89, respectivamente, em temperatura de 40°C. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 47 a 52 e tabelas 13 e 14.

Para os ensaios de SRR efetuados foi verificado uma redução significativa de atrito nas amostras com a aplicação do revestimento (condições similares a engrenagem de 1ª Marcha). Este ganho é maior à medida em que a razão deslizamento / rolamento é incrementada pela parcela de deslizamento.

Para cargas de 40N e SRR21 houve uma redução de 20% no atrito entre a amostra com o revestimento e a convencional, porém para o SRR45 é possível notar uma redução do atrito da ordem de 18% a 44%. Para o SRR89 as reduções observadas foram da ordem de 22% a 50%.

Tabela 13 - Redução % COF (coeficiente de atrito) para carga de 40N, ensaio rolo esférico / disco plano. Lubrificante 601 (normal produção).

Rolo Esférico / Disco Plano Carga 40 N	
SRR	Redução de COF (%)
21	20
45	18 ~ 44
89	22 ~ 50

Fonte: Elaborado pelo autor

Comportamento similar é observado para a carga de 80N. Para cargas de 80N e SRR21 não houve uma redução entre o revestimento e a material convencional, porém para o SRR45 é possível notar uma redução do atrito da ordem de 15% a 38%, sendo a maior redução observada para valores mais elevados de filme lubrificante (menos limítrofe). Para o SRR89 as reduções observadas foram da ordem de 18% a 42%.

Tabela 14 - Redução % COF para carga de 80N, ensaio rolo esférico / disco plano

Rolo Esférico / Disco Plano Carga 80 N	
SRR	Redução de COF (%)
21	~
45	15 ~ 38
89	18 ~ 42

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 47 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,21. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaio comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 48 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,45. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaio comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 49 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,89. Temperatura 40°C e força normal 40N. Ensaio comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 50 - Ensaio rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,21. Temperatura de 40°C e força normal 80N. Ensaio comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 51 - Ensaios rolo sobre disco, com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,45. Temperatura 40°C e força normal 80N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 52 - Ensaios rolo sobre disco. Com razão de rolamento/escorregamento (SRR) de 0,89. Temperatura 40°C e força normal de 80N. Ensaios comparando amostras com e sem revestimento (NP).

Fonte: Elaborado pelo autor

6.3.2. Esfera / disco plano (MTM)

De forma diferente dos ensaios rolo/disco (item 6.3.1), os ensaios conduzidos aqui foram para avaliar os resultados dos diferentes lubrificantes (designados 601 e 7002). Resultados comparativos utilizando amostras de óleo 601 e 7002 descritos em

materiais foram obtidos para SRRs entre 5% e 180% e rotações entre 10 rpm e 2000 rpm e temperatura de 40°C, selecionada em função da equivalência ao ensaio de rendimento de transmissões (ver tabela 12 – materiais e métodos) e da incidência de valores próximos no ensaio de consumo veicular. O tribômetro MTM permite uma maior variação de SRRs quando comparado aos ensaios efetuados no rolo esférico / disco plano. Isto permite a visualização do comportamento em diversos regimes de funcionamento. Foram feitas 3 repetições para se verificar a repetibilidade dos resultados. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 53, 54, 55 e na tabela 15. Nota-se que para valores baixos de rotação, que a determinam condições limítrofes de lubrificação, os coeficientes de atrito são menores para o óleo designado 7002.

Figura 53 – Coeficiente de atrito em função de rotação (rpm) para ensaios disco-esfera MTM. COF indica coeficiente de atrito. Lubrificantes 601 e 7002.

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 54 – Coeficiente de atrito em função de rotação (rpm) para ensaios disco esfera MTM. COF indica coeficiente de atrito. Lubrificantes 601 e 7002.

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 15 – Diferenças da porcentagem (%) em coeficiente de atrito (COF) para diferentes condições de SRR em função da rotação (rpm), análises baseadas em ensaios disco esfera MTM (Figuras 53 e 54). Os valores negativos indicam as perdas e os positivos os ganhos em função de trocas dos lubrificantes 601 pelo 7002.

Ganho percentual teste MTM (óleo)					
RPM	SRR 5%	SRR 20%	SRR 50%	SRR 100%	SRR 180%
2000	-5,39	-10,64	-8,22	-7,14	-5,22
1800	-5,94	-10,06	-7,55	-6,75	-5,91
1600	-7,07	-9,39	-8,33	-6,87	-6,60
1400	-7,73	-9,42	-8,18	-7,23	-7,20
1200	-6,77	-9,42	-8,35	-8,13	-5,43
1000	-7,41	-9,48	-8,75	-6,94	-6,27
900	-6,91	-8,54	-8,21	-7,35	-6,60
800	-7,53	-8,54	-8,40	-7,01	-6,48
700	-6,45	-8,51	-7,56	-7,13	-5,87
600	-6,99	-7,88	-7,71	-6,29	-6,15
500	-4,76	-6,29	-7,11	-5,69	-5,08
400	0,50	-4,66	-5,05	-4,43	-3,02
300	8,60	0,55	-1,30	-1,78	-0,74
200	19,70	7,00	3,87	2,99	2,48
100	28,31	17,84	10,50	8,18	5,68
90	27,48	13,36	10,21	8,77	6,51
80	24,32	17,54	11,14	8,53	5,56
70	25,77	17,42	13,53	10,06	5,94
60	23,53	14,75	10,40	8,10	5,50
50	23,63	13,45	11,05	8,84	5,83
40	19,27	15,46	10,47	6,64	5,57
30	19,97	12,85	9,31	8,52	4,63
20	13,06	11,15	9,87	8,30	5,36
10	27,51	6,30	4,44	7,91	4,16

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 55 - Diferenças da porcentagem (%) em coeficiente de atrito (COF) para diferentes condições de SRR em função da rotação (rpm) em ensaios disco esfera MTM. Os valores negativos indicam as perdas e os positivos os ganhos em função de trocas do lubrificante 601 pelo 7002.

Fonte: Elaborado pelo autor

6.4 ENSAIO DE EFICIÊNCIA EM BANCO DE TRANSMISSÕES

A fim de verificar a eficiência sob condições: de carga e a vazio, foram medidos em banco dinamométrico as curvas de eficiência conforme normativa interna FCA, para dois tipos de óleo e revestimento a base de carbono. Estes ensaios foram realizados em duas temperaturas distintas, sendo 30°C e 80°C para o ensaio a vazio, e 40°C e 80°C para o ensaio sob carga. A seleção de temperaturas foi detalhada anteriormente nos materiais e métodos. A transmissão proposta para o ensaio foi montada com a seguinte configuração:

- . 1ª Marcha: Revestimento a base de carbono em ambas as engrenagens e óleo 7002.
- . 2ª Marcha: Não avaliada eficiência.
- . 3ª Sem alterações. Avaliação do óleo.
- . 4ª Marcha: Sem alterações. Não foi avaliada.
- . 5ª Marcha: Não avaliada eficiência.

6.4.1. Ensaios de eficiência sem carga (perdas por bombeamento)

Dados de eficiência relativa ao bombeamento a 30°C para a 3ª marcha para o óleo 601 e a proposta 7002 de baixa viscosidade são apresentados na tabela 16 e figura 56. Estes dados estratificados serão utilizados como base para a predição de eficiência.

Tabela 16 - Torque de bombeamento experimental

3ª Marcha	Óleo	
	601	7002
Rpm	Torque de bombeamento (Nm)	
1000	0,501	0,551
1500	0,628	0,685
2000	0,743	0,792
2500	0,792	0,847
3000	0,851	0,901
3500	0,886	0,958
4000	0,966	0,999
5000	1,083	1,052

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 56 - Torque de bombeamento por rotação

Fonte: Elaborado pelo autor

Baseado nos dados medidos de torque, foi calculado o percentual de perdas que cada bombeamento representa sobre o torque aplicado na transmissão. Como exemplo a perda de bombeamento medida de 0,551 Nm a 1000 rpm quando a transmissão está a 30°C e com uma carga aplicada de 25Nm, corresponde a 2,204% da carga aplicada. Os dados obtidos estão na tabela 17.

Tabela 17 - Percentual de perda de bombeamento em relação ao torque aplicado. Óleos 601 e 7002.

Percentual de perda por bombeamento óleos								
Rpm	25Nm		50Nm		100Nm		165Nm	
	601	7002	601	7002	601	7002	601	7002
1000	2,003	2,205	1,001	1,102	0,501	0,551	0,303	0,334
1500	2,513	2,739	1,256	1,370	0,628	0,685	0,381	0,415
2000	2,971	3,168	1,485	1,584	0,743	0,792	0,450	0,480
2500	3,167	3,387	1,583	1,693	0,792	0,847	0,480	0,513
3000	3,403	3,606	1,702	1,803	0,851	0,901	0,516	0,546
3500	3,545	3,833	1,773	1,916	0,886	0,958	0,537	0,581
4000	3,864	3,995	1,932	1,998	0,966	0,999	0,585	0,605
5000	4,334	4,209	2,167	2,105	1,083	1,052	0,657	0,638

Fonte: Elaborado pelo autor

6.4.2. Ensaios de eficiência com carga (perdas por atrito)

Os dados de eficiência medidos, conforme a norma interna FCA VF 016, para a 3ª marcha, a 30°C com o óleo 601 e o óleo 7002, são relatados nas tabelas 18 e 19.

Tabela 18 - Eficiência em 3ª marcha óleo 7002 (referência 1 seria 100% de eficiência)

Eficiência 3ª marcha óleo 7002				
Rpm	Torque			
	25Nm	50Nm	100Nm	165Nm
1000	0,939	0,951	0,960	0,960
1500	0,937	0,952	0,963	0,962
2000	0,935	0,953	0,964	0,963
2500	0,934	0,953	0,964	0,965
3000	0,932	0,953	0,965	0,966
3500	0,931	0,953	0,965	0,966
4000	0,930	0,953	0,966	0,967
5000	0,928	0,952	0,966	0,967

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 19 - Eficiência em 3ª marcha óleo 601 (referência 1 seria 100% de eficiência)

Eficiência 3ª marcha óleo 601				
Rpm	Torque			
	25Nm	50Nm	100Nm	165Nm
1000	0,948	0,956	0,959	0,955
1500	0,946	0,958	0,961	0,958
2000	0,944	0,959	0,962	0,958
2500	0,942	0,959	0,962	0,959
3000	0,941	0,959	0,963	0,960
3500	0,940	0,959	0,965	0,960
4000	0,938	0,958	0,963	0,961
5000	0,935	0,958	0,965	0,961

Fonte: Elaborado pelo autor

Os dados coletados foram utilizados para construir o gráfico com os valores de eficiência medidos e estão apresentados na figura 57.

Figura 57 - Rotação (rpm) X Eficiência - 3ª marcha, avaliação dos óleos 601 e 7002

6.5 RELAÇÕES ENTRE OS RESULTADOS DE ENSAIOS TRIBOLÓGICOS E DE BANCOS DE PROVAS

Limitações de correlação entre ensaios tribológicos versus ensaios de banco de provas de componentes são objetos de estudo complexos, e estabelecer uma quantificação e um grau de confiança aceitável é um desafio de grandes proporções (HOEN, 2001).

Baseado nas tendências dos ensaios tribológicos e resultados experimentais de bancos de provas (eficiência) surge a discussão de como relacionar ensaios de eficiência de transmissões (com foco em engrenagens e cinemática do engrenamento) e ensaios tribológicos, com foco na avaliação do coeficiente de atrito, regimes de lubrificação.

6.5.1. Ensaio tribológico rolo esférico / disco plano

Os resultados obtidos nos ensaios rolo esférico / disco plano mostram a influência do revestimento na redução do atrito no par engrenado. Para os ensaios efetuados foi verificada uma redução significativa de atrito nas amostras com a aplicação do revestimento. Este ganho é maior a medida em que a razão deslizamento/rolamento é incrementada pela parcela de deslizamento tornando o filme de lubrificação mais limítrofe (ZHU *et al*, 2012). A condição limítrofe faz com que o contato entre as superfícies se torne mais elevado e nesta condição prevalece o menor atrito do revestimento comparado ao material sem revestimento (SHUM *et al*, 2013, MARTINS *et al*, 2007). Os resultados obtidos para regimes mais limítrofes descritos na seção de resultados estão de acordo com as referências citadas neste texto.

Nos resultados obtidos por MOORTHY *et. al*, (2012), as melhoras funcionais provenientes do revestimento com filmes a base de carbono não foram provenientes do filme em si, mas da mudança na topografia. Verificando a topografia dos discos após os ensaios, percebe-se um efeito semelhante em termos de mudança na topografia (figura 58). Analisando um mapa de EDS-MEV nesta trilha, é possível observar claramente o arrancamento do revestimento da superfície (figura 59). O ferro do aço do substrato fica evidente, bem como a ausência de tungstênio na trilha, que

é parte do recobrimento a base de carbono utilizado. O desgaste não foi a base da análise, mas auxilia no entendimento dos resultados encontrados.

Figura 58 - Topografia da trilha de ensaio de uma amostra ensaiada com 40 N e 0,89 de SRR.(Perfilômetro Óptico (CCI Taylor Robson, LFS – USP)

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 59 - Mapa de EDS MEV na trilha de ensaio do disco, elétrons secundários e imagens de composição.

Fonte: Elaborado pelo autor

Considerando que o ensaio possui um regime de lubrificação limítrofe ($\lambda < 1$), os mecanismos básicos de desgaste podem ser aplicados a ocorrência de adesão e deformação (“*ploughing*”) das asperezas (BOWDEN e TABOR, 1950). Sabendo que a lubrificação diminui o efeito da adesão no contato, os efeitos da deformação são majoritários no atrito. Este mecanismo depende primariamente da geometria das asperezas do material mais duro, mais especificamente da inclinação das asperezas (GREENWOOD *et al*, 1996). Assim é esperado que o valor de COF seja controlado pelas características da superfície.

Em termos de metodologia, é interessante notar, que mesmo nestas condições de desgaste, os resultados de melhora funcional foram semelhantes aos encontrados nos ensaios feitos em engrenagens (AMARO *et al*, 2008), onde em ambos, foram atribuídos a mudanças topográficas nas superfícies, ressaltando que os ensaios executados neste trabalho mostraram boa relação com as diferentes taxas de escorregamento que ocorrem no engrenamento. Assim, objetivando analisar diferentes revestimentos, materiais e lubrificantes, os ensaios com variação de SRR podem ser uma importante alternativa para descrever o comportamento no engrenamento utilizando ensaios de laboratório.

6.5.2. Ensaio esfera / disco plano MTM

Os resultados obtidos nos ensaios esfera / disco plano MTM mostram a influência dos diferentes óleos em diferentes regimes de lubrificação. O óleo 7002 apresenta uma tendência de se comportar melhor em regimes limítrofes de lubrificação, que é observado em baixas velocidades angulares e menores SRRs. Razões de SRR, temperatura, velocidade e carga provocam diferentes regimes de lubrificação e comportamentos diferentes para COF (VENGUDUSAMYA *et al*, 2013). Análises comparativas de coeficiente de tração ou COF resultam em uma maior eficiência do óleo 7002 em relação ao 601, em regimes limítrofes de lubrificação. Observa-se também que em regiões de regime misto ou pleno o óleo 7002 houve uma perda comparada em relação ao uso do óleo 601.

Análises semelhantes foram conduzidas em regimes misto e limítrofe e seus resultados mostram a mesma tendência de reduções de COF e os resultados podem ser comparados com a literatura (BRANDÃO *et al*, 2011). A diferença percentual de

performance entre os óleos foi apresentada na tabela 15 e na figura 55 na seção de resultados.

A verificação do regime de lubrificação no ensaio esfera / disco plano MTM foi avaliada medindo a resistência elétrica do par tribológico testado onde 100% representa regime pleno de lubrificação e 0% representa regime limítrofe. Os valores medidos para a condição de SRR 180% é apresentado na figura 60.

Este melhor comportamento em regimes limítrofes também foi verificado em ensaio de eficiência da transmissão, que é discutida na próxima seção. Isto sugere uma correlação entre os ensaios tribológicos e ensaios efetivos de transmissão de forma a avaliar de forma preliminar os resultados a serem obtidos em ensaios de banco.

Figura 60 - Rotação X resistência elétrica SRR 180% (tribômetro MTM)

Fonte: Elaborado pelo autor

6.5.3. Ensaio de eficiência transmissão

Durante o uso de um veículo, as demandas de torque se tornam importantes para que o mesmo possa vencer as resistências ao movimento. Partindo desta premissa, os resultados individualizados de eficiência para torque e rotação foram agrupados de forma a analisar a variação de eficiência em função do torque aplicado à transmissão.

Dessa forma, foi fixado o torque aplicado para o ensaio de banco e calculado a média de ganho de eficiência nas rotações testadas no banco de transmissões, com

base nos resultados da figura 57. Os resultados obtidos para eficiência apresentam uma tendência de aumento de eficiência com o aumento de torque aplicado à transmissão. Os resultados médios de eficiência obtidos no ensaio de banco para diferentes faixas de torque são apresentados na tabela 20.

Tabela 20 – Delta médio de eficiência do óleo 7002 e revestimento comparado com a 1ª sem revestimento e óleo 601 e delta médio de eficiência do óleo 7002 comparado com o óleo 601 na 3ª. Eficiência banco (Carga) : Média EF = (Média 1 – Média 2)*100 . Exemplo: Média EF = (0,933 – 0,942) x 100 = -0,847.

Eficiência 3ª marcha óleo 7002				
Rpm	Torque			
	25Nm	50Nm	100Nm	165Nm
1000	0,939	0,951	0,960	0,960
1500	0,937	0,952	0,963	0,962
2000	0,935	0,953	0,964	0,963
2500	0,934	0,953	0,964	0,965
3000	0,932	0,953	0,965	0,966
3500	0,931	0,953	0,965	0,966
4000	0,930	0,953	0,966	0,967
5000	0,928	0,952	0,966	0,967

Média 1

Eficiência 3ª marcha óleo 601				
Rpm	Torque			
	25Nm	50Nm	100Nm	165Nm
1000	0,948	0,956	0,959	0,955
1500	0,946	0,958	0,961	0,958
2000	0,944	0,959	0,962	0,958
2500	0,942	0,959	0,962	0,959
3000	0,941	0,959	0,963	0,960
3500	0,940	0,959	0,965	0,960
4000	0,938	0,958	0,963	0,961
5000	0,935	0,958	0,965	0,961

Média 2

Média EF % (7002 x 601)		
Conteúdo	Óleo 7002 , revestimento baixo carbono	Óleo 7002
Marcha	1ª	3ª
Temperatura	30°C	30°C
25Nm	-0,496	-0,847
50Nm	0,144	-0,564
100 Nm	0,260	0,173
140 ~165 Nm	0,216	0,548

Média EF

Fonte: Elaborado pelo autor

A análise das eficiências médias indica um aumento do rendimento quando se aumenta a carga na transmissão. Isto sugere que o lubrificante proposto (7002) e o revestimento apresentam um melhor rendimento sob condições de maiores cargas que indicam regimes limítrofes de lubrificação. Blasbramanian *et al* (2013) compara características de coeficientes de atrito para óleos de engrenagem em regimes misto e limítrofe em ensaios de rolamento/deslizamento e deslizamento puro, indicando variações de eficiência em função da viscosidade dos óleos. Este comportamento de melhor eficiência em regimes limítrofes foi verificado também nos ensaios tribológicos esfera / disco plano MTM e rolo cilíndrico / disco plano analisados nos itens anteriores. Uma análise do rendimento em função do número de Hersey (determinado baseado na curva de Stribeck), tomando como variável o torque aplicado, foi realizada. Conforme a revisão da literatura, o número de Hersey é diretamente proporcional a

viscosidade e velocidade, e é inversamente proporcional à carga aplicada (DOWSON, 1998). Cargas maiores indicam número de Hersey menores e, consequentemente, tendências dos regimes limítrofes de lubrificação.

6.5.3.1. Avaliação número de Hersey 1ª marcha (revestimento a base de carbono)

Nota-se na tabela 20, o ganho de eficiência para cargas maiores. De acordo com a definição do número de Hersey, citado na revisão da literatura (DOWSON, 1998), foram calculados a faixa de variação do número de Hersey para o óleo 7002 em toda a zona de contato do engrenamento. Da mesma forma foi calculada a média dos números de Hersey em todo o engrenamento. Esse valor médio será importante na análise dos resultados de banco. Pode-se observar o aumento da eficiência para a proposta de revestimento a base de carbono, a medida que o Hersey decresce. Os dados obtidos estão apresentados na tabela 21. Gráficos de eficiência em função de torque e número de Hersey são apresentados nas figuras 61 e 62. Desta forma é demonstrada a existência de um ponto de inflexão da eficiência em função do regime de lubrificação atuante.

Tabela 21 - Valores de Hersey 1ª marcha (óleo 7002 e revestimento)

Eficiência 1ª Marcha (óleo 7002 e revestimento x 601)		
Torque Nm	Faixa de Hersey (7002)	Ganho eficiencia 30° C
25	6,52E-13 ~ 5,41E-11	-0,496
50	3,26E-13 ~ 2,70E-11	0,144
100	1,63E-13 ~ 1,35E-11	0,260
150	1,09E-14 ~ 9,01E-12	0,216
Torque Nm	Hersey Médio (7002)	Ganho eficiência 30°C
25	1,562E-11	-0,496
50	7,810E-12	0,144
100	3,905E-12	0,260
150	2,603E-12	0,216

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 61 - Torque X Eficiência 1ª marcha

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 62 - Hersey X Eficiência 1ª marcha

Fonte: Elaborado pelo autor

6.5.3.2. Avaliação número de Hersey 3ª marcha (óleos 601 e 7002)

De forma análoga ao efetuado para 1ª velocidade, foi feito o mesmo procedimento para a 3ª marcha. Os resultados estão apresentados na tabela 22 e figuras 63 e 64. Comportamento semelhante foi observado, ou seja, melhor eficiência para maiores cargas e menores Herseys.

Tabela 22 - Valores Hersey 3ª marcha (óleo 7002). Ganho de eficiência comparado com o óleo 601.

Eficiência 3ª Marcha (óleo 7002 x óleo 601)		
Torque Nm	Faixa de Hersey (7002)	Ganho eficiencia 30° C
25	2,18E-12 ~ 1,64E-10	-0,972
50	1,09E-13 ~ 8,19E-11	-0,599
100	5,45E-14 ~ 4,09E-11	0,067
165	3,30E-14 ~ 2,48E-11	0,613
Torque Nm	Hersey Médio (7002)	Ganho eficiencia 30°C
25	6,28722E-11	-0,972
50	3,14361E-11	-0,599
100	1,57181E-11	0,067
165	9,52609E-12	0,613

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 63 - Torque x eficiência 3ª marcha

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 64 - Hersey x eficiência 3ª marcha

Fonte: Elaborado pelo autor

O comportamento de melhoria do ganho em regiões limítrofes gera um comportamento inverso para regiões não limítrofes. Nota-se que em todas as avaliações existe um ponto de inversão para a eficiência. Este ponto foi calculado através de procedimento de interpolação de resultados e é apresentado na tabela 23.

Tabela 23 - Ponto de inversão de eficiência

Ponto de delta eficiência 0 banco dinamometrico			
Marcha	Relação	Torque	Hersey
1ª	3,909	44,374	9,568E-12
3ª	1,444	88,252	1,941E-11

Fonte: Elaborado pelo autor

O aumento da eficiência se dá para valores de Hersey menores e para altos valores de torque. Isso está relacionado a uma diminuição do filme lubrificante e atuação mais eficaz dos aditivos presentes no óleo 7002. O número de Hersey é proporcional a velocidade de deslizamento das superfícies, viscosidade do lubrificante, e inversamente proporcional a pressão de contato (DOWSON, 1998). Como a pressão de contato é proporcional ao torque aplicado, a análise se mostra coerente quanto as tendências verificadas. Este comportamento apresenta a mesma tendência dos ensaios tribológicos esfera / disco plano MTM realizados.

Na região de contato do dente ocorre uma mistura de regimes de lubrificação (NAUNHEIMER *et al*, 2011), de acordo com as condições de contorno aplicadas ao engrenamento (torque, rotação). A analogia dos regimes de lubrificação atuantes na superfície dos dentes com os regimes de lubrificação previstos na curva de Stribeck é apresentada na figura 65.

Figura 65 - Representação de regimes de lubrificação em um dente de engrenagem

Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER *et al* (2011)

6.5.3.3. Filmes de óleo na 3ª marcha – Eficiência

Para entender o comportamento da eficiência relacionada aos regimes de lubrificação, foi calculada a espessura do filme lubrificante em intervalos no perfil de engrenamento, de forma a visualizar a proporção de regimes atuantes no engrenamento. Este filme de lubrificante foi calculado conforme a teoria desenvolvida por Hamrock-Dowson (DOWSON *et al*, 1977) descrita na revisão da literatura (tabelas 24 a 27). Valores de filme λ menores que 0,7 indicam regime limítrofe de lubrificação (indicado em verde na tabela), valores entre 0,7 e 2 indicam regime misto de lubrificação (indicado em amarelo na tabela) e valores acima de 2 indicam regime pleno de lubrificação (indicado em vermelho na tabela). Este trabalho irá se concentrar nos dados obtidos para a 3ª marcha. Outras marchas podem ser analisadas como sugestão em trabalhos futuros. Entre as diversas rotações testadas, foi tomado como referencial de partida a rotação de 3500 rpm, pois se trata da rotação nominal de cálculo a projeto para esta engrenagem, de forma a individualizar o comportamento de eficiência.

Os resultados do cálculo do filme lubrificante conforme a equação desenvolvida por Hamrock-Dowson para os óleos 7002 e 601 são apresentados nas tabelas 24 e 25. O vermelho indicaria o regime pleno de lubrificação, amarelo representa regime

misto e verde regime limítrofe conforme descrito anteriormente. Esta convenção de cores foi adotada, pois a melhora em regime limite de lubrificação é a parcela mais significativa deste estudo. Resultados do cálculo mostram que o aumento da parcela de regime limítrofe com aumento da carga. Estes resultados estão condizentes com a literatura (NAUNHEIMER *et al*, 2011).

Tabela 24 - Espessura de filme óleo 7002, 3ª marcha, 3500 rpm. Verde indica regime limítrofe e amarelo indica regiões de regime misto.

	Torque (Nm)							
	25	50	94	100	150	165	206	
7002 Espessura específica de filme (λ) 3ª marcha 3500 Rpm	0,6142	0,5767	0,5445	0,5414	0,5218	0,5173	0,5070	Fim evolvente
	0,6234	0,5853	0,5526	0,5495	0,5296	0,5251	0,5146	
	0,6339	0,5951	0,5619	0,5587	0,5385	0,5338	0,5232	
	0,6489	0,6093	0,5752	0,5720	0,5513	0,5465	0,5356	
	0,6624	0,6219	0,5872	0,5839	0,5627	0,5579	0,5467	
	0,6758	0,6345	0,5991	0,5957	0,5742	0,5692	0,5578	
	0,6897	0,6475	0,6114	0,6079	0,5859	0,5808	0,5692	
	0,7037	0,6607	0,6238	0,6203	0,5978	0,5926	0,5808	
	0,7179	0,6740	0,6364	0,6328	0,6099	0,6046	0,5925	
	0,7322	0,6874	0,6491	0,6454	0,6220	0,6167	0,6043	
	0,7450	0,6994	0,6604	0,6567	0,6329	0,6274	0,6149	Diâmetro Primitivo
	0,7604	0,7139	0,6741	0,6703	0,6460	0,6404	0,6276	
	0,7627	0,7160	0,6761	0,6723	0,6479	0,6423	0,6295	
	0,7649	0,7182	0,6781	0,6743	0,6498	0,6442	0,6313	
	0,7494	0,7036	0,6643	0,6606	0,6366	0,6311	0,6185	
	0,7394	0,6942	0,6555	0,6518	0,6282	0,6228	0,6103	
	0,7276	0,6831	0,6449	0,6413	0,6181	0,6128	0,6005	
	0,7158	0,6720	0,6345	0,6310	0,6081	0,6029	0,5908	
	0,7047	0,6616	0,6247	0,6212	0,5986	0,5935	0,5816	
	0,6937	0,6513	0,6149	0,6115	0,5893	0,5843	0,5726	Início evolvente
	0,6831	0,6414	0,6056	0,6022	0,5804	0,5753	0,5638	
	0,6730	0,6319	0,5966	0,5932	0,5717	0,5668	0,5555	
	0,6634	0,6228	0,5881	0,5848	0,5636	0,5587	0,5475	
	0,6544	0,6144	0,5801	0,5769	0,5560	0,5512	0,5402	
	0,6482	0,6086	0,5746	0,5714	0,5507	0,5459	0,5350	

Fonte: Elaborada pelo autor

Tabela 25 - Percentual de regimes de lubrificação 3ª marcha, óleo 7002.

%	7002 Torque 3ª Marcha (Nm)						
	25	50	94	100	150	165	206
Full	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Misto	48,0	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Limítrofe	52,0	84,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 26 - Espessura de filme óleo 601, 3ª marcha, 3500 rpm. Verde indica regime limítrofe e amarelo indica regiões de regime misto.

	Torque (Nm)							
	25	50	94	100	150	165	206	
601 Espessura específica de filme (λ) 3ª marcha 3500 Rpm	0,6841	0,6422	0,6064	0,6030	0,5811	0,5761	0,5646	Fim evolvente
	0,6943	0,6518	0,6154	0,6120	0,5898	0,5847	0,5730	
	0,7059	0,6628	0,6258	0,6222	0,5997	0,5945	0,5826	
	0,7227	0,6785	0,6406	0,6370	0,6140	0,6086	0,5965	
	0,7377	0,6926	0,6539	0,6503	0,6267	0,6213	0,6089	
	0,7527	0,7066	0,6672	0,6634	0,6394	0,6339	0,6212	
	0,7680	0,7211	0,6808	0,6770	0,6525	0,6469	0,6339	
	0,7837	0,7358	0,6947	0,6908	0,6658	0,6600	0,6468	
	0,7995	0,7506	0,7087	0,7047	0,6792	0,6733	0,6598	
	0,8154	0,7656	0,7228	0,7188	0,6927	0,6868	0,6730	
	0,8296	0,7789	0,7354	0,7313	0,7048	0,6987	0,6848	Diâmetro Primitivo
	0,8468	0,7951	0,7507	0,7465	0,7194	0,7132	0,6990	
	0,8493	0,7974	0,7529	0,7487	0,7216	0,7153	0,7010	
	0,8519	0,7998	0,7551	0,7509	0,7237	0,7174	0,7031	
	0,8345	0,7835	0,7398	0,7356	0,7090	0,7029	0,6888	
	0,8235	0,7731	0,7300	0,7259	0,6996	0,6935	0,6797	
	0,8103	0,7607	0,7183	0,7142	0,6883	0,6824	0,6688	
	0,7972	0,7484	0,7066	0,7027	0,6772	0,6714	0,6580	
	0,7848	0,7368	0,6957	0,6918	0,6667	0,6609	0,6477	
	0,7726	0,7253	0,6848	0,6810	0,6563	0,6507	0,6376	
	0,7608	0,7143	0,6744	0,6706	0,6463	0,6407	0,6279	Início evolvente
	0,7495	0,7037	0,6644	0,6607	0,6367	0,6312	0,6186	
	0,7388	0,6936	0,6549	0,6512	0,6276	0,6222	0,6098	
	0,7288	0,6843	0,6461	0,6425	0,6192	0,6138	0,6016	
	0,7219	0,6777	0,6399	0,6363	0,6132	0,6080	0,5958	

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 27 - Percentual de regimes de lubrificação 3ª marcha, óleo 601.

%	601 Torque 3ª Marcha (Nm)						
	25	50	94	100	150	165	206
Full	0	0	0	0	0	0	0
Misto	92,00	84,00	40,00	40,00	20,00	20,00	8,00
Limítrofe	8,00	16,00	60,00	60,00	80,00	80,00	92,00

Fonte: Elaborado pelo autor

Os resultados de espessura específica de filme (λ), calculados para 3500 rpm para os óleos 7002 e 601 foram colocados na forma de gráfico (figura 66) e se nota que, para o torque obtido apresentam uma aumento considerável para o percentual do regime limítrofe na região do ponto de inversão de eficiência calculado na tabela

23. O valor percentual de regime limítrofe atinge o 100% (tabelas 24 e 25) para o óleo 7002 e 60% (tabelas 26 e 27) para o óleo 601.

6.5.3.4. Modelo experimental de eficiência filmes de óleos na 3ª marcha

Baseado nos resultados dos ensaios de banco e tribológicos, nos quais em regime limítrofe, o ganho de eficiência se torna maior e se mostra com a mesma tendência em diversas condições analisadas. Foi traçada a curva de torque em função da eficiência para os dois óleos e calculada uma linha de tendência através de uma equação polinomial. Os gráficos destas curvas para os óleos 7002 e 601 são apresentados nas figuras 66 e 67.

Figura 66 - Tendência de eficiência de óleo 7002

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 67 - Tendência de eficiência de óleo 601

Fonte: Elaborado pelo autor

As equações polinomiais obtidas foram tomadas como base de referência para se estimar a eficiência em outras rotações. A esta base foi adicionada as perdas por bombeamento (figura 68) obtidas experimentalmente, pois este trabalho não investigou analiticamente os fenômenos relacionados a bombeamento. A formulação resultante será base para análise de eficiência em todas as faixas de rotações avaliadas.

Figura 68 - Modelo de eficiência

- . Modelo de tendência de Eficiência banco (Óleos)
- . EF calculada = EF polinômio - EF Bombeamento

Fonte: Elaborado pelo autor

Estas equações apresentam a tendência de melhor comportamento do óleo 7002, em condições mistas e limítrofes de lubrificação. Este comportamento também foi observado em ensaios tribológicos esfera / disco plano (MTM) e ensaios de banco de transmissões. Nota-se que a variação de rendimento é provocada pela distribuição de regimes de lubrificação e os ensaios tribológicos demonstram uma similaridade de comportamento.

Esta estimativa para outras rotações se mostra viável, quando se compara as condições dos ensaios de eficiência de transmissões com as condições testadas nos ensaios tribológicos, como evidenciado na tabela 12. Vemos que os ensaios realizados no rolo cilíndrico / disco plano comparando amostras com e sem revestimento, atende uma faixa de trabalho de velocidades e pressões reais utilizadas no teste de eficiência de 1ª marcha. Condição similar também ocorreu com os ensaios

esfera / disco plano MTM onde foi comparado dois tipos de óleos avaliados na 3ª marcha.

Desta forma foi tomada a equação base formulada e, posteriormente foram comparados os resultados calculados a 3500 rpm com os obtidos no banco de eficiência. Os resultados para 1500 rpm podem ser visualizados na figura 69 e tabela 28

Figura 69 – Eficiência a 1500 rpm calculada x medida no banco para óleos 7002 e 601 em 3ª marcha

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 28 - Comparativo resultado banco x modelo eficiência óleo. Eficiência a 1500 rpm calculada x medida no banco para óleos 7002 e 601 em 3ª marcha

1500 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,951	0,946	0,004	0,942	0,937	0,004	-0,451	-0,459	0,317
50	0,964	0,958	0,007	0,959	0,952	0,007	-0,717	-0,706	-2,636
100	0,967	0,961	0,007	0,968	0,963	0,005	-0,677	-0,553	58,931
165	0,962	0,958	0,004	0,968	0,962	0,005	-0,402	-0,560	-32,938

Fonte: Elaborado pelo autor

Dada a similaridade de comportamento entre ensaios tribológicos e ensaios de bancos de transmissões observada neste estudo e também em trabalho de Hoehn *et al* (2011), esta equação para rendimentos a 3500 rpm foi extrapolada para as outras rotações. Posteriormente, os resultados calculados com esta equação base foram comparados com os resultados reais do banco de forma a avaliar o método proposto. A comparação desta extrapolação com os resultados reais é apresentada nas tabelas 29 a 31 abaixo.

Tabela 29 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 1000 - 2000 rpm

1000 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,956	0,948	0,007	0,947	0,939	0,008	-0,781	-0,814	2,646
50	0,967	0,956	0,011	0,961	0,951	0,010	-1,110	-1,052	-12,217
100	0,969	0,959	0,010	0,969	0,960	0,009	-1,017	-0,944	43,613
165	0,965	0,955	0,010	0,969	0,960	0,009	-1,073	-0,910	31,994
1500 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,951	0,946	0,004	0,942	0,937	0,004	-0,451	-0,459	0,317
50	0,964	0,958	0,007	0,959	0,952	0,007	-0,717	-0,706	-2,636
100	0,967	0,961	0,007	0,968	0,963	0,005	-0,677	-0,553	58,931
165	0,962	0,958	0,004	0,968	0,962	0,005	-0,402	-0,560	-32,938
2000 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,946	0,944	0,003	0,937	0,935	0,002	-0,280	-0,215	-7,692
50	0,962	0,959	0,003	0,957	0,953	0,003	-0,348	-0,347	-0,500
100	0,966	0,962	0,004	0,967	0,964	0,003	-0,453	-0,343	53,930
165	0,961	0,958	0,003	0,967	0,963	0,004	-0,282	-0,422	-27,910

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 30 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 2500 - 3500 rpm

2500 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,944	0,942	0,002	0,935	0,934	0,001	-0,199	-0,150	-5,594
50	0,961	0,959	0,002	0,956	0,953	0,002	-0,223	-0,254	4,656
100	0,966	0,962	0,003	0,966	0,964	0,002	-0,354	-0,228	59,043
165	0,961	0,959	0,001	0,967	0,965	0,002	-0,139	-0,220	-14,497
3000 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,942	0,941	0,001	0,933	0,932	0,001	-0,072	-0,068	-0,505
50	0,960	0,959	0,001	0,954	0,953	0,001	-0,100	-0,132	5,143
100	0,965	0,963	0,002	0,966	0,965	0,001	-0,178	-0,085	50,195
165	0,960	0,960	0,000	0,967	0,966	0,001	-0,042	-0,067	-4,069
3500 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,940	0,940	0,000	0,931	0,931	0,000	0,000	0,000	0,000
50	0,959	0,959	0,000	0,953	0,953	0,000	0,000	0,000	0,000
100	0,965	0,965	0,000	0,965	0,965	0,000	0,000	0,000	0,000
165	0,960	0,960	0,000	0,966	0,966	0,000	0,000	0,000	0,000

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 31 - Comparativo modelo eficiência x resultado banco 4000 - 5000 rpm

4000 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,937	0,938	-0,001	0,929	0,930	-0,001	0,081	0,106	-2,784
50	0,958	0,958	-0,001	0,953	0,953	-0,001	0,061	0,058	0,445
100	0,964	0,963	0,000	0,965	0,966	-0,001	-0,039	0,083	52,609
165	0,960	0,961	-0,001	0,966	0,967	-0,001	0,140	0,081	-9,618
5000 Rpm									
Torque Nm	601			7002			Desvios		
	Cálculo	Medido	Delta	Cálculo	Medido	Delta	Desvio 601	Desvio 7002	Desvio Delta
25	0,933	0,935	-0,002	0,927	0,928	-0,001	0,231	0,157	11,195
50	0,955	0,958	-0,003	0,951	0,952	-0,001	0,312	0,089	35,289
100	0,963	0,965	-0,002	0,964	0,966	-0,002	0,203	0,191	-7,274
165	0,959	0,961	-0,002	0,966	0,967	-0,002	0,251	0,186	-10,109

Fonte: Elaborado pelo autor

As tabelas apresentam a diferença resultados de eficiência medidos e calculados, levando em conta simplificações. O desvio encontrado entre o valor calculado e o medido é de no máximo de 1% na predição de eficiência individualizada para cada óleo. Porém, quando se compara o desvio para o delta de eficiência entre os óleos, os erros são proporcionalmente elevados chegando a valores de 50%. Estes resultados podem ser visualizados nas figuras 70 a 72. Este erro elevado pode estar associado à dispersão dos resultados do banco de eficiência transmissão, pois os valores medidos são pequenos (da ordem de 0,5 %), sendo necessário a realização de mais ensaios para se verificar a distribuição normal dos resultados de banco. Isto não foi avaliado em função da disponibilidade de tempo (6 meses por prova) e custo das provas de eficiência (cerca de 1 milhão de reais por prova). O erro absoluto da medição de eficiência no banco é de 0,005, como comentado anteriormente. A própria aplicação deste erro pode levar as margens de discrepâncias encontradas entre o cálculo e resultados experimentais. Esta análise do erro da ordem de 50% entre os deltas não invalida o modelo proposto, pois dentro da precisão avaliada um erro de 0,025% entre os deltas pode representar estes 50% que não é um valor representativo nesta análise de tendência. A maior importância deve ser dada na análise individualizada para cada óleo.

Figura 70 – Resultado desvio cálculo eficiência x eficiência real medida para o óleo 601

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 71 - Resultado desvio cálculo eficiência x eficiência real medida para o óleo 7002

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 72 - Resultado desvio dos deltas calculado eficiência x delta eficiência real medida para o óleo 7002 em substituição ao óleo 601

Fonte: Elaborado pelo autor

7. CONCLUSÕES

Nesta tese aplicou-se diferentes metodologias para avaliação de eficiência em uma transmissão automotiva. Esta abordagem foi feita para engrenagens helicoidais e regimes de lubrificação, os quais foram relacionados com as eficiências obtidas em banco de transmissões e softwares com ensaios tribológicos. As metodologias utilizadas permitiram propostas de modelos e análises simplificadoras e de custo muito inferior aos testes utilizados usualmente. É importante comentar, que todas as análises foram feitas com base em relações de eficiência e, não de vida de componentes. Com isso as metodologias e análises realizadas devem ser considerados como avaliações preliminares de uma transmissão automotiva.

Uma das metodologias consistiu no uso de resultados de eficiência de um banco de provas para testes de transmissões. Esta análise de eficiência baseou-se tanto nos resultados dos testes, como no mapeamento do comportamento cinemático do engrenamento. Os resultados das espessuras de filme lubrificante e número de Hersey foram importantes para identificar condições de alteração de regime para velocidades, cargas e temperaturas diferentes. Foram determinados valores de ganho de eficiência em função do número de Hersey. A continuidade desta análise permitiu o cálculo de valores de eficiência em função do torque. Estes valores embora aproximados, pois foram obtidos a partir de valores médios, indicam incertezas da ordem dos encontrados nos ensaios de banco de provas. As análises da espessura de filme também permitiram avaliar o comportamento de diferentes lubrificantes. Embora a relação não seja direta, os resultados dão indicativos do uso de aditivos na eficiência de uma transmissão.

O uso de banco de rolos e softwares foi importante na determinação dos erros e desvios envolvidos no ensaios e as dificuldades em se comparar resultados, pois há necessidade de grande número de ensaios e análises para se obterem resultados precisos. Essa metodologia foi importante para identificar variações associadas aos ensaios.

Por fim, foram conduzidos ensaios tribológicos para estabelecer correlações entre ensaios de eficiência de transmissões e ensaios tribológicos, com foco na avaliação do coeficiente de atrito e regimes de lubrificação. Foram selecionados parâmetros de ensaio que reproduzissem as condições de uso das engrenagens.

Foram utilizados, além de diferentes lubrificantes, uma condição de material com recobrimento a base de carbono. Os resultados puderam ser correlacionados com os resultados de ensaios de banco, mesmo que que forma qualitativa. Este resultado é importante, pois ensaios tribológicos são representativos de comportamentos de atrito durante o engrenamento em condições similares.

As análises mostraram que comportamento de eficiência apresenta a mesma tendência para ensaios tribológicos, bancos de transmissão e aproximações feitas, com base no número de Hersey, e espessura de filme. As principais conclusões obtidas são:

- Tendências de comportamento de eficiência relacionadas a filmes lubrificantes se mantêm em ensaios fundamentais ou em ensaios de sistemas completos;
- Ensaios com superfícies previamente revestidas mostraram menores valores de coeficiente de atrito, com efeito mais pronunciado nos ensaios com maior taxa de escorregamento;
- Ensaios tribológicos são importantes para avaliar comportamento de sistemas complexos como uma transmissão automotiva, mas devem ser empregados parâmetros de trabalho coerentes com o sistema complexo;
- É possível prever o comportamento de eficiência de uma transmissão através da medição de um ponto de operação e extrapolar os outros pontos de operação através de interpolação analítica, entretanto grandes incertezas foram obtidas e um melhor acoplamento, considerando mais pontos de operação, deve ser considerado.
- Para maior precisão do modelo de predição de eficiência é necessário um levantamento de um banco de dados de eficiência para a mesma transmissão de forma a se ter valores da dispersão dos resultados obtidos. Desta forma pode-se aplicar um fator de correção no modelo e aumentar sua precisão.

8. TRABALHOS FUTUROS

Sugestões para trabalhos futuros são listadas abaixo:

1. Do ponto de vista de ensaios tribológicos, estudar a interação entre a redução de atrito e o desgaste associado de forma a se ter uma correlação entre eficiência e durabilidade do componente são complementares. Há necessidade de serem considerados ensaios de vida (fadiga de contato).
2. Análises mais apuradas do ponto de vista a identificar a contribuição de cada elemento constituinte do óleo e dos revestimentos no ganho de eficiência para mapear a contribuição de pacotes de aditivos no resultado do coeficiente de atrito medido em regimes diversos de lubrificação.
3. Do ponto de vista de ensaios de bancos de transmissões, avaliar a dispersão dos ensaios de eficiência e criar um modelo de previsão de eficiência mais acurado é necessário para que a diminuição de ensaios seja feita com confiabilidade.
4. Por fim, um estudo correlacionando os ensaios tribológicos com ensaios de componente, como por exemplo FZG, de forma a se ter uma cadeia de transição de resultados e análises. Este estudo parte da análise do fenômeno (tribológico) passando pelo componente (engrenagens) e chegando ao sistema completo (transmissão), individualizando a contribuição de cada fase no resultado final
5. Analisar com mais detalhes o efeito do revestimento a base de carbono e óleo com viscosidade menor tanto na eficiência como na vida das transmissões.

9. REFERÊNCIAS

AMARO, R.i. *et al.* Molybdenum disulphide/titanium low friction coating for gears application. **Tribology International**, v. 38, n. 4, p.423-434, 2005. Elsevier BV. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2004.09.003>).

AMERICAN GEARS MANUFACTURES ASSOCIATION. AGMA 933-B03 Basic Gear Geometry, USA, 2017.

WISTI, M. , Tempering of steel. ASM Handbook, Vol. 4: Heat Treating. 10th ed., American Society for Metals. 1991

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6601**: Veículos rodoviários automotores leves — Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento. Rio de Janeiro, 2012. 49 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7024**: Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio. Rio de Janeiro, 2017. 15 p.

BALZERS – Coated components, greater performance and reliability. OC Oerlikon Balzers , 3rd edition, 2010, 79p.

BJÖRLING, M *et al.* Elastohydrodynamic lubrication friction mapping – the influence of lubricant, roughness, speed, and slide-to-roll ratio. **Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, [s.l.], v. 225, n. 7, p.671-681, 11 maio 2011. SAGE Publications. <http://dx.doi.org/10.1177/1350650111403363>.

BHUSHAN, Bharat. **Introduction to Tribology**. 2. ed. Nova Iorque: Wiley, 2002.

BRANDÃO, José A. et al. Comparative overview of five gear oils in mixed and boundary film lubrication. **Tribology International**, [s.l.], v. 47, p.50-61, mar. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2011.10.007>.

DOWSON, D. **History of tribology**, 2nd Ed. London: Longman, 1998.

DOWSON, D., HIGGINSON G. R., “**Elasto-hydrodynamic Lubrication**”, SI edition, Pergamon Press, Oxford, UK, 1977.

FERNANDES, Carlos M.C.G. et al. Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears. **Tribology International**, [s.l.], v. 88, p.309-316, ago. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.004>.

FIGUEIREDO, Tiago Petermann. **Effect of lubricant properties on the friction coefficient at different temperatures, speeds and loads at ball-on-disc test**. 2016. 118 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2016.

FUKUMASU, Newton K *et al.* Stress Analysis to Improve Pitting Resistance in Gear Teeth. **Sciverse Sciencedirect**. São Paulo, p. 1-4. fev. 2016.

GAMA, A. *et al.* Experimental measuring set-up and procedure for the traction coefficient on roller-on-disc contact. **Lubrication Science**, [s.l.], v. 28, n. 6, p.349-362, 4 fev. 2016. Wiley. <http://dx.doi.org/10.1002/ls.1335>.

GU, A.. Elastohydrodynamic Lubrication of Involute Gears. **Transactions Of The Asme**, Latham, p.1164-1170, nov. 1973.

HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III—Fully Flooded Results. **Journal Of Lubrication Technology**, [s.l.], v. 99, n. 2, p.264-275, 1977. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3453074>.

HOEHN, Bernd-Robert; MICHAELIS, Klaus; DOLESCHER, Andreas. Limitations of Bench Testing for Gear Lubricants: Bench Testing of Industrial Fluid Lubrication and

Wear Properties Used in Machinery Applications. **American Society For Testing And Materials**. West Conshohocken, Pa, p. 1-18. jan. 2001.

HOLMBERG, Kenneth; ANDERSSON, Peter; ERDEMIR, Ali. Global energy consumption due to friction in passenger cars. **Tribology International**. Argonne, p. 221-234. 24 dez. 2011.

HSU, S. M.; GATES, R. S. Boundary lubricating films: formation and lubrication mechanism. **Tribology International**, Oxford, v. 38, n. 3, p. 305---312, 2005.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology: friction and wear of engineering materials**. London: Edward Arnold Publishers Ltd., 1992.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. ISO 6336-1, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland, 2006.

JACOBSON, B. The Stribeck memorial lecture. **Tribology International**, Oxford, v. 36, n. 11, p. 781-789, 2003.

KLUBER Lubrication; Lubrication of gear systems – From large to small ... gear sets, Kluber Lubrication Munchen KG, Germany, Edition 12.98, 84 p., 1998

KUBO, K.; SHIMAKAWA, Y.; KIBUKAWA, M.. The effect of gear oil viscosity and friction reducer type on transmission efficiency. **Tribology International**, [s.i.], v. 19, n. 6, p.312-317, dez. 1986.

LARSEN-BASSE, J., Introduction to friction. In: METALS HANDBOOK. Friction Lubrication and Wear Technology, USA, ASM International, 1992, v.18

MACHADO, G.A.A. *et al.* **Análise do comportamento tribológico em ensaios lubrificado de deslizamento / rolamento de revestimento WC/ C aplicado em aço carbonitretado utilizado em engrenagens automotivas.**: In: SAE International, São Paulo, 2017. 017-36-0248

MANG, Theo; DRESEL, Wilfried. **Lubricants and Lubrication**. 3. ed. Weinheim: Wiley, 2017.

MARTINS, R.; AMARO, R.; SEABRA, J.. Influence of low friction coatings on the scuffing load capacity and efficiency of gears. **Tribology International**, [s.l.], v. 41, n. 4, p.234-243, abr. 2008. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2007.05.008>.

MARTINS, R. C.; MOURA, Paulo S.; SEABRA, J. O.. MoS₂/Ti low-friction coating for gears. **Tribology International**. Porto, p. 1-12. fev. 2006.

MAZZO, Norberto. **Engrenagens Cilíndricas: Da concepção à fabricação**. São Paulo: Bucher, 2013.

MOORTHY, V.; SHAW, B.a.. Contact fatigue performance of helical gears with surface coatings. **Wear**, [s.l.], v. 276-277, p.130-140, fev. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2011.12.011>.

NAUNHEIMER, Harald *et al.* **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. S: Springer, 2011. 715 p.

NORTON, Robert L.. **Projeto de máquinas: Uma Abordagem integrada**. 4. ed. Bookman, 2013. 1030 p.

OERLIKON BALZERS. **Coated Components: Greater performance and reliability**. 3. ed. Iramali: Oc Oerlikon Balzers Ag, 2010.

PCS Intruments . Disponível em <<https://pcs-instruments.com/product/mtm-mini-traction-machine/>> acesso em 26/10/2018)

PROFITO, Francisco José, **Modelagem unidimensional do regime misto de lubrificação aplicada a superfícies texturizadas**. 2010. 192 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

SEABRA, Jorge; CAMPOS, Armando; SOTTOMAYOR, Alexandre. **LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA**. 2002. 200 f, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Universidade do Porto, Porto, 2002.

SHUM, P.w.; ZHOU, Z.f.; LI, K.y.. Investigation of the tribological properties of the different textured DLC coatings under reciprocating lubricated conditions. *Tribology International*, [s.l.], v. 65, p.259-264, set. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2013.01.012>.

SPIKES, H. A. Basics of EHL for practical application. In: INTERNATIONAL COLLOQUIUM TRIBOLOGY, 19., 2014, Ostfildern. **Proceedings...** Ostfildern: Technische Akademie Esslingen, 2014.

SPIKES, H. A. Boundary lubrication and boundary films. **Tribology Series**, New York, v. 25, p. 331---346, 1993.

SPIKES, Hugh. Friction Modifier Additives. **Tribology Letters**, [s.l.], v. 60, n. 1, p.1-25, 4 set. 2015. Springer Nature. <http://dx.doi.org/10.1007/s11249-015-0589-z>.

TRINDADE, Eduardo Dominguez. **Efeito do tipo de óleo básico no desempenho tribológico da dialquilditioncarbamato de molibdênio como aditivo para lubrificantes automotivos**. 2012. 132 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

VENGUDUSAMYA, B., GRAFL, A., NOVOTNY-FARKAS, F., SCHÖFMANN, W., . Comparison of frictional properties of gear oils in boundary and mixed lubricated rolling–sliding and pure sliding contacts. **Tribology International**, [s.l.], v. 62, p.100-109, jun. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2013.02.001>.

ZHU, Dong; WANG, Q Jane. On the λ ratio range of mixed lubrication. **Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering**

Tribology, [s.l.], v. 226, n. 12, p.1010-1022, 19 nov. 2012. SAGE Publications.
<http://dx.doi.org/10.1177/1350650112461867>.