

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE CONTRUÇÃO CIVIL**  
**ESPECIALIZAÇÃO EM ENGENHARIA DE SEGURANÇA DO TRABALHO**

**FERNANDO SOUZA ROKER DA SILVA**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS REVESTIMENTOS WC/C E DLC NOS  
RUÍDOS EMITIDOS AO LONGO DE ENSAIOS EM TRIBÔMETRO DO  
TIPO FZG**

**MONOGRAFIA DE ESPECIALIZAÇÃO**

**CURITIBA**

**2018**

**FERNANDO SOUZA ROKER DA SILVA**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS REVESTIMENTOS WC/C E DLC NOS  
RUÍDOS EMITIDOS AO LONGO DE ENSAIOS EM TRIBÔMETRO DO  
TIPO FZG**

Monografia apresentada para obtenção do título de Especialista no Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Segurança do Trabalho, Departamento Acadêmico de Construção Civil, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, UTFPR.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

CURITIBA

2018

**FERNANDO SOUZA ROKER DA SILVA**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS REVESTIMENTOS WC/C E DLC NOS  
RUÍDOS EMITIDOS AO LONGO DE ENSAIOS EM TRIBÔMETRO DO  
TIPO FZG**

Monografia aprovada como requisito parcial para obtenção do título de Especialista no Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Segurança do Trabalho, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, pela comissão formada pelos professores:

Orientador:

---

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR – Câmpus Curitiba.

Banca:

---

Prof. MSc. Carlos Augusto Sperandio

Professor do CEEST, UTFPR – Câmpus Curitiba.

---

Prof. Dr. Adalberto Matoski

Departamento Acadêmico de Construção Civil, UTFPR – Câmpus Curitiba.

---

Prof. M.Eng. Massayuki Mário Hara

Departamento Acadêmico de Construção Civil, UTFPR – Câmpus Curitiba.

Curitiba

2018

“O termo de aprovação assinado encontra-se na Coordenação do



## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, por propiciar a graça de terminar o curso de Pós-Graduação em Engenharia de Segurança do Trabalho. Agradeço também a todos que, ao longo deste trabalho, tiveram alguma contribuição direta ou indireta para meu sucesso.

A meu orientador, professor Prof. Dr. Carlos Henrique pelos ensinamentos ao longo do trabalho, pela paciência e pelo seu compromisso com a docência.

A FCA e a USP que organizaram e financiaram este trabalho, por meio de bolsa de estudos, compra de materiais e investimentos no Laboratório de Superfícies e Contato da UTFPR.

Gostaria ainda de agradecer ao meu companheiro de laboratório Ramon Brunow pela ajuda com os ensaios e demais atividades que nos cercam.

Por fim, agradeço a minha mãe, Dircele Aparecida Martins de Souza e a minha namorada, Aline Lechinowski Skiba, que são as grandes incentivadoras e motivadoras de minha vida.

Esse trabalho é dedicado a memória de minha avó, Luzia Rocker da Silva, uma das grandes colaboradoras de minha educação

## RESUMO

As engrenagens são um dos meios mais importantes de transmissão de energia mecânica, em parte graças à sua alta eficiência, que pode alcançar mais de 99% para um par de engrenagens. Devido a sua grande aplicação há uma crescente demanda por eficiência, maior vida útil, maior densidade de energia e menor poluição sonora. O presente trabalho buscou correlacionar a variação de revestimento (WC/C e DLC) de engrenagens cilíndricas de dentes retos (AISI 4320, cementadas, temperadas e revenidas) com a mudança nos ruídos gerados, por meio de ensaios em tribômetro do tipo FZG, bem como, melhorar as condições de trabalho dos colaboradores que estão no chão de fábrica. Trabalhadores estes submetidos diariamente a condições insalubres de trabalho, devido aos altos níveis de ruído gerados por máquinas movidas por meio de engrenagens. Como resultado, foi possível observar que o revestimento de DLC, emitiu menor ruído e o revestimento em WC/C o maior ruído durante os ensaios. O tempo de exposição para as engrenagens revestidas com DLC, foi 167% maior quando comparado com as revestidas com WC/C, sem uso de equipamento de proteção individual.

**Palavras-chave:** engrenagens, ruído, revestimento, WC/C, DLC.

## ABSTRACT

Gears are one of the most important means of mechanical power transmission, thanks in part to its high efficiency, which can achieve more than 99% for a pair of gears. Due to its great application there is a growing demand for efficiency, longer life, higher energy density and less noise pollution. The aim of the present work was to correlate the coating variation (WC/C and DLC) with cylindrical spur gears (AISI 4320, cemented, tempered and tempered) with the change in noise generated by means of tribology tests of type FZG such as improving the working conditions of employees on the shop floor. Workers are subjected daily to unhealthy working conditions, due to the high noise levels generated by machines driven by gears. As a result, it was possible to observe that the DLC coating emitted less noise and the coating on WC / C increased noise during the tests. The exposure time for the DLC coated gears was 167% higher when compared to those coated with WC/C, without the use of personal protective equipment.

**Keywords:** gears, noise, coating, WC/C, DLC

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2 – Nomenclatura dos elementos básicos das engrenagens involutas .....	25
Figura 3 - Linha de ação. ....	26
Figura 4 - Pontos de transição do número de pares de dentes de engrenados.....	26
Figura 10 - Força normal de contato entre dois dentes.....	31
Figura 11 - Posição LPSTC e HPSTC e regiões de atuação da função compartilhamento de carga.....	32
Figura 12 - Contato entre dois cilindros paralelos.....	34
Figura 13 - Representação gráfica do estado de tensões normais, e tensões cisalhantes máximas e representação gráfica das “curvas de nível de pressão” da tensão de cisalhamento ortogonal logo abaixo da superfície de contato de um dente engrenado....	35
Figura 14 - Distribuição de pressão num contato entre um cilindro ondulado de geratriz sinusoidal do tipo cosseno e uma superfície perfeitamente plana.....	36
Figura 15 - Direção de engrenamento em engrenagens cilíndricas de dentes retos. (a) Início do engrenamento, (b) diâmetro primitivo e (c) término do engrenamento .....	38
Figura 20 – Representação do modelo base (bancada de testes) para máquina FZG.....	44
Figura 21 - Curvas de ponderação de Weighting .....	50
Figura 22 - Fatores que influenciam no nível de ruído. ....	52
Figura 23 - Tribômetro FZG-LASC com seus sistemas enumerados: (1-Banco de testes, 2-Sistema de arrefecimento, 3-Sistema Elétrico, 4-Painel de comando, 5-Sistema de recirculação, 6- Sisistema de aquisição de dados.....	57
Figura 24 - Fluxograma da metodologia usada. ....	59
Figura 25 - Posicionamento do tripé em relação à caixa de ensaio. ....	61
Figura 26 - Imagem representativa do Decibelímetro Digital Msl-1355b Minipa.....	61
Figura 29 - Foto de um dos pares de engrenagem sem revestimento.....	63
Figura 30 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 1h.....	68



Figura 31 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 3h.....	68
Figura 32 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 6h.....	69
Figura 33 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 1 hora durante o ensaio com DLC da engrenagem D02. ....	70
Figura 34 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 3 horas durante o ensaio com DLC da engrenagem D02. ....	70
Figura 35 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 6 horas pela segunda vez durante o ensaio com DLC da engrenagem D02. ....	71

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de engrenagens segunda a DIN 868. ....	23
Tabela 3 - Comparação entre unidades de engrenagens fabricadas com diferentes materiais. Condições de funcionamento: $T1 = 21400Nm$ , $n1 = 500rpm$ , $i = 3$ .....	28
Tabela 4 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4320 nas condições de laminado normalizado e recozido.....	29
Tabela 5 - Propriedades de um aço AISI 4320 cementado, temperado e revenido.....	29
Tabela 7 - Formulário para dimensionamento e análise do contato entre dois cilindros paralelos.....	33
Tabela 11 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente.....	51
Tabela 12 - Efeitos dos parâmetros de design e fabricação de diferentes engrenagens no ruído. .....	53
Tabela 13 - Outros efeitos que afetam o ruído em engrenagens .....	53
Tabela 14 - Codificação dados às engrenagens usadas e seus respectivos revestimentos. ....	58
Tabela 15 - Estágios de carga padrão para teste de escarificação FZG.....	59
Tabela 16 - Pesos disponíveis para ensaios na FZG-LASC. ....	60
Tabela 17 - Tabela de pesos usados e torques obtidos. ....	60
Tabela 18 - Referência do óleo segundo a Diário Oficial da União.....	62
Tabela 19 - Especificações técnicas do óleo Tutela Transmission Experia. ....	62
Tabela 20 - Propriedades do aço AISI 4320.....	64
Tabela 21 - Médias e desvios padrão dos valores de NPS (ruído) das engrenagens D02, D04 e D05 a 1, 3 e 6 horas revestidas com DLC .....	66
Tabela 22 - Médias e desvios padrão das engrenagens ensaiadas B02, B03 e B05 a 1, 3 e 6 horas revestidas com WC/C. ....	67
Tabela 23 - Médias e desvios padrão das engrenagens ensaiadas F02, F02 e F03 a 1, 3 e 6 horas, sem revestimento. ....	67

Tabela 24 - Média das médias de ruído de acordo com o revestimento e tempo de ensaio .....69

Tabela 25 - Tempo de exposição máxima diária para os ruídos médios obtidos. .... 71

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DLC	Diamond Like Carbon – Carbono como diamante
FZG	<i>Forschungsstelle fur Zahnradler und Getriebeba</i> - Instituto Técnico para o Estudo de Engrenagens e Mecanismos de Acionamento
HPSTC	Highest Point of Single Tooth Contact – Ponto mais alto em contato em um único dente
LPSTC	Lowest Point of Single Tooth Contact, o ponto mais baixo em contato em um único dente
NIS	Nível de Intensidade Sonora
NPS	Nível de Pressão sonora
NPS <sub>f</sub>	Nível de Pressão sonora de fundo
NR6	Norma regulamentadora 6
NR7	Norma regulamentadora 7
NR15	Norma regulamentadora 15
NR17	Norma regulamentadora 17
SPL	Sound Pressure Level – Nível de Pressão Sonora
WC/C	Tungsten Carbide Carbon – Carbono e Carbetto de tungstênio

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\tau_{\max}$	Máxima tensão de cisalhamento
$\lambda$	Comprimento de onda
$a$	Distância entre centros
$\Lambda$	Espessura específica do filme lubrificante
$a$	Distância entre centros
$A$	Amplitude
$a_v$	Distância entre centros corrigida
$a_w$	Ângulo de pressão para engrenamento V
$b$	Meia altura do retângulo
$b$	Meia altura do retângulo
$C$	Cabeça do dente
$c$	Meia largura de contato (b nesta dissertação)
$CR$	Razão de contato
$d_1$	Diâmetro primitivo do pinhão
$D_{pv}$	Diâmetro primitivo modificado
$d_b$	Diâmetro de base
$D_e$	Diâmetro externo
$D_i$	Diâmetro interno
$D_{kv1}$	Diâmetro externo modificado
$D_p$	Diâmetro primitivo
$D_{p1}$	Diâmetro primitivo da roda motora
$D_{p2}$	Diâmetro primitivo da roda movida

$e$	Espessura do dente
$E_A$	Módulo elástico do material do cilindro A
$E_b$	Módulo elástico do material do cilindro B
$f$	Frequência
$F_T$	Força tangencial
$F_N$	Força de contato normal
$F_R$	Força radial
$F_t$	Força tangencial
$F_T$	Força de atrito
$F_{TR}$	Força de atrito de rolamento
$F_{TE}$	Força de atrito de escorregamento
$h$	Altura do dente
$h_k$	Altura da cabeça do dente
$h_f$	Altura do pé do dente
$h_z$	Altura do dente
$i$	Relação de transmissão
$l$	Meia largura do retângulo
$m$	Módulo
$\eta_0$	Viscosidade dinâmica na pressão atmosférica
$p$	Passo
$P_t$	Potência transmitida
$r_{ap}$	Raio externo do pinhão,
$r_{bp}$	Raio de base do pinhão
$r_{ag}$	Raio externo da coroa
$r_{bg}$	Raio de base da coroa

$R_a$	Desvio médio aritmético do perfil de rugosidade
$R_t$	Profundidade de rugosidade
$R_z$	Altura média da rugosidade
$R_q$	Desvio médio quadrático do perfil de rugosidade ( $R.M.S. = R_q = \sigma$ ),
$R_p$	Profundidade de aplanamento
$R_{pk}$	Altura reduzida dos picos de rugosidade.
$R'$	Raio reduzido da curvatura dos dois cilindros paralelos em contato
$R_A$	Raio do cilindro A
$R_b$	Raio do cilindro B
$R_{eq}$	Raio de curvatura equivalente
$a$	Distância entre centros
$\theta$	Ângulo de pressão.
$T$	Torque
$v$	Velocidade no ponto de contato
$\nu_A$	Coefficiente de Poisson do material do cilindro A
$\nu_b$	Coefficiente de Poisson do material do cilindro B
$V_R$	Velocidade de rolamento
$x$	Coefficiente de modificação
$x_c$	Alteração no perfil dos dentes da coroa
$x_p$	Alteração no perfil dos dentes do pinhão
$w$	Rotação
$W$	Carga aplicada
$W$	Força
$W_L$	Carga específica

$W_t$	Força tangencial
$z$	Número de dentes



# SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Objetivos	19
1.1.1	Objetivo geral	19
1.1.2	Objetivos secundários	20
	Dentro do objetivo central podem-se descrever alguns objetivos específicos que circundam e mantêm relação direta com este:	20
1.2	Justificativas	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	Engrenagens	22
2.1.1	Introdução a engrenagens	22
2.1.2	Dimensões e nomenclaturas dos elementos das engrenagens involutas	23
2.1.3	Engrenamento	25
2.1.4	Materiais para Engrenagens	27
2.2	TRIBOLOGIA DE ENGRENAGENS	30
2.2.1	Carregamento sobre o par engrenado	30
2.2.2	Atrito em engrenagens	36
2.3	Lubrificantes	40
2.3.1	Aditivos	41
2.4	Ensaio em FZG	43
2.4.1	Métodos de ensaio	44
2.5	Ruído	46
2.5.1	Conceitos sobre som	48
2.5.2	Ruído em engrenagens	51
3	MATERIAIS E MÉTODOS	55
3.1	Apresentação da FZG-LASC	55
3.2	Metodologia do Ensaio	57
3.2.1	Óleo lubrificante	61
3.2.2	Engrenagens	62

4	RESULTADOS OBTIDOS	66
4.1	Dados de Ruído (NPS)	66
4.2	Análise dos Dados	72
5	CONCLUSÕES	74
6	REFERÊNCIAS	75

# 1 INTRODUÇÃO

Em 2005, o mercado global de engrenagens ultrapassou os 39 bilhões de Euros, três quartos dos quais no setor automotivo. Dentre os desafios da indústria de engrenagens para 2025 estão: Aumentar a receita da indústria de engrenagens em 50%, reduzir desperdícios em 50%, melhorar a eficiência em 50% e acrescer 200% à densidade de potência (kg / kW) (GEAR INDUSTRY, 2005).

As engrenagens são um dos meios mais importantes de transmissão de energia mecânica, em parte graças à sua alta eficiência, que pode alcançar mais de 99% para um par de engrenagens (PETRY-JOHNSON T.T, 2007). Os recursos limitados do planeta Terra forçaram a usar qualquer combustível de maneira mais eficiente, assim, há cada vez mais demanda por eficiência, maior vida útil e maior densidade de energia. Para atender a essas demandas, os projetistas e fabricantes de engrenagens foram forçados a tomar conhecimento de fenômenos que antes eram de menor importância. Os princípios por trás desses fenômenos afetam o atrito, o desgaste e a lubrificação que são todos abordados pela ciência da tribologia (DOWSON, 1988).

Este projeto de dissertação tem seu foco em engrenagens cilíndricas de dentes retos de aço AISI 4320 fresadas, com acabamento superficial tipo *shaving*, cementadas, temperadas e revenidas cujas (não nas dimensões deste trabalho) são usadas em transmissões de veículos.

O presente trabalho buscou correlacionar a variação de revestimento de engrenagens com a mudança nos ruídos gerados afim de buscar melhor eficiência energética do sistema, menor degradação dos componentes envolvidos no engrenamento bem como melhorar as condições de trabalho dos colaboradores que estão no chão de fábrica e são submetidos diariamente à condições insalubres de trabalho devido aos altos níveis de ruído gerados por máquinas movidas por meio de engrenagens.

## 1.1 Objetivos

### 1.1.1 Objetivo geral

O objetivo central deste trabalho é avaliar alterações de ruído emitido por um par de engrenagens de dentes retos alterando-se o revestimento aplicado á superfícies de seus dentes.

### 1.1.2 Objetivos secundários

Dentro do objetivo central podem-se descrever alguns objetivos específicos que circundam e mantêm relação direta com este:

- 1) Realizar uma revisão bibliográfica dos assuntos que envolvem ruído e desgaste de engrenagens afim de conecta-los e trazer explicações sobre essa ligação.
- 2) Medir de maneira satisfatória o ruído de engrenagens utilizando um decibelímetro.
- 3) Analisar como a carga e o tempo de ensaio interferem no ruído emitido.
- 4) Verificar o tempo de exposição máximo diário para os diferentes resultados obtidos.
- 5) Quantificar e avaliar as reduções de ruído entre os revestimentos.
- 6) Trazer para Engenharia de Segurança do Trabalho um conteúdo mais específico de Engenharia Mecânica e de Materiais.
- 7) Possibilitar a escolha entre revestimentos de engrenagem mais eficientes, ou seja, que emitam menos ruído.

## 1.2 Justificativas

Das perdas totais que ocorrem em um automóvel a transmissão representa 5% da energia consumida. Segundo Höhn, Michaelis e Hinterstoisser (2009) dependendo da aplicação e dos regimes operacionais, uma redução de 50% nas perdas de potência em uma caixa de engrenagens é comprovadamente possível. Para otimização máxima da eficiência, soluções alternativas devem ser encontradas para o projeto de engrenagens e rolamentos, assim como os tipos de lubrificantes. Os desafios dessas novas abordagens são compromissos entre a redução da perda de energia, por um lado, e a capacidade de carga e as propriedades de ruído, por outro lado.

O presente trabalho pretendeu atender à demanda de maior eficiência dos sistemas já que trouxe resultados significantes de melhoria de *performance* (em ruído) com a alteração do material que reveste o par engrenado. Eficiência essa que não representa apenas uma melhoria energética, mas também um aumento da exposição ao ruído entre homem e máquina, podendo ser traduzido em melhores condições de trabalho para operadores e demais pessoas próximas de máquinas que utilizam engrenagens e(ou) redução do custo operacional destas máquinas.

Também colaborar na formação do conhecimento de Engenharia de Segurança do Trabalho, Engenharia Mecânica e de Materiais uma vez que trouxe uma comparação entre ruídos gerados com diferentes revestimentos de engrenagem e tentou justificar as variações encontradas com informações aprofundadas dos fenômenos tribológicos envolvidos, informações essa escassas na literatura.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Engrenagens

#### 2.1.1 Introdução a engrenagens

Engrenagens, também chamadas de rodas dentadas são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos e de potência entre eixos e/ou eixos-árvores entre eixos. Sua principal tarefa consiste em modificar a velocidade de rotação e o torque produzidos por uma dada fonte de potência e adaptá-los às necessidades do receptor. A transmissão ocorre através do contato entre os dentes. Devido a sua versatilidade, os sistemas de engrenagem são amplamente utilizados na indústria (KLUBER LUBRICATION, 1998).

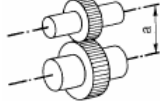
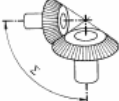
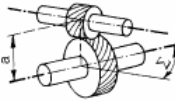
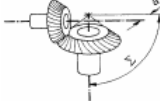
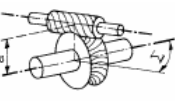
No desenvolvimento de sistemas de engrenagens busca-se a maior transferência de potência e de torque por meio de engrenagens menores e mais leves. Esta necessidade resultou em engrenagens compactas com alta densidade de potência (kg / kW), ou seja, a razão peso-potência (kg / kW) das engrenagens foi reduzida consideravelmente nos últimos anos (*ibidem*).

O aumento da eficiência, ou seja, a redução da potência dissipada durante o funcionamento é obtida principalmente por meio de materiais de engrenagem que são mais resistentes ao desgaste (aço temperado com alto teor de liga), melhores métodos de usinagem de flanco e geometria de dente otimizada (*ibidem*).

De acordo com a norma DIN 868 as engrenagens podem ser agrupadas em três famílias, Tabela 1, de acordo com posição relativa dos eixos (veios), pelo tipo de contato entre os flancos e por meio dos perfis dos dentes.

A geometria do dente e as solicitações geradas pelo movimento de escorregamento relativo determinam a força aplicada sobre a superfície (flanco) do dente em cada ponto. Quanto maior é a percentagem de escorregamento menor é eficiência, tanto maior é a carga de desgaste sobre os flancos dos dentes maiores serão os requisitos que o lubrificante deve suprir (KLUBER LUBRICATION, 1998).

Tabela 1 - Tipos de engrenagens segunda a DIN 868.

Tipo de contacto	Rolamento		Rolamento e Escorregamento		Escorregamento
Tipo de engrenagens	cilíndricas	cónicas	helicoidais esquerdas	hipóides	sem-fim
Posição dos veios	paralelos	concorrentes	cruzados	cruzados	cruzados
Contacto entre os flancos	linear	linear	pontual	linear	linear
Componentes das engrenagens	cilindros 	cones 	cilindros 	cones 	cilindro e globolóide 
Tipo de movimento	rolamento e escorregamento	rolamento e escorregamento	escorregamento forte	escorregamento forte	essencialmente escorregamento
Percentagem de escorregamento	10 a 30	20 a 40	60 a 70	60 a 70	70 a 100

Fonte: Seabra (2005).

Engrenagens cilíndricas de dentes retos são usadas em transmissões que necessitam de uma mudança de posição das engrenagens em serviço, pois apresentam uma maior facilidade de “engatar”. Este tipo de engrenagem é mais empregado em transmissões de baixa do que de alta rotação, devido principalmente ao elevado nível de ruído que produz (PEZZANO & KLEIN, 1957).

Estes elementos permitem a redução ou aumento de torque e velocidades, com mínimas perdas de energia. A mudança de velocidade e torque é feita na razão dos diâmetros primitivos. Aumentando a rotação, o momento torçor diminui e vice-versa. Assim, em um par de engrenagens, a maior delas terá sempre rotação menor e transmitirá momento torcional maior (*ibidem*).

#### 2.1.2 Dimensões e nomenclaturas dos elementos das engrenagens involutas

Engrenagens involutas, ou seja, que possuem os dentes com o perfil gerado por uma curva involuta, são mais utilizadas na construção de máquinas. Em comparação com outras engrenagens, esta geometria do dente apresenta as seguintes vantagens:

- 1) Fabricação simples e precisa;
- 2) Intercambiáveis;

- 3) Transferência uniforme de movimentos. Mesmo com pequenas variações da distância entre centros, apenas se obterá folga, isto é, batimentos entre os dentes durante o engrenamento que se traduzirá por ruído, vibrações mecânicas e aumento do desgaste
- 4) Uma ferramenta de corte com perfis variáveis pode ser usada para várias geometrias de dentes e distâncias centrais;

Correções de perfil positivo e negativo são feitas para evitar o fenômeno *undercutting*, quando o número de dentes é baixo, e para aumentar a capacidade de carga da raiz. Essas também são feitas para melhorar a capacidade de carga dos flancos (maior raio de curva) e reduzir a porcentagem de deslizamento para diminuir as perdas de potência (KLUBER LUBRICATION, 1998).

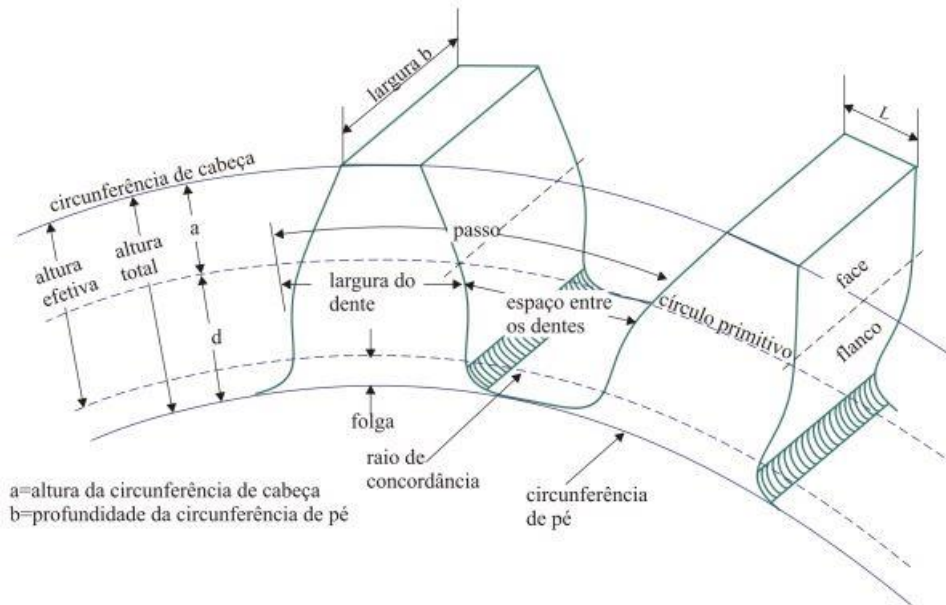
Outras engrenagens, tais como engrenagens ciclóides que embora operem com maior precisão do que as engrenagens involutas, elas são muito mais sensíveis a variações na distância central, e possuem maior custo de fabricação (*ibidem*).

As nomenclaturas básicas dos elementos das engrenagens involutas são mostrados na Figura 1.

Os dentes de profundidade completa têm adendo igual no pinhão e na coroa e para todos os sistemas de unidades, o adendo padrão é igual ao módulo.

A largura da face não é uma dimensão padronizada por norma, mas se recomenda entre 9 mm e 14 mm. Quanto maior a largura mais difícil de fabricar o dente e de montar a engrenagem no eixo, mas ao mesmo tempo mais resistente (maior é a área de contato) é dente (NORTON, 2011).





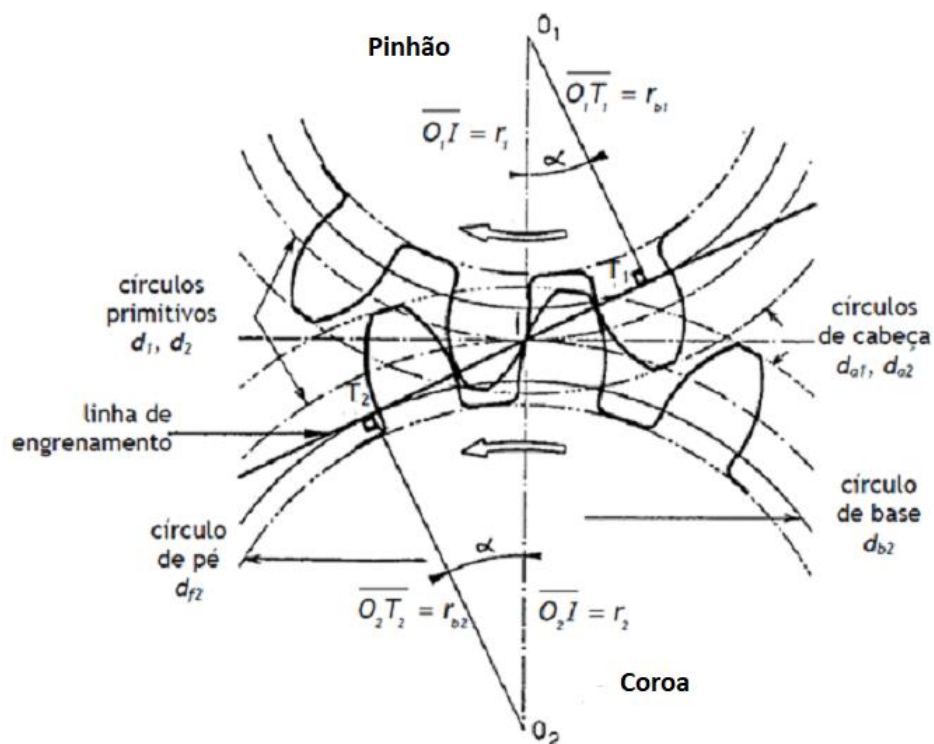
**Figura 1 – Nomenclatura dos elementos básicos das engrenagens involutas**  
**Fonte: Júnior (2003).**

### 2.1.3 Engrenamento

#### 2.1.3.1 Linha de engrenamento (linha de ação)

O curso do contato entre duas engrenagens se dá por uma reta  $T_1T_2$  como mostra a Figura 2 e é frequentemente designada por linha de engrenamento, linha de ação ou linha de pressão que é a tangente comum aos dois círculos de base dos perfis conjugados. Ela está inclinada em relação à tangente comum aos dois círculos primitivos por um ângulo denominado de do ângulo de pressão ( $\alpha$ ).

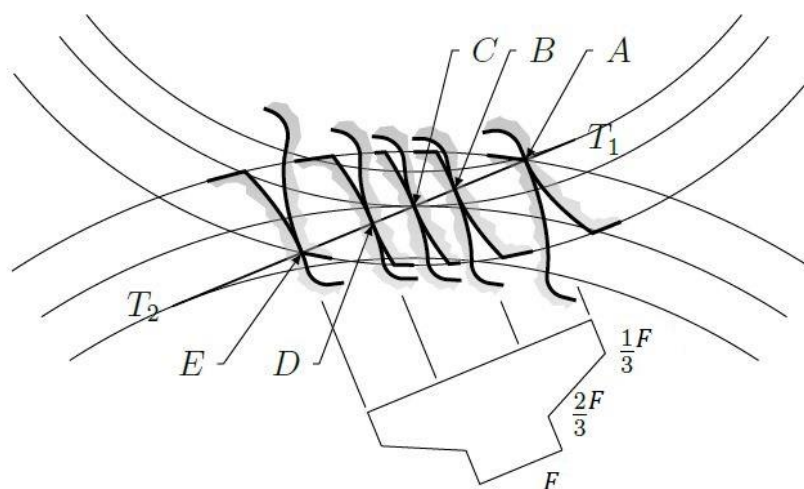
A linha de engrenamento  $T_1T_2$ , Figura 2, corta a linha dos centros  $O_1O_2$  no ponto primitivo I, ponto de contato dos dois círculos primitivos.



**Figura 2 - Linha de ação.**

Fonte: Seabra (2005).

Na Figura 3 estão representadas as intensidades das forças normais aplicadas aos sobre os dentes no ponto de transição de um para dois pares de dentes engrenados: (a) o par inicia seus contatos enquanto outro já está em contato no lado esquerdo; b) o par de dentes é o único em contato; c) o par está em puro rolamento; d) um novo par inicia o contato do lado direito; e) o par cessa seu contato.



**Figura 3 - Pontos de transição do número de pares de dentes de engrenados**

Fonte: Brandão (2013).

Como visto, devido às forças envolvidas há a necessidade de se projetar engrenagens de forma que sempre ocorra contato entre dois dentes durante o engrenamento, isto é, de maneira que o segundo par de dentes entre em contato antes que o primeiro tenha saído do contato. A forma de medir esse contato se dá pela razão de contato (CR), também chamado de grau de recobrimento, cuja definição é o número médio de pares de dentes em contato durante o engrenamento. A equação (1) apresenta o equacionamento da razão de contato (NORTON, 2011).

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap} - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag} - r_{bg}^2} - a \cdot \text{sen}\alpha}{p_b} \quad (1)$$

- $r_{ap}$  é o raio externo do pinhão,
- $r_{bp}$  é o raio de base do pinhão,
- $r_{ag}$  é o raio externo da coroa;
- $r_{bg}$  é o raio de base da coroa;
- $a$  é a distância entre centros;
- $p_b$  é o passo de base da engrenagem;
- $\alpha$  é o ângulo de pressão.

Em geral, quanto maior for à razão de contato mais suave é o contato e mais silenciosa fica a transmissão. Uma razão de contato superior a 1, significa que no mínimo, dois pares de dentes estão teoricamente em contato ao mesmo tempo durante o engrenamento. Razões de contato maiores que 1,4 são desejáveis para aumentar a vida útil das engrenagens (NORTON, 2011).

#### 2.1.4 Materiais para Engrenagens

Os crescentes requisitos impostos às engrenagens, menores dimensões e menor peso, além de melhor desempenho levaram os materiais usados para engrenagens a serem refinados a um grau extremamente alto e fazendo uso de métodos de usinagem de flanco aprimorados (KLUBER LUBRICATION, 1998).

A Tabela 2 ilustra como os materiais de alta qualidade, superfícies de flanco melhoradas, métodos de endurecimento aprimorados e a aplicação de lubrificantes de alto desempenho tornaram possível reduzir consideravelmente o tamanho, o peso e os custos de fabricação dos redutores.

**Tabela 2 - Comparação entre unidades de engrenagens fabricadas com diferentes materiais. Condições de funcionamento:  $T1 = 21400Nm$ ,  $n1 = 500rpm$ ,  $i = 3$ .**

Materiais	Pinhão C45 Coroa C45	P - 42CrMo4 R - 42CrMo4	P - 20MnCr5 R - 42CrMo4	P - 31CrMoV9 R - 31CrMoV9	P - 34CrMo4 R - 34CrMo4	P - 20MnCr5 R - 20MnCr5
Tratamento térmico	Normalização	Têmpera e revenido	P - Cementação R - Têmpera e revenido	Nitreção gasosa	Endurecimento dos flancos por indução	Cementação
Tipo de maquinagem	Fresamento normal	Fresamento normal	P - retificação R - fresamento	Fresamento fino	Fresamento e polimento	Retificação
a / m	830 / 10	650 / 10	585 / 10	490 / 10	470 / 14	390 / 10
Peso dos rolamentos	95 kg	95 kg	95 kg	105 kg	105 kg	120 kg
Peso total	8 505 kg	4 860 kg	3 465 kg	2 620 kg	2 390 kg	1 581 kg
Peso total em %	100 %	100 %	71 %	54 %	49 %	33 %
Preço em %	132 %	100 %	85 %	78 %	66 %	63 %

Fonte: Kluber Lubrication (1998) e adaptado por Seabra (2005).

Hoje, os redutores de alto desempenho são geralmente equipados com rodas dentadas fabricadas em aço liga e dentes endurecidos que são retificados após o tratamento térmico. As engrenagens sujeitas a cargas baixas são geralmente feitas de aço liga tratável termicamente, aço liga fundido ou ferro fundido nodular.

Rodas de engrenagem feitas de materiais sintéticos são raramente usadas em engrenagens industriais devido à sua capacidade de carga inferior e baixa resistência térmica. Elas são encontradas principalmente em engrenagens pequenas e miniaturas de baixa capacidade usadas para transferir movimentos e velocidades. Nestes casos, vibrações e ruídos baixos.

#### 2.1.4.1 Aço AISI 4320

O aço utilizado na produção das engrenagens alvo deste trabalho é o AISI 4320. Após a etapa de usinagem as mesmas passaram por processos termoquímicos de cementação, e térmicos de têmpera e revenimento.

A série 43XX, onde o XX referência ao valor médio de carbono (4320 possui em média 0,20% de carbono). Os aços desta série apresentam Cromo, Níquel e o Molibdênio como elementos de liga principais, em teores desde 0,40 até 0,90%Cr, 0,20 a 0,30%Mo e 1,65 a 2,00%Ni. Por exemplo, o aço SAE/AISI 4320 é um aço liga ao Cromo, Níquel e Molibdênio, contendo 0,17 à 0,22%C, 0,40 até 0,60%Cr, 0,20 a 0,30%Mo e 1,65 a 2,00%Ni

em peso (ASM INTERNATIONAL, 1995). As propriedades do aço AISI 4320 no estado normalizado e recozido estão descritas na Tabela 3.

**Tabela 3 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4320 nas condições de laminado normalizado e recozido.**

AISI 4320			
Propriedade	Unidade	Normalizado	Recozido
Temperatura de austenitização	°C	895	850
Resistência à tração	MPa	795	580
Limite de escoamento	MPa	460	430
Alongamento	%	20,8	29
Redução de área	%	51	58
Módulo de Elasticidade	GPa	210	190
Coefficiente de Poisson		0,27	0,3
Dureza	HB	235	163

Fonte: Gerdau (2003).

Este aço é usado quase que exclusivamente para aplicações com superfícies cementadas, especialmente em engrenagens e componentes de maquinário pesado. Este aço possui a característica de poder ser endurecido diretamente a 40 HRC sem cementação (*ibidem*). A Tabela 4 traz um exemplo das propriedades, da camada externa e do núcleo, após cementação de um aço AISI 4320.

**Tabela 4 - Propriedades de um aço AISI 4320 cementado, temperado e revenido.**

Propriedade para um AISI 4320 - Cementado, temperado e revenido							
Prática recomendada	Dureza (HRC)	Profundidade (mm)	Resistência à tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (50mm) %	Redução de área %	Dureza HB
<b>Para o caso de máxima dureza</b>							
Resfriamento direto do recipiente	60,5	1,52	1496	1100	13	50,1	429
Único resfriamento e tempera	62,5	1,91	1505	1227	13,5	48,2	429
Duplo resfriamento e tempera	62	1,91	1046	669	19,5	49,4	302
<b>Para máxima dureza do núcleo</b>							
Resfriamento direto do recipiente	58,5	1,52	1486	1095	12,5	49,4	415
Único resfriamento e tempera	59	1,91	1458	1193	12,5	50,9	415
Duplo resfriamento e tempera	59	1,91	1005	652	21,8	56,3	293

Fonte: ASM Internacional (1995).

## 2.2 TRIBOLOGIA DE ENGRENAGENS

### 2.2.1 Carregamento sobre o par engrenado

#### 2.2.1.1 Força de contato entre dois dentes de um par engrenado

Em um projeto envolvendo engrenamento geralmente os dados de entrada são a potência a ser transmitida e a rotação. Para se obter a força resultante do contato é necessário primeiro obter a força tangencial.

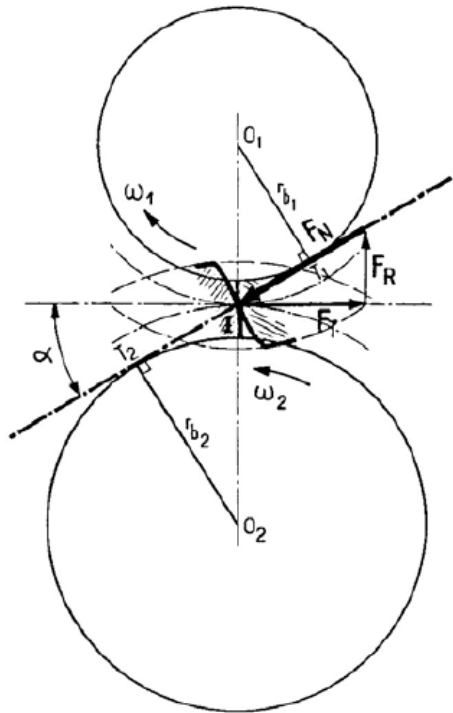
$$P_t = F_T v = T w \quad (2)$$

Onde  $P_t$  é a potência transmitida,  $F_T$  é a força tangencial,  $v$  é a velocidade no ponto de contato,  $T$  é o torque e  $w$  é a velocidade angular.

A força de contato normal entre dois dentes ( $F_N$ ) atua na direção da linha de ação engrenamento e exerce-se sempre na mesma direção. Esta pode ser decomposta em duas componentes em força radial,  $F_R$  e força tangencial, equações (3) e (4) respectivamente. A Figura 4 mostra de forma esquemática as forças presentes em um contato de engrenagens cilíndricas de dentes retos.

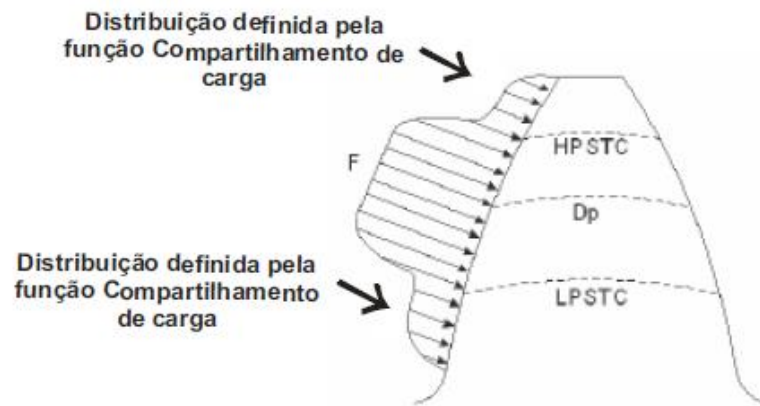
$$F_R = F_N \cos a \quad (3)$$

$$F_T = F_N \sin a \quad (4)$$



**Figura 4 - Força normal de contato entre dois dentes**  
**Fonte: Ayel (1984).**

Como foi visto na Figura 3 a força normal varia de acordo com o número de dentes em contato. Complementando a Figura 5 mostra que a parti do LPSTC (*lowest point of single tooth contact*, o ponto mais baixo em contato em um único dente) até o HPSTC (*highest point of single tooth contact*, o ponto mais alto em contato em um único dente) teremos apenas um par engrenado, ou seja, independentemente da função compartilhamento de carga utilizada. Abaixo do LPSTC e acima do HPSTC existirá mais de um par em contato, assim a função compartilhamento de carga passa a ser importante para a determinação das forças.



**Figura 5 - Posição LPSTC e HPSTC e regiões de atuação da função compartilhamento de carga. Fonte: Dudley (1984) adaptado por Muraro e Junior (2010).**

#### 2.2.1.2 Estado de tensão na subsuperfície dos dentes em contato

Das forças atuantes no contato dos dentes são desenvolvidas tensões superficiais e subsuperficiais, as quais podem ser calculadas a partir da teoria de *Hertz* para o contato entre dois sólidos, pela teoria de Boussinesq para o semi-espaço elástico ou também podem ser determinadas por meio de simulações numéricas utilizando técnicas como o método dos elementos finitos (MEF). Ambos os métodos, analíticos e numéricos permitem determinar o estado de tensão na subsuperfície dos dentes em contato, o qual não é de interpretação simples (SEABRA, 2003).

Estas teorias são aplicadas considerando certas hipóteses, sendo que para a proposta de *Hertz*, são as seguintes (JOHNSON, 1985):

- a) Os materiais em contato são homogêneos e as tensões não excedem a de escoamento;
- b) Os sólidos são de revolução, as suas superfícies são contínuas e não-conformes;
- c) As tensões de contato são causadas por uma força que é normal ao plano de contato, o que efetivamente significa que não há forças tangenciais (atrito) atuando entre os sólidos;
- d) A área de contato é muito pequena comparada com a área superficial dos sólidos;
- e) Os sólidos em contato estão em repouso e equilíbrio;
- f) O efeito da rugosidade superficial é desconsiderado.

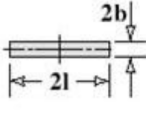
Partindo do pressuposto de que os sólidos em contato se comportam como semi-espaços elásticos, como postulou Hertz, então a teoria de Boussinesq, fornece a solução para o estado de tensão no interior dos sólidos em contato.



Para utilizar a teoria de Hertz, de forma analítica, para o contato entre dentes de engrenagens, deve-se considerar que o contato entre os flancos dos dentes é equivalente ao contato entre dois cilindros, em cada ponto ao longo do perfil do dente.

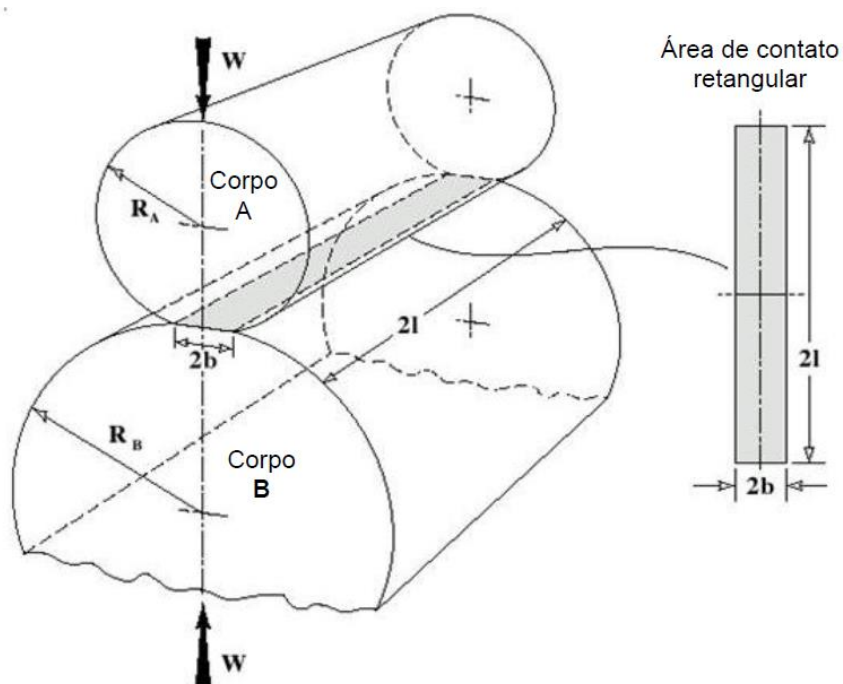
Considerando as dimensões da área de contato aparente bem como o equacionamento proposto para o contato entre os dois cilindros paralelos a Tabela 5 traz boa parte destas informações cujos parâmetros estão especificados na Figura 6.

**Tabela 5 - Formulário para dimensionamento e análise do contato entre dois cilindros paralelos.**

Dimensões da Área de Contato	Máxima Pressão de contato	Pressão de contato média	Máxima tensão de cisalhamento	Módulo Elástico Reduzido (E') e Raio Reduzido (R')
$b = \left( \frac{4.W.R'}{\pi l E'} \right)^{1/2}$ 	$P_{\max} = \frac{W}{\pi.b.l}$ <p>Distribuição de pressão elíptica</p>	$P_{\text{médio}} = \frac{W}{4.b.l}$	$\tau_{\max} = 0.304 p_{\max}$ <p>Para a profundidade (z)</p> $z = 0.786.b$	$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1-\nu_A^2}{E_A} + \frac{1-\nu_B^2}{E_B} \right]$ $R' = \frac{R_A.R_B}{R_A + R_B}$

Fonte: Stachowiak e Batchelor (2000) e adaptado por Koda (2009).

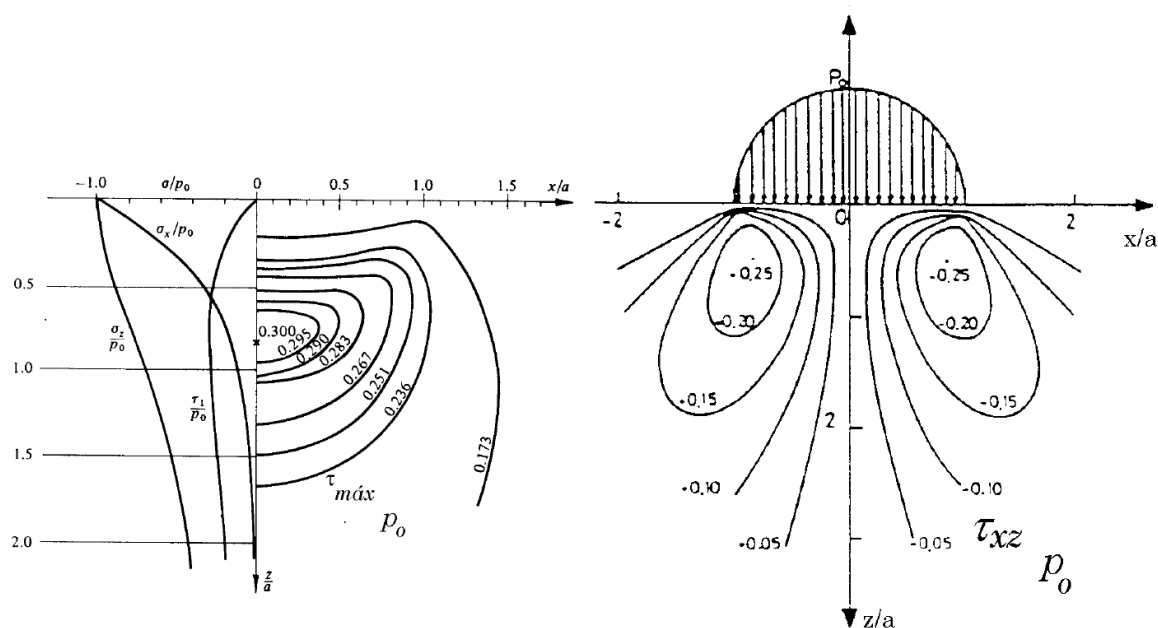
- $b$  = meia altura do retângulo de contato [m]
- $l$  = meia largura do retângulo de contato [m]
- $R'$  = raio reduzido da curvatura dos dois cilindros paralelos em contato [m]
- $R_A$  = raio do cilindro A [m]
- $R_B$  = raio do cilindro B [m]
- $W$  = carga aplicada [N]
- $\nu_A$  = coeficiente de Poisson do material do cilindro A
- $\nu_B$  = coeficiente de Poisson do material do cilindro B
- $E_A$  = módulo de elasticidade do material do cilindro A [Pa]
- $E_B$  = módulo de elasticidade do material do cilindro B [Pa]



**Figura 6 - Contato entre dois cilindros paralelos.**

**Fonte: Stachowiak e Batchelor (2000).**

Na Figura 7 abaixo é possível observar a variação das tensões normais  $\sigma_{xx}$  e  $\sigma_{zz}$  ao longo do eixo  $OZ$ , as “curvas de nível isobáricas” da tensão cisalhante máxima ( $\tau_{máx}/p_0$ ) e “as curva de nível isobáricas” da tensão de cisalhamento ortogonal ( $\tau_{xz}/p_0$ ) logo abaixo da superfície dos dentes engrenados.



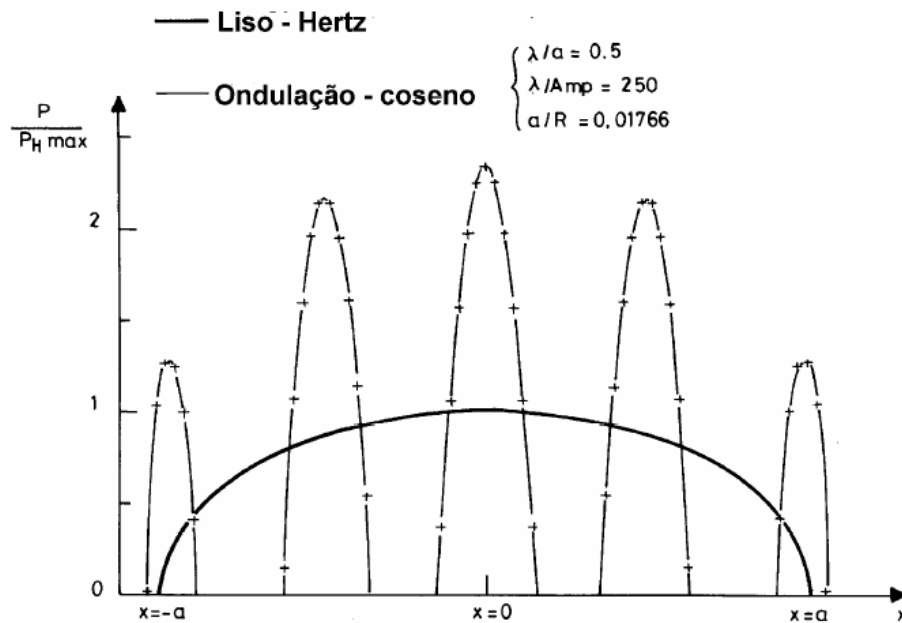
**Figura 7 - Representação gráfica do estado de tensões normais, e tensões cisalhantes máximas e representao gráfica das “curvas de nível de pressão” da tensão de cisalhamento ortogonal logo abaixo da superfície de contato de um dente engrenado.**

Fonte: Johnson (1985) *apud* Seabra (2005).

### 2.2.1.3 Influência da rugosidade sobre a distribuio de pressão e a área de contato

As superfícies reais dos sólidos em contato não são perfeitamente lisas, sendo possível mensurar, como já visto, e caracterizar a sua rugosidade e/ou a sua ondulao. A presença da rugosidade nas superfícies leva a modificaoes na teoria do problema de contato, não sendo mais possível obter as correspondentes soluçoes analíticas, porém aqui neste trabalho busca-se trazer uma visão conceitual sobre este assunto.

A Figura 8 mostra um exemplo da diferença na pressão contato entre um cilindro com ondulao sinusoidal de geratriz cosseno e uma superfície plana se comparado com o mesmo par em contato, porém desconsiderando o perfil ondulatório no cilindro. Sabendo que a  $P$  é a pressão de contato obtida pelo cilindro com perfil ondulado e que  $P_{H\ max}$  é a pressão máxima de Hertz para o cilindro liso,  possível observar que cada pico da ondulao implica em um pico de pressão de contato superior a pressão de Hertz no local. No exemplo também  possível verificar que  $P$  na posio central ( $x=0$ ) apresenta um valor quase 2,5 vezes maior que a pressão máxima de Hertz.



**Figura 8 - Distribuição de pressão num contato entre um cilindro ondulado de geratriz sinusoidal do tipo cosseno e uma superfície perfeitamente plana**

Fonte: Seabra e Berthe (1987).

Segundo Seabra e Berthe (1987) o comportamento de uma superfície ondulada ou rugosa afeta:

- A distribuição de pressão;
- As dimensões da superfície de contato;
- O campo de tensões instaladas no interior dos sólidos em contato (aparecimento de tensões máximas secundárias próximo à superfície);
- A vida em fadiga para a superfície e subsuperfície.

### 2.2.2 Atrito em engrenagens

Atrito age na interface de contato entre dois corpos quando há forças agindo sobre eles. Estas forças são determinadas pelos seguintes fatores: A carga, as propriedades do material em contato e a área de contato real.

A força de atrito, que atua no plano de uma superfície de contato e é perpendicular à sollicitação normal. A presença da sollicitação tangencial, introduz alterações significativas no estado de tensão no interior dos sólidos em contato, modificando a intensidade das tensões, a natureza das tensões (compressão / tração) e a localização dos pontos de tensão máxima. Ela

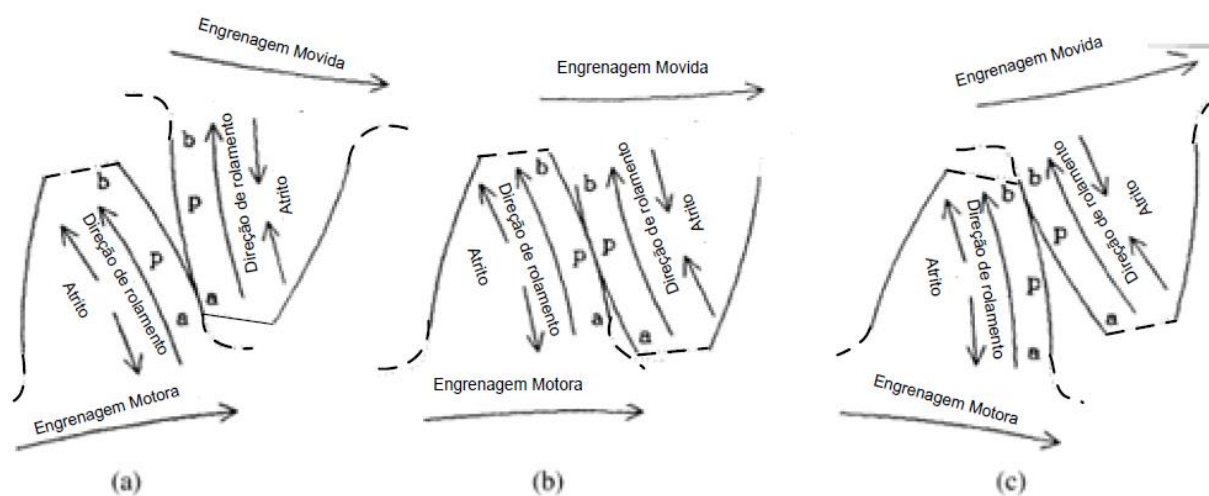
também é responsável por alterar a localização do ponto onde atua a tensão cisalhante máxima, o qual se move do interior do sólido para a respectiva superfície de contato. O coeficiente de atrito maior ou igual a  $0,1$  significa que a tensão cisalhante máxima está na superfície (SEABRA, 2003).

O coeficiente de atrito ( $\mu$ ) entre os dentes de uma engrenagem é de extrema importância para a análise do engrenamento, pois interfere diretamente no rendimento da engrenagem na temperatura do contato e na probabilidade de ocorrência da fadiga de contato.

Engrenagens cilíndricas de dentes retos trabalham sobre condições de deslizamento e rolamento. O rolamento puro em um par engrenado acontece exatamente sobre o diâmetro primitivo. Já o deslizamento aumenta conforme se afasta do diâmetro primitivo, tanto na direção do topo do dente, quanto na direção do fundo do dente.

A Figura 9 divide o movimento das engrenagens em três partes:

1. Primeira parte Figura 9 (a): As engrenagens inicialmente entram em contato no ponto **a** (topo), da engrenagem movida, e **a** (base) da engrenagem motora. Para ambas engrenagens do ponto **a** ao ponto primitivo **p** ocorrem os movimentos de rolamento e deslizamento. Para a engrenagem motora direção de rolamento é da raiz do dente em direção ao topo já para engrenagem movida o rolamento se opõe à primeira. Como comprimento de contato (**a** à **p**) no flanco da engrenagem motora é menor que o comprimento de contato (**a** à **p**) no flanco da engrenagem movida pode-se concluir que há deslizamentos entre as superfícies. A direção do atrito é na direção da força de atrito produzida no dente pela ação do deslizamento do outro dente engrenado.
2. Segunda parte Figura 9 (b): Para o ponto **p**, diâmetro primitivo, há somente rolamento puro.
3. Terceira parte Figura 9 (C): Entre os pontos **p** e **b** a direção de rolamento não se altera se comparada com os pontos **a** e **p**. Porém os comprimentos entre os contatos de se alteram, agora comprimento de contato na engrenagem motora é maior do que o comprimento de contato na engrenagem movida. Como consequência a direção da força de atrito muda em ambos os dentes para esta segunda metade do movimento. É possível concluir, então, que na engrenagem motora a força de atrito sempre atua para fora da linha primitiva, e na engrenagem movida isto sempre atua em direção a linha primitiva.



**Figura 9 - Direção de engrenamento em engrenagens cilíndricas de dentes retos. (a) Início do engrenamento, (b) diâmetro primitivo e (c) término do engrenamento**

**Fonte: Breeds. *et al* (1993) adaptado por Koda (2009).**

Este movimento descrito conduz a um estado de tensões de contato mais elevado na região abaixo do diâmetro primitivo, o que conduz a ocorrência de um dano denominado por *pitting* nesta região

Conhecidos os movimentos de rolamento e escorregamento considera-se que a força de atrito  $F_T$  é a soma algébrica da força de atrito de rolamento  $F_{TR}$  da força de atrito de escorregamento  $F_{TS}$ , ou seja (GOHAR, 1987):

$$F_T = F_{TR} + F_{TS} \quad (5)$$

(6)

$$\mu = \mu_R + \mu_S$$

“A força de atrito de rolamento resulta essencialmente da componente tangencial do esforço de deformação elástico não homogêneo das superfícies (energia perdida por distorção) e sobretudo da energia necessária para comprimir o lubrificante no início do contato. Sendo originada pelo movimento das superfícies, a força de atrito de rolamento  $F_{TR}$  é oposta ao

movimento. No entanto, a força de atrito de rolamento é, em geral, muito inferior à força de atrito de deslizamento  $F_{TR} \ll F_{TS}$  e  $\mu_R \ll \mu_S$ , pelo que frequentemente pode ser desprezada (SEABRA, 2005)”.

As condições de operação e projeto de uma engrenagem também definem o regime de lubrificação a que os dentes de uma engrenagem estão submetidos. Fatores adicionais ao rolamento e ao deslizamento devem ser considerados para determinação do coeficiente de atrito tornando assim a definição do coeficiente de atrito é extremamente complexa, em particular no caso das engrenagens, já que ao longo da linha de engrenamento podem coexistir todos os regimes de lubrificação: filme limite, filme misto e filme completo.

Existem diversos estudos que tratam do coeficiente de atrito, porém, encontrar dados referentes ao atrito local não é uma tarefa simples. Usualmente recorre-se a formulações empíricas do coeficiente de atrito baseadas em resultados experimentais obtidos em máquinas de discos (pino disco ou esfera disco) ou em resultados de potência dissipada em ensaios de engrenagens.

Dentre os modelos desenvolvidos para descreverem o coeficiente de atrito para o contato de dentes de engrenagens em contato, podemos destacar a equação proposta no modelo de Michaelis e Winter (1979).

A Equação desenvolvida por Michaelis (1979) é bastante difundida e também utilizada em ensaios com a máquina FZG e por este motivo será a utilizada neste trabalho (MICHAELIS e WINTER, 1979).

O modelo proposto por Michaelis e Winter (1979) é apresentado na equação (7).

(7)

$$\mu_{MIC} = 0,171 \left( \frac{W_L}{R_{eq} V_R} \right)^{0,2} \eta_0^{-0,05} \left( \frac{R_{aEq}}{d_1} \right)^{0,25}$$

Onde  $d_1$  é o diâmetro primitivo do pinhão,  $\eta_0$  é a viscosidade dinâmica na pressão atmosférica e  $W_L$  é a carga específica em N/mm e pode ser calculado pela equação (8).

(8)

$$W_L = \frac{F_n}{b \cos \alpha_{wt}}$$

$F_n$  é a força normal aplicada [N],  $\alpha_{wt}$  é o ângulo de pressão (que é o ângulo da linha de ação) e  $b$  é a face do dente em contato [mm].

Onde  $R_{eq}$  é o raio de curvatura equivalente, para essa modelagem pode ser obtido através da equação (9).

(9)

$$R_{eq} = \left( \frac{1}{R_{1i}} + \frac{1}{R_{2i}} \right)^{-1}$$

$V_R$  é a velocidade de rolamento, A velocidade de rolamento é perpendicular a linha de ação e para o modelo em questão pode ser definida pela equação (10).

(10)

$$V_R = \left( 2 + \Gamma_y - \frac{\Gamma_y}{i} \right) V \text{sen} \alpha_{wt}$$

$V$  é a velocidade tangencial de referência dada em m/s,  $i$  é a relação de transmissão e  $\Gamma_y$  é um parâmetro adimensional sobre a linha de engrenamento que representa a distância do ponto primitivo ao ponto de contato considerado. No ponto primitivo seu valor considerado é zero.

$R_{aEq}$  é a rugosidade média equivalente e é dada pela equação (11).

(11)

$$R_{aEq} = \frac{1}{2} (R_{a1} + R_{a2})$$

Visto como o atrito atua de maneira a desgastar as superfícies em contato é fundamental a utilização de lubrificantes para reduzir estes efeitos, neste sentido segue o tópico a seguir.

### 2.3 Lubrificantes

Lubrificantes são compostos baseados em longas cadeias de hidrocarbonetos, com diferentes arranjos, e são e são utilizados em forma de líquidos, sólidos e gasosos. Os lubrificantes líquidos (óleos), mais utilizados, são essencialmente obtidas do refino do



petróleo cru. Muitos óleos lubrificantes comerciais (bases) são misturados com vários agentes químicos (aditivos) que reagem com o metal para formar contaminantes de monocamada para ajudar na eficiência da lubrificação. (NORTON, 2011). Os óleos podem ser classificados quanto à sua origem em lubrificantes vegetais, animais, petrolíferos e sintéticos. Destes os mais utilizados são:

- 1) **Óleos minerais:** São constituídos predominantemente por hidrocarbonetos de origem natural resultantes da decomposição de resíduos orgânicos. São preparados com fontes petrolíferas das mais variadas origens do globo terrestre e, tal como seria de esperar, as suas características físicas e graus de rendimento operacional apresentam diferenças consideráveis (SEABRA, CAMPOS e SOTTOMAYOR, 2002).
- 2) **Óleos sintéticos:** São bases lubrificantes sintetizadas, o que justifica seu maior custo, a partir de hidrocarbonetos ou dos seus elementos químicos constituintes, podendo ter como base produtos petrolíferos, animais ou vegetais. Os conhecimentos adquiridos sobre a estrutura dos hidrocarbonetos em ligação com as propriedades úteis à lubrificação, permitiu desenvolver diferentes técnicas de síntese. Apresentam, na maioria das vezes, desempenhos superiores especialmente na resistência à oxidação, no índice de viscosidade e no coeficiente de atrito, com vantagens mais pronunciadas nas altas ou baixas temperaturas. Dos óleos sintetizados pelo homem (designados por sintéticos), destacam os seguintes grupos: Hidrocarbonetos sintéticos, poliglicóis, ésteres e silicones (*ibidem*).

### 2.3.1 Aditivos

A adição de agentes químicos (aditivos) aos óleos lubrificantes tem como fim conferir-lhes determinadas propriedades úteis, que não existem originalmente nos óleos, enquanto que outros melhoram as suas propriedades naturais. Hoje praticamente todos os tipos de lubrificantes contêm pelo menos um aditivo, alguns possuem cinco ou mais tipos diferentes. A quantidade de aditivo utilizada varia de alguns centésimos até 30%. Os aditivos, adicionados às bases têm contribuído por forma decisiva para o progresso de motores e máquinas industriais (*ibidem*).

A seguir, descrevem-se os tipos mais recorrentes de aditivos (*ibidem*):

- 1) **Aditivos que melhoram o índice de viscosidade:** Usados para aumentar o índice de viscosidade do óleo base, ou seja, aumentar a viscosidade a altas temperaturas e/ou diminuir a viscosidade a baixas temperaturas.
- 2) **Aditivos antidesgaste (AW) e extrema pressão (EP):** Utilizados para reduzir ou eliminar o atrito e o desgaste em condições de lubrificação extremas. Estes produtos podem ser classificados em três tipos gerais:
  - a) **Agentes de untuosidade:** Geralmente adicionados aos óleos para diminuir o coeficiente de atrito em condições limites de lubrificação.
  - b) **Aditivos anti-desgaste (AW):** Reforçam as propriedades anti-desgaste dos lubrificantes, formando um filme protetor por reação com as superfícies metálicas em contato.
  - c) **Aditivos extrema pressão (EP):** Os aditivos de extrema pressão (EP) evitam a adesão entre as superfícies metálicas em escorregamento relativo em condições de extrema pressão. Os aditivos de EP reagem quimicamente com as superfícies metálicas em contato originando uma película protetora prevenindo, assim, a ocorrência de gripagem e a formação de escamas que deterioram as superfícies. Estes aditivos são constituídos por compostos sulfurosos, fosforosos ou clorados, ou por misturas destes e ditiofosfato de zinco. São usados nos óleos destinados às engrenagens onde as pressões de contato entre os dentes são muito elevadas, bastante acima dos 700 MPa.

**Antioxidantes:** Retardam ou modificam a reação dos hidrocarbonetos que constituem a base com o oxigênio. A oxidação nos óleos lubrificantes origina compostos de ácidos, nele solúveis, que provocam aumentos de viscosidade e podem torná-lo corrosivo de alguns metais e gerar lamas e vernizes que, sendo inicialmente solúveis no óleo se tornam depois insolúveis e aderem às paredes dos metais.

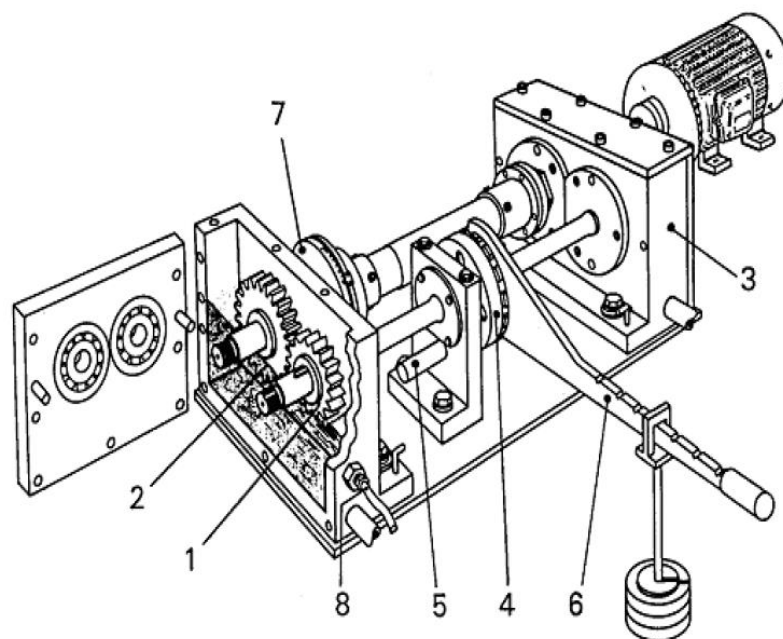
Existem demais aditivos com outras funções com menor relevância neste trabalho neste trabalho como aditivos detergentes, inibidores de corrosão, inibidores de ferrugem, inibidores de espuma ou antiespumas, aditivos destinados a baixar o ponto de congelamento e aditivos para massas lubrificantes.

## 2.4 Ensaio em FZG

O ensaio em FZG ("*Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebebau*", o Instituto Técnico para o Estudo de Engrenagens e Mecanismos de Acionamento), avalia as propriedades de lubrificação do fluido e proteção contra desgaste na interface de um conjunto carregado de engrenagens.

O equipamento de teste de engrenagens FZG, é um equipamento de recirculação de potência (*power recirculation rig*) também comumente chamado de *back-to-back* (significado) com distância de centro a = 91,5 mm. As engrenagens de teste (coroa-pinhão) e as engrenagens escravas (coroa-pinhão) são conectadas por dois eixos. Um eixo é dividido em duas partes com a embreagem de carga no meio. Uma metade da embreagem de carga pode ser travada por meio de um pino de travamento enquanto a outra metade é torcida, por meio de uma alavanca e pesos. Depois de aparafusar a embreagem, a carga pode ser removida e o eixo desbloqueado. Assim, um torque estático é aplicado ao sistema, que pode ser verificado na embreagem de medição de torque como a torção de um eixo de torção calibrado. O equipamento pode ser operado com um motor elétrico com rotação até 3000rpm. As engrenagens são imersas em lubrificante, o sistema é aquecido por uma resistência elétrica e resfriado por uma serpentina, utilizada para o controle de temperatura. Ademais o equipamento é constituído pelos seguintes componentes Figura 10:

1. Pinhão de teste
2. Coroa de teste
3. Caixa escrava de engrenagens
4. Embreagem de carga
5. Pino trava
6. Alavanca de carga e pesos
7. Embreagem de medição de torque
8. Sensor de temperatura



**Figura 10 – Representação do modelo base (bancada de testes) para máquina FZG**  
**Fonte: Hoehn, Oster, et al (2007).**

Para os diferentes testes padrão, há duas geometrias de engrenagens usadas, tipo A e B. As engrenagens tipo A são usadas em ensaios de *scuffing*, pois apresentam deslizamento elevado na ponta do pinhão. Enquanto a engrenagem tipo C com deslizamento equilibrado é usada para testes de abrasão, *micropitting* e *pitting*. As engrenagens de teste são cementadas com uma dureza superficial de  $HRC = 60 + 2$  e uma profundidade de caixa de 0,6 - 0,9 mm.

#### 2.4.1 Métodos de ensaio

Diferentes modos de falha de engrenagem podem ser influenciados pelo tipo de lubrificante, viscosidade e aditivos. Para tais variâncias foram criados métodos de avaliação padronizados, pela FZG e demais entidades envolvidas. Os métodos frequentemente usados são (HOEHN, OSTER, *et al.*, 2007):

##### 1. **Ensaio de Scuffing de Capacidade de Carga (ASTM D5182/ DIN ISO 14635):**

Avalia a resistência do flanco de dente ao *scuffing* das engrenagens tipo A quando lubrificadas por determinado óleo. A plataforma é operada a 1450 rpm em até 12 estágios (K1 a K12 - 150 a 1800 N / mm<sup>2</sup>) de carga progressiva em intervalos de 15 minutos. Os testes padrão são executados a uma temperatura do óleo de 90°C, sob condições de lubrificação por imersão sem resfriamento. Os dentes de engrenagem são

inspecionados após cada estágio de carga para *scuffing*. O estágio de carga com falha é indicado quando as faces de todos os dentes do pinhão mostram um tamanho total somado das áreas danificadas, que é igual ou superior a área de um dente. No teste gravimétrico, as engrenagens são desmontadas e pesadas para determinar sua perda de peso.

2. **Ensaio de desgaste com velocidade lenta:** O para fluidos hidráulicos de trator de baixa viscosidade normalmente não pode discriminar diferentes óleos para engrenagens industriais ou automotivas de maior viscosidade. Portanto, um novo teste de desgaste universal C / 0,05 / 90:120/12 (engrenagem para *pitting* tipo C/ velocidade do pondo de diâmetro primitivo igual a 0,05m/s  $\approx$  13rpm/ temperatura do óleo entre 90 e 120°C/ estágio de carga K12, torque igual a 238,2Nm) foi desenvolvido. O método consiste em no mínimo 2 partes de teste: Na parte 1 (2x20horas, 90°C) análise dos índices de desgaste do lubrificante; parte 2 (2x20horas, 120°C) análise da reação aditiva a níveis elevados de temperatura; parte 3 (C/0.05/90/12, C/0.05/120/12 ou C/0.57/90/12) com duração de 40horas é capaz de mostrar as mudanças mecânicas e químicas na superfície do flanco ou alterando-se a velocidade obter a influência sobre a espessura do filme e melhores condições de lubrificação.
3. **Ensaio de *Pitting*:** Este tem com objetivo compreender o desempenho do lubrificante analisando como a viscosidade e os aditivos influenciam a vida útil em *pitting* das engrenagens. Foi desenvolvido especialmente para óleos de engrenagens automotivas. Este ensaio é desenvolvido em um único estágio PT-C / 9: 10/90 (PT-C representa uma engrenagem tipo C com rugosidade baixa,  $R_a = 0,3 \pm 0,1\mu\text{m}$ ) para a avaliação da vida útil relativa à desgaste por *pitting*. *Running* e teste de *pitting* do óleo requerem um estágio mínimo de carga de *scuffing* de pelo menos um estágio em carga 9 ou K9 (pressão de contato = 1350N/mm<sup>2</sup>). Caso contrário, as engrenagens sofrerão *scuffing* nas condições do teste de *pitting*. A velocidade de passo de 8,3m/s no estágio 9, o torque para óleos de engrenagem de baixa viscosidade abaixo de VG 100 e em torque estágio 10 para óleos de engrenagem de média e alta viscosidade de VG 100 ou superior. Um estágio de *running-in* de 2h no estágio de torque 6 (1100N/mm<sup>2</sup>) é seguido pelo teste de funcionamento no respectivo estágio de torque até que o critério de falha seja atingido. O critério de falha é normalmente 4% com *pitting* da área total do flanco de um dente do pinhão. O número de ciclos de carga até a falha é relatado e

comparado com a vida de um óleo de referência. São necessárias no mínimo 3 amostras.

4. **Ensaio de *Micropitting*:** Para compensar a perda por desgaste devido à falta de viscosidade, vários aditivos antidesgaste e EP são usados em concentrações mais altas. O tipo de óleo base e o tipo de aditivo mostram uma grande influência na falha de engrenagens (WINTER e OSTER). Foi estabelecido o método de teste padrão GF-C / 8,3 / 90 para a avaliação do desempenho de *micropitting* de lubrificantes. O teste requer um dispositivo de pulverização de óleo a 90°C com vazão de óleo de 2l/min. O tipo de engrenagem C com uma rugosidade de superfície elevada especificada de  $Ra = 0,5 \pm 0,1 \mu m$  (GF-C) é executado a uma velocidade de passo de 8,3 m/s. Um *running-in* estágio de carga 3 (500N/mm<sup>2</sup>) é seguida pelo teste de curto prazo nos estágios de carga 5 a 10 (800 - 1500N/mm<sup>2</sup>). O tempo de execução é de 16 horas por estágio de carga. Após cada estágio de carga, as engrenagens são desmontadas e o desvio do perfil é medido. Se o perfil tiver mudado para um desvio de perfil de 7,5µm o teste é finalizado.

## 2.5 Ruído

O som é uma forma de energia que é transmitida pela colisão das moléculas do meio, umas contra as outras, sucessivamente (não há deslocamento permanente de moléculas, ou seja, não há transferência de matéria, apenas de energia). Portanto, o som pode ser representado por uma série de compressões e refrações do meio em que se propaga, a partir da fonte sonora (GERGES, 1992).

O ruído refere-se as vibrações aperiódicas, que não mantém relações matemáticas entre as frequências, ou seja, são dissonantes. É um tipo de som de natureza esparsa, cujo espectro não exibe componentes de frequências distintos de acordo com a Norma ISO 2204 (1973) *apud* Feldman e Grimes (1985), os ruídos os ruídos podem ser classificados segundo a variação do seu nível de intensidade com o tempo.

1. Ruído contínuo: com variações de níveis desprezíveis;
2. Ruído intermitente: cujo nível varia continuamente de um valor apreciável;
3. Ruído de impacto e de impulso: apresenta-se em picos de energia acústica de duração inferior a um segundo.

A taxa de ocorrência da flutuação completa de pressão é conhecida como frequência. Esta é dada em ciclos por segundo, ou ainda designada internacionalmente por Hertz (Hz). Na faixa de frequências de 20 a 20000 Hz as ondas de pressão no meio podem ser audíveis. O ouvido humano não é igualmente sensível ao longo desta faixa de frequência dependendo da frequência e da amplitude (A) para a determinação da audibilidade (GERGES, 1992).

Para muitos tipos de máquinas a potência sonora emitida pode ser estimada como uma fração da potência mecânica ou elétrica. Esta fração está tipicamente entre  $10^{-2}$  e  $10^{-3}$  por cento e é conhecida como eficiência acústica. Controlar o ruído na fonte significa reduzir a eficiência acústica desta, o que frequentemente envolve alterações significativas no projeto de máquinas. Alguns métodos mais práticos de controle de ruído de máquinas já em funcionamento, consistem na absorção ou no isolamento do fluxo de energia acústica entre a fonte e o receptor. Esses métodos, na realidade, não reduzem a eficiência acústica da fonte (GERGES, 1992).

É conhecido que os altos níveis de intensidade e pressão sonora provocam danos à audição, o que conduz aos mais distintos tipos de surdez. Entretanto, Colleoni (1981) comenta que na faixa de frequências baixas, iniciando-se com as frequências infrassônicas (abaixo de 16Hz), os efeitos do ruído não são auditivos, e dentre eles estão enjoos, vômitos, tonturas, etc. À medida que a frequência aumenta, os efeitos são diferentes e pode-se provocar alterações na atenção e concentração mental, no ritmo respiratório, ritmo cardíaco, aumento da irritabilidade, perda de apetite e estados pré-neuróticos.

Segundo Alexandry (1978), existe uma relação entre a intensidade do ruído e efeitos subjetivos na saúde humana. O som, de acordo com sua intensidade, pode apresentar respostas somáticas (vasoconstrição periférica, hiporritmia ventilativa), química (secreção de substâncias glandulares que produzem trocas químicas na composição do sangue, urina, e suco gástrico) e psicológicas (interferência no sono, tensão, irritabilidade e nervosismo).

O Ministério do Trabalho dispõe de quatro Normas que, de alguma forma, tratam do problema do ruído e das vibrações:

- NR6 - Equipamento de Proteção Individual - EPI;
- NR7 - Programa de Controle Médico de Saúde Ocupacional - PCMSO;
- NR15 - Atividades e Operações Insalubres;
- NR17 - Ergonomia (item 17.5.2).

### 2.5.1 Conceitos sobre som

Para compreender os cálculos e conceitos que envolvem o som faz-se importante antes de tudo a definição de algumas grandezas envolvidas. Entre elas destacam-se as levantadas por Neto R. F (2016):

- Frequência (f): Sua unidade é o ciclos por segundo (Hz) e caracteriza a tonalidade ou a altura do som (frequências baixas o som é mais grave, frequências altas o som é agudo);
- Amplitude (A): Sua unidade é  $N/m^2$ , representando assim o poder de compressão de uma onda. Esta grandeza traz consigo o termo volume do som;
- Comprimento de onda ( $\lambda$ ): Representa a distância em metros (m) entre dois picos consecutivos;
- Velocidade (c): É, de forma geral, o resultado do efeito conjunto de comprimento de onda e sua frequência, sua unidade é o m/s;
- Harmônicas: São ondas sonoras que parasitam a onda fundamental.

#### 2.5.1.1 Nível de intensidade sonora (NIS) e nível de pressão sonora (NPS)

A intensidade sonora ( $I$ ) dada em  $W/m^2$  é a potência da vibração sonora que atinge determinada superfície. Já o nível de intensidade sonora (NIS) ou SPL (*Sound Pressure Level* – Nível de Pressão Sonora), equação (12), expressa a relação entre a intensidade do som ou ruído no ambiente e a de referência ( $I_0$ ) e é expresso em decibel (dB), a mínima intensidade sonora percebida pelo ouvido humano corresponde a  $10^{-12}W/m^2$  para 1000Hz.

(12)

$$NIS = 10 \log \frac{I}{I_0}$$

A pressão sonora (P) é outra grandeza analisada sendo esta uma medida da energia da vibração do som no ouvido humano. P é mais usada que a intensidade sonora para avaliar a exposição acústica. É dada por  $N/m^2$  e obedece a relação  $I = k.p^2$ , onde k é um fator constante do meio, o qual leva em consideração a sua densidade. Assim como o NIS, o nível de pressão sonora (NPS), equação (13), dado em dB, expressa uma relação, agora, entre a pressão sonora no ambiente e a de referência  $p_0$ , a mínima percebida pelo ouvido humano é  $p_0 = 0,00002N/m^2$ , em 1000Hz



$$NPS = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (13)$$

### 2.5.1.2 Somatório de fontes sonoras e supressão do efeito do ruído de fundo

Em certas ocasiões tem-se duas ou mais fontes sonoras atuando simultaneamente em um ponto,  $NPS_T$  é nível de pressão sonora total em um ambiente com várias fontes sonoras e como a variação da pressão sonora é não-linear, o somatório de duas fontes também será logarítmica e expressa pela equação (14):

$$NPS_T = NPS_1 + \Delta NPS^* \quad (14)$$

$$\Delta NPS^* = 10 \log \{1 + 10^{-[(NPS_1 - NPS_2)/10]}\}$$

Sendo  $NPS_1 \geq NPS_2$ , para n fontes sonoras, equação (15):

$$NPS_T = 10 \log \left\{ 10^{\frac{NPS_1}{10}} + \dots + 10^{\frac{NPS_n}{10}} \right\} \quad (15)$$

Para a situação em que uma máquina está em um ambiente que tem o seu próprio ruído característico (ruído ambiental, urbano, entre outros) é necessário considerar o efeito deste ruído de fundo ( $NPS_F$ ) na medição do nível de ruído emitido pela máquina ( $NPS_M$ ). A equação (16) calcula o ruído em uma máquina suprimindo o ruído de fundo.

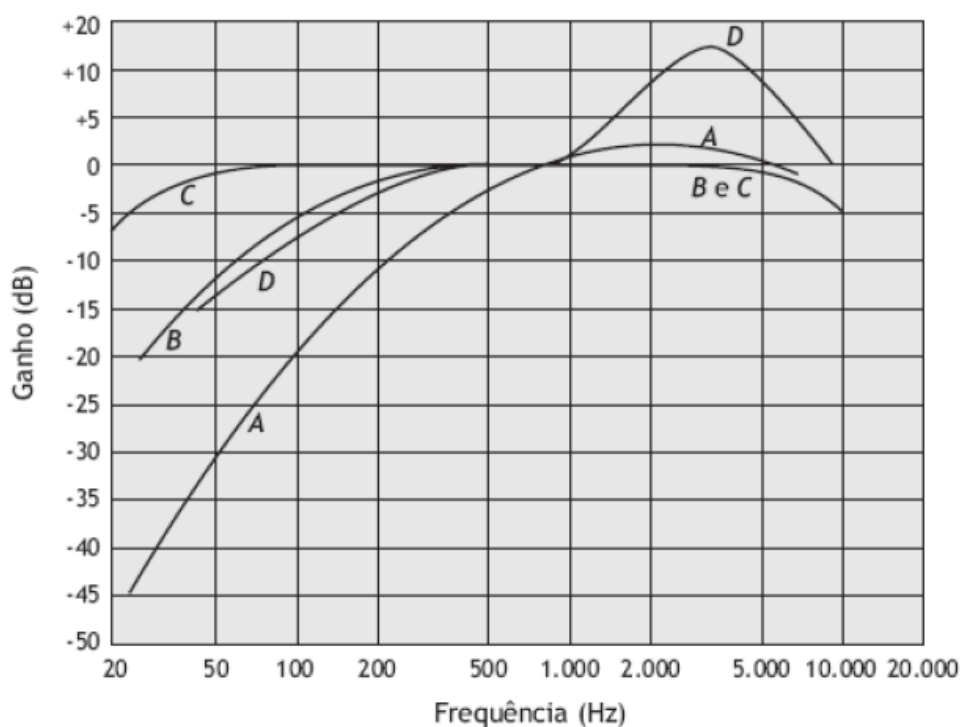
$$NPS_M = 10 \log \left\{ 10^{\frac{NPS_T}{10}} - 10^{\frac{NPS_F}{10}} \right\} \quad (16)$$

### 2.5.1.3 Compensação de NPS

Durante a medição de ruído um problema básico enfrentado é o seguinte: a parte sensível dos decibélmeters é um microfone e estes microfones reagem igualmente a todas as frequências que compõem um som, por outro lado, o ouvido reage diferentemente para cada frequência. A saída é usar correções que variam com as frequências, que estão apresentadas na Figura 11. O ouvido humano não é igualmente sensível a todas as frequências, mas é mais sensível à faixa entre 2 kHz e 5 kHz, e menos sensível para frequências extremamente baixas ou altas. Visto que a intensidade do som também influencia a percepção do mesmo,

tradicionalmente usa-se três escalas de dB corrigidos, chamadas por dBA, dBB e dBC e que são aplicadas em níveis de sonoridade distintos (BERSAN, 2018).

- A ponderação "A" simula a resposta do ouvido humano a um SPL (*Sound Pressure Level* – Nível de Pressão Sonora) de 40dB. Tal escala pode ser usada até valores de 55dB, ou seja, é indicada para medição de ambientes com baixo ruído. Ela pouco considera os sons graves.
- A ponderação "B" simula a resposta do ouvido humano a um nível de volume de 70dB, e deve ser usada para medições entre 55 e 85dB. Esta ponderação é indicada para medições de sons equivalentes ao mesmo nível ou um pouco mais alto que uma conversação.
- A ponderação "C" simula a resposta do ouvido a um SPL de 100dB, e deve ser utilizada com níveis acima de 85dB.



**Figura 11 - Curvas de ponderação de Weighting**

Fonte: Bistafa (2011).

A frequência de contato, entre os dentes das engrenagens utilizadas neste trabalho é de 380Hz. Já o nível de pressão sonora emitido é de aproximadamente 100dB, por estes motivos é utilizada a escala dBC, conforme recomendado por Bisfata (2011).

#### 2.5.1.4 Critério de avaliação de ruído contínuo

Segundo a NR-15, os limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente, apresentados Tabela 6, são uma relação entre o nível de ruído que uma pessoa pode ficar sujeita e o tempo dessa exposição, sendo que quanto maior o ruído (dBA), menor o tempo de exposição possível.

**Tabela 6 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente.**

<b>NÍVEL DE RUÍDO DB (A)</b>	<b>MÁXIMA EXPOSIÇÃO DIÁRIA PERMISSÍVEL</b>
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

**Fonte: Brasil (2015).**

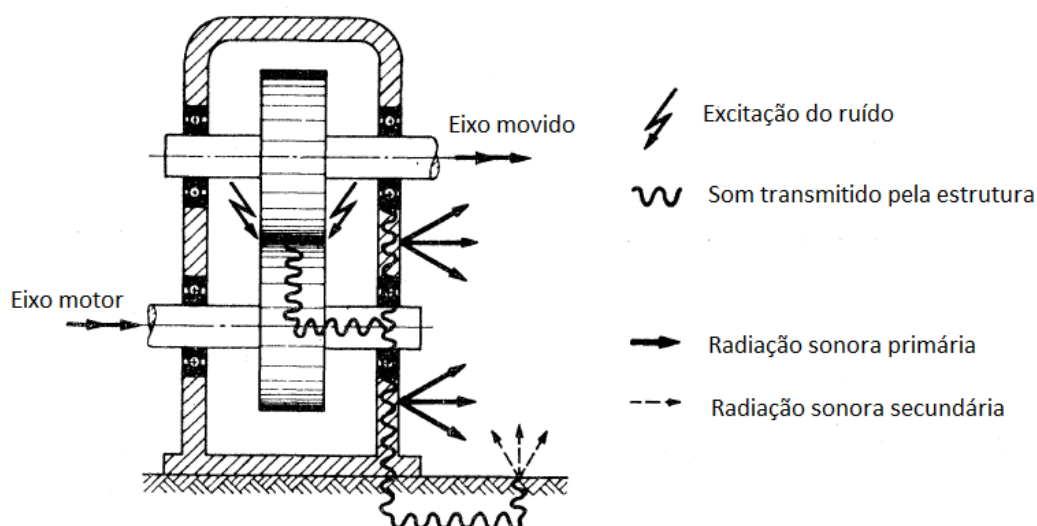
#### 2.5.2 Ruído em engrenagens

Em uma unidade de engrenagem comum (pinhão e coroa), Figura 12, a região de contato nos dentes é a fonte de ruído e, conseqüentemente, a potência sonora resultante é subtraída do fluxo de energia que atua nas engrenagens. Uma parte dessa potência perdida, bastante pequena, é imediatamente radiada pelos corpos das engrenagens, a outra parte importante continua como um som transmitido pela estrutura, eixos, rolamentos até as paredes da carcaça, para então ser irradiado como som aéreo. Além disso, parte dessa energia de vibração passa pela base, provocando também a irradiação para o piso (HOUSER, 2013)

Segundo Akerblom (2001) até aquele dado momento a maioria dos autores parecia concordar que o erro de transmissão é um importante mecanismo de excitação para o ruído e a vibração das engrenagens. A definição de erro de transmissão é:

"A diferença entre a posição real da engrenagem de saída e a posição que ocuparia se a transmissão fosse perfeitamente conjugada".

Além do erro de transmissão, o atrito e o momento fletor são outros mecanismos de excitação do ruído que variam no tempo e podem estar na mesma ordem de grandeza que o erro de transmissão, pelo menos no caso de engrenagens com baixos erros de transmissão.



**Figura 12 - Fatores que influenciam no nível de ruído.**

**Fonte: Opitz (1968).**

Abaixo nas Tabela 7 e Tabela 8 Houser (2013) lista alguns parâmetros design e fabricação que atuam nas engrenagens e como estes podem alterar o ruído durante o engrenamento.

Tabela 7 - Efeitos dos parâmetros de design e fabricação de diferentes engrenagens no ruído.

	Direção para reduzir o ruído	Redução do Ruído (dB)	Comentarios
Número de dentes	Diminuir	0 - 6	Diminui a frequência do engrenamento.
Relação de contato	Aumentar	0 - 20	Requer modificações precisas no perfil do dente
Ângulo de hélice	Aumentar	0 - 20	Erros de usinagem têm menos efeito com engrenagens helicoidais. Pouca melhoria acima de cerca de 35°.
Acabamento superficial	Reduzir	0 - 7	Depende do acabamento inicial - reduz a excitação por fricção.
Modificação de perfil		4 - 8	Bom para todos os tipos de engrenagens.
Polimento		0 - 10	Muito eficaz para engrenagens hipóides.
Ângulo de pressão	Reduzir	0 - 3	Reduz a rigidez do dente, reduz o efeito de excentricidade e aumenta a taxa de contato.
Largura da face	Aumentar		Aumenta a taxa de contato para engrenagens helicoidais; reduz desvios.

Fonte: adaptado de Houser (2013).

Tabela 8 - Outros efeitos que afetam o ruído em engrenagens

Carga	O ruído normalmente aumenta com a carga.
Potência	O ruído normalmente aumenta com a potência
Velocidade	O ruído aumenta de 30 a 45 dB/dec (aumento de 10 vezes na frequência). Ressonâncias afetarão a resposta.
Módulo	Discutível, uma vez que a diminuição provoca um aumento na relação de contacto, mas aumenta o número de dentes.
Largura do dente	Aumenta a relação de contato do perfil, reduzindo assim o ruído.
Comprimento da linha de contato	Já foi considerado importante manter-se constante, mas não tão importante para engrenagens modificadas.
Desalinhamento	Se a taxa de contato diminui, o ruído aumenta. Use a correção de coroa para minimizar seu efeito.
Erro de perfil	Formas em S e côncavas são ruins
Erro do ângulo de pressão	Pode aumentar consideravelmente o ruído.
Correção de coroa	Compensação pelo desalinhamento; reduz o ruído das engrenagens helicoidais; pode ser eficaz com engrenagens retas com alta relação de contato; não deve ser exagerado.
Viscosidade do lubrificante	O aumento tende a reduzir o atrito e, conseqüentemente, reduz o ruído.
Materiais	Normalmente, a capacidade de carga da engrenagem determina o material; os efeitos não são tão grandes quanto os alegados.
Tipo de rolamento	Os mancais lisos reduzem o ruído em relação aos mancais do elemento rolante; pré-carga pode afetar os níveis de ruído

Fonte: Adaptado de Houser (2013).

A medição de ruído e vibração e a análise de sinal são ferramentas importantes quando se investiga experimentalmente o ruído, porque as engrenagens criam ruído em frequências específicas, relacionadas ao número de dentes e à velocidade de rotação da engrenagem.

Em seu trabalho Oswald *et al.* (1999) investigaram a influência do *design* das engrenagens no ruído irradiado da caixa de engrenagens. Nove diferentes projetos de engrenagens helicoidais foram testados em um equipamento de teste de ruído de engrenagem para comparar o ruído irradiado da parte superior da caixa de engrenagens. Os resultados foram:

1. A relação total de contato foi o fator mais significativo para reduzir o ruído, aumentando tanto o perfil quanto a relação de contato de face, reduzindo o ruído.
2. As engrenagens de dente não envolventes eram de 3 a 4 dB mais ruidosas que as engrenagens helicoidais involutas.
3. O nível de ruído das engrenagens helicoidais duplas foi em média cerca de 4 dB maior que as engrenagens helicoidais simples.
4. Em testes de redução de ruído a variação devido a efeitos não intencionais, como o teste de amostras de peças diferentes ou mesmo a remontagem com as mesmas peças, podem ser da mesma ordem de grandeza que o efeito de alterações de *design* deliberadas

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Afim de melhorar a compreensão dos procedimentos utilizados neste trabalho, este capítulo está separado em cinco partes principais:

- 1) Apresentação da FZG-LASC (descrição bancada utilizadas para ensaio de engrenagens assim como dos sistemas que a integram.
- 2) Metodologia de ensaio (apresentação das condições de ensaio e rotinas utilizadas antes, durante e após ensaio).
- 3) Engrenagens (características geométricas, material e revestimentos usados seus processos de fabricação, tratamentos térmicos e acabamentos),

#### 3.1 Apresentação da FZG-LASC

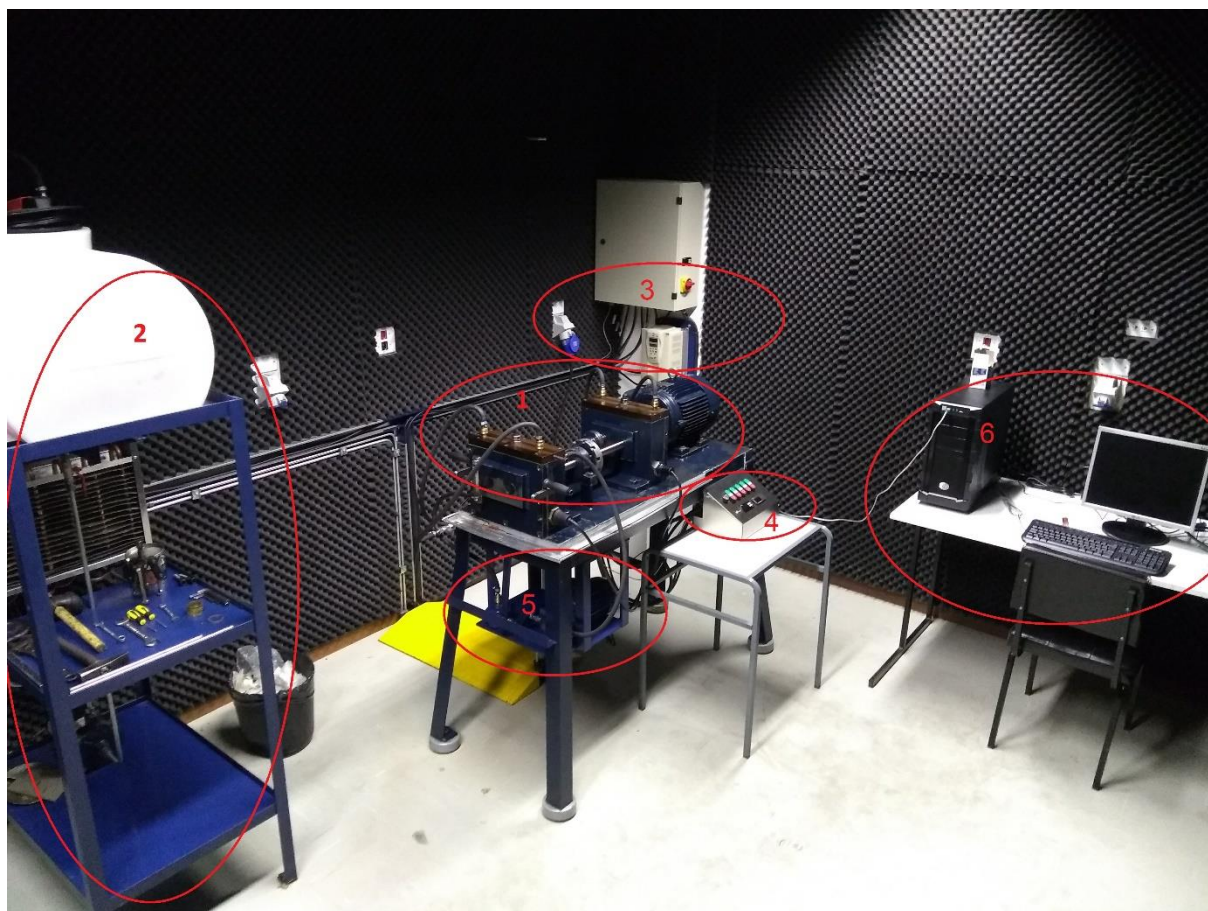
Para a realização dos ensaios de desgaste em engrenagens, foi utilizado o tribômetro FZG-LASC (Laboratório de Superfícies e Contato dentro da UTFPR Campus Ecoville), equipamento este projetado, fabricado e melhorado em território nacional com base nos equipamentos fabricados pela FZG.

Para facilitar o entendimento da nomenclatura dos componentes a Figura 13 mostra os sistemas que compõe o equipamento FZG-LASC. A nomenclatura de cada sistema e os componentes que os formam são:

- 1) **Banco de testes:** Local onde são realizados os ensaios nas engrenagens, possui configuração muito semelhante à Figura 10, salvo a diferença que a máquina presente no LASC não possui embreagem de medição de torque e o travamento da embreagem de carga é feita por uma chave que utiliza a base como encosto.
- 2) **Sistema de Arrefecimento:** Responsável por reduzir a temperatura do óleo dentro das caixas de ensaio e escrava, por meio de uma a serpentina presente dentro de cada uma das caixas. O sistema é composto por um reservatório de água, uma bomba d'água, um trocador de calor, uma ventoinha, uma válvula termostática auto pilotada, tubos de condução galvanizados, mangueiras hidráulicas e conectores hidráulicos. O líquido de arrefecimento usado é a água misturada a um aditivo anticorrosivo.
- 3) **Sistema elétrico:** Tem a função de alimentar:
  - O motor elétrico principal, responsável por aplicar rotação nos eixos da máquina, sendo controlado por um inversor de frequência,

- A bomba d'água e ventoinha do sistema de arrefecimento,
  - O motor da bomba de recirculação,
  - As resistências elétricas presentes dentro das caixas de ensaio e escrava, cujas possuem a função de aquecer o óleo que banha as engrenagens,
  - Os termostatos que controlam as resistências elétricas e mostram via *display* a temperatura em tempo real,
  - Os botões que controlam o acionamento dos sistemas.
- 4) **Painel de comando:** Possui os botões que acionam os sistemas que compõe o tribômetro e os termostatos.
- 5) **Sistema de recirculação:** Faz a filtragem do óleo da caixa de ensaio por meio de um filtro de papel utilizado em motocicletas. O óleo circula graças as mangueiras hidráulicas, conexões hidráulicas e a uma bomba de engrenagens ligada a um motor elétrico.
- 6) **Sistema de aquisição de dados:** É um computador que recebe e armazena dados de um termostato da caixa de ensaio e a um umidostato/termostato (ligado a um sensor de temperatura e umidade que lê as condições do ar presente na sala de ensaio).





**Figura 13 - Tribômetro FZG-LASC com seus sistemas enumerados: (1-Banco de testes, 2-Sistema de arrefecimento, 3-Sistema Elétrico, 4-Painel de comando, 5-Sistema de recirculação, 6- Sisistema de aquisição de dados.**

### **3.2 Metodologia do Ensaio**

Foram ensaiadas engrenagens (coroa e pinhão) com a mesma geometria, fabricadas pelo mesmo processo, usando o aço SAE 4320, cementadas a 1mm, temperadas e revenidas. O que distingue as engrenagens são os revestimentos usados. Na Tabela 9 estão categorizados os pares engrenados de acordo com o revestimento aplicado. Para análise de ruído das 5 engrenagens de cada grupo (F, B e D) de revestimento foram selecionadas 3 aleatoriamente.

**Tabela 9 - Codificação dados às engrenagens usadas e seus respectivos revestimentos.**

Engrenagens	Revestimento
F01	Sem Revestimento
F02	
F03	
F04	
F05	
B01	WC/C
B02	
B03	
B04	
B05	
D01	DLC
D02	
D03	
D04	
D05	

A Figura 14 mostra o fluxograma da metodologia utilizada nos experimentos envolvendo engrenagens, as cargas usadas foram baseadas na norma ASTM D 5182 (1997), Tabela 10, Tabela 11. Os torques obtidos pela combinação dos pesos, já considerando o peso da alavanca de carga estão na Tabela 12. O ensaio prosseguiu em 3 estágios, sendo o primeiro com a carga em K09 durante 1hora, o segundo em K10 durante 3horas e o terceiro em K10 durante 3horas. Os demais parâmetros foram mantidos constantes.

O tempo usado para os ensaios, a carga, a temperatura, a rotação, assim como a geometria do par engrenado (coroa-pinhão) foram definidos na tentativa de aproximar o ensaio da condição máxima a qual a primeira marcha de um veículo 4x4 a diesel é submetido.



Figura 14 - Fluxograma da metodologia usada.

Tabela 10 - Estágios de carga padrão para teste de escaificação FZG

Carga	Torque exigido (N.m)	Peso Requerido (kgf)
K09	302	22,858
K10	372,6	30,04

Fonte: Adaptado de ASTM (2002).

**Tabela 11 - Pesos disponíveis para ensaios na FZG-LASC.**

PESOS DISPONÍVEIS [kgf]	
1	0,600
2	0,757
3	0,980
4	1,107
5	1,285
6	1,850
7	1,920
8	1,970
9	3,600
10	4,900
11	5,200
12	19,900

**Tabela 12 - Tabela de pesos usados e torques obtidos.**

Carga	Pesos (kgf)					Peso Resultante (kgf)	Torque Resultante (N.m)
K09	20	1,1	1,285			22,385	297,355
K10	20	4,9	3,6	0,76	0,73	29,99	372,112

Antes de iniciar cada ensaio um tripé foi posto na posição mostrada na Figura 15 no intuito de dispor o Decibelímetro Digital Msl-1355b MINIPA, Figura 16, com o microfone a 10 milímetros da tampa na altura onde ocorre o contato entre o par engrenado analisado. O decibelímetro possui um sistema de aquisição de dados integrado que foi usado, com a memória limpa, em cada estágio do estudo salvando um dado de ruído foi a cada 5 segundos.

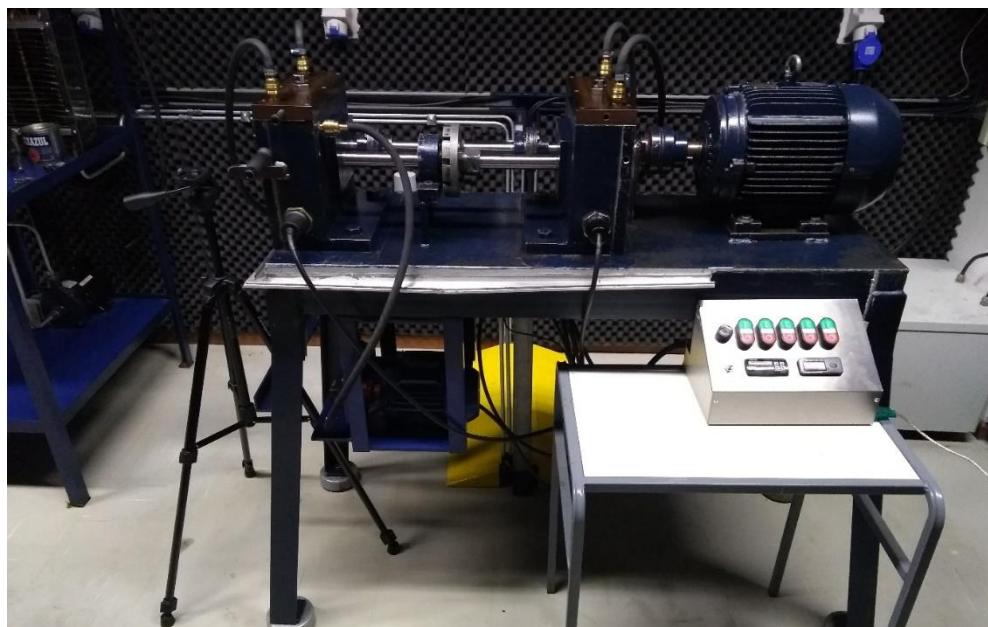
O ruído que a sala emite com o sistema de arrefecimento e som ambiente é de 77dBC, esse dado é importante no momento de análise quando necessita-se isolar o ruído emitido apenas pelo banco de ensaios.

Durante os ensaios não foram utilizados os sistemas de recirculação, que foi substituído por um ímã de neodímio dentro de cada caixa de ensaio, nem o sistema de aquisição de dados de temperatura, não habilitado no momento do ensaio.

Ao final de cada estágio o óleo foi drenado, o pinhão de ensaio retirado e lavado com água e detergente e, em seguida depois seco. Com o pinhão limpo, imagens dos flancos dos dentes foram adquiridas para análise dos danos. No entanto essas informações dos mecanismos de desgaste atuantes não são o enfoque deste trabalho. Os dados de ruído obtidos foram descarregados no computador por meio do software *SoundLab*. Por fim, o pinhão é

recolocado para que se inicie um novo estágio ou, caso se inicie um novo ensaio, uma coroa e um pinhão novos são instalados na caixa de ensaio.

Pelo fato dos NPS gerados durante o ensaio ultrapassarem 100dB a escala em dBC foi selecionada, pois simula melhor o ouvido humano nesta ordem de grandeza.



**Figura 15 - Posicionamento do tripé em relação à caixa de ensaio.**



**Figura 16 - Imagem representativa do Decibelímetro Digital Msl-1355b Minipa.**

### 3.2.1 Óleo lubrificante

O óleo lubrificante ensaiado foi o Tutela ZC 601 FF, trata-se de um óleo semissintético, fabricado pela Petronas com adição de aditivos para antidesgaste. Os dados do

lubrificante, obtidos no Diário Oficial da União (UNIÃO, 2012) estão apresentados na Tabela 13.

**Tabela 13 - Referência do óleo segundo a Diário Oficial da União.**

Processo	Marca Comercial	Grau de Viscosidade	Nível de Desempenho	Produto	Aplicação	Registro Produto
48600.004235/2011-07	TUTELA ZC 601 FF	SAE 75W	API GL-4, FIAT 9.55550-MZ	ÓLEO LUBRIFICANTE	ÓLEO DE TRANSMISSÃO MECÂNICA ORIGINAL FIAT	13855

**Fonte: União (2013).**

A especificação API GL-4 designa um serviço de engrenagens hipóides de carros de passageiros e outros equipamentos automotivos, operando sob condições de alta velocidade e baixo torque ou vice-versa. As especificações deste óleo Tutela estão na Tabela 14 e serve para trazer uma noção da ordem de grandeza das propriedades envolvidas.

**Tabela 14 - Especificações técnicas do óleo Tutela Transmission Expéria.**

Deescrição do teste	Método	Unidade	Valor Típico
Aparência			B&C
Densidade	ASTM D4052	g/cm <sup>2</sup>	0,882
Viscosidade a 100°C	ASTM D445	cSt	6,35
Viscosidade a 40°C	ASTM D 445	cSt	34,95
Índice de viscosidade	ASTM D 2270		134
Viscosidade a -40°C	ASTM 2983	cPs	<150000
Ponto de fluidez	ASTM D 97	°C	-39

**Fonte: Petronas (2018).**

### 3.2.2 Engrenagens

O dimensionamento das engrenagens ensaiadas, Figura 17, assim como as condições de ensaio (temperatura, relação de transmissão, carga, rotação e óleo lubrificante) foram selecionados afim de simular a primeira marcha de um automóvel 4x4 de médio porte.

As principais dimensões do pinhão e da coroa estão abaixo:

#### 1) Pinhão:

- a. Número de dentes (z): 13
- b. Módulo (m): 4,5
- c. Largura do dente (L): 16mm
- d. Largura do dente em contato (l): 14,5mm
- e. Diâmetro primitivo (dp): 58,5mm

- f. Ângulo de pressão ( $\alpha$ ):  $20^\circ$
- g. Fator de correção (X): 0,378

2) Coroa:

- a. Número de dentes (z): 28
- b. Módulo (m): 4,5
- c. Largura do dente (L): 16mm
- d. Largura do dente em contato (l): 14,5mm
- e. Diâmetro primitivo (dp): 126mm
- f. Ângulo de pressão ( $\alpha$ ):  $20^\circ$
- g. Fator de correção (X): - 0,539



**Figura 17 - Foto de um dos pares de engrenagem sem revestimento.**

Os pares engrenados foram manufaturados em aço AISI 4320, cementados, temperados e revenidos à dureza de 80-82HRC. As engrenagens passaram por um acabamento do tipo *shaving*. Demais propriedades do aço AISI 4320 estão descritas na Tabela 15.

Tabela 15 - Propriedades do aço AISI 4320.

AISI 4320			
Propriedade	Unidade	Normalizado	Recozido
Temperatura de austenitização	°C	895	850
Resistência à tração	Mpa	795	580
Limite de escoamento	Mpa	460	430
Alongamento	%	20,8	29
Redução de área	%	51	58
Módulo de Elasticidade	Gpa	210	190
Coefficiente de Poisson		0,27	0,3
Dureza	HB	235	163

Fonte: Gerdau (2003).

Os subitens a seguir visam detalhar os processos de fabricação e revestimentos aos quais estes componentes foram submetidos.

#### 3.2.2.1 Revestimento de WC/C

É um revestimento à base de WC/C, uma camada composta de lamelas de carbeto de tungstênio alternadas a lamelas de carbono amorfo e é depositada por meio da tecnologia *Magnetron Sputtering* e, portanto, uma mistura de metal e carbono tipo diamante. O resultado é a forma ideal de reduzir a fadiga de superfície e a tribo-oxidação. Possui baixo coeficiente de atrito e boas propriedades de deslizamento fazem deste produto a escolha ideal para aplicações com baixa lubrificação e até mesmo funcionamento a seco permitindo a redução do desgaste adesivo, baixo coeficiente de atrito e boas propriedades de deslizamento.

São estas as qualidades tornam o WC/C um ótimo candidato para revestir engrenagens e rolamentos de esferas submetidos a altos níveis de pressão de superfície.

#### 3.2.2.2 Revestimento de DLC

Conhecido apenas por DLC, este revestimento é formado por carbono tipo diamante, fornece excelente proteção contra a abrasão, tribo-oxidação e desgaste adesivo, enquanto permite elevadas pressões de superfície. Além disso, eles minimizam as perdas por atritos, sendo ideais em altas velocidades permitindo uma velocidade de deslizamento maior que a do WC/C. A baixa temperatura de deposição, a dureza e o baixo coeficiente de atrito tornam-no de extremo interesse, pois não favorece o crescimento de grão do material base quando temperado. É aplicado em peças acabadas, mantendo o estado do acabamento da superfície (STS GROUP, 2018).



O DLC é depositado pela tecnologia PA-CVD (Plasma Assistida - Deposição de Vapor Químico), que permite manter a baixa temperatura de depósito e, ao mesmo tempo, garante uma excelente aderência (STS GROUP, 2018).

Com os materiais e métodos abordados é chegada a hora de abordar os resultados obtidos durante os ensaios e trazer um significado das grandezas envolvidas.

## 4 RESULTADOS OBTIDOS

### 4.1 Dados de Ruído (NPS)

Foram captados os dados de ruído (NPS) das engrenagens com revestimentos de DLC (D02, D04, D05), WC/C (B02, B03 e B05) e sem revestimento (F01, F02 e F03), para todos os casos os ensaios duraram 1 hora em carga K9, 3h em carga K10 e mais 3h em K10, totalizando 6h de ensaio na carga máxima. Para facilitar a identificação dos tempos de ensaio foi dado o nome de **1h** para o ensaio de 1 hora, **3h** para o ensaio de 3 horas e **6h** para o último teste de 6h.

Para caracterizar as informações de forma acessível ao leitor optou-se por calcular a média e o desvio padrão dos ruídos em cada ensaio, afim de trazer uma informação de posição e dispersão da mostra colida.

As Tabela 16, Tabela 17 e Tabela 18 trazem as médias e desvios padrões dos dados de nível de pressão sonora colhidos durante os testes das engrenagens com os revestimentos de atrito DLC (nomeadas apenas com a letra D), WC/C (C) e sem revestimento (F) aplicados com seus respectivos tempos e correspondentes cargas aplicadas.

**Tabela 16 - Médias e desvios padrão dos valores de NPS (ruído) das engrenagens D02, D04 e D05 a 1, 3 e 6 horas revestidas com DLC**

Médias dos NPS (dBC) - D - 1h		Médias dos NPS (dBC) - D - 3h		Médias dos NPS (dBC) - D - 6h	
D02	97,01	D02	98,76	D02	100,89
D04	96,96	D04	96,67	D04	98,54
D05	99,06	D05	98,60	D05	100,48
Desvio Padrão dos NPS - D - 1h		Desvio Padrão dos NPS - D - 3h		Desvio Padrão dos NPS - D - 6h	
D02	0,60	D02	0,99	D02	0,69
D04	0,92	D04	0,82	D04	0,84
D05	0,90	D05	0,95	D05	0,62

**Tabela 17 - Médias e desvios padrão das engrenagens ensaiadas B02, B03 e B05 a 1, 3 e 6 horas revestidas com WC/C.**

Médias dos NPS (dBC) - B - 1h		Médias dos NPS (dBC) - B - 3h		Médias dos NPS (dBC) - B - 6h	
B02	102,11	B02	103,22	B02	106,42
B03	101,02	B03	104,54	B03	106,11
B05	100,69	B05	105,31	B05	106,07

Desvio Padrão dos NPS - B - 1h		Desvio Padrão dos NPS - B - 3h		Desvio Padrão dos NPS - B - 6h	
B02	0,69	B02	1,06	B02	0,42
B03	0,87	B03	0,77	B03	0,43
B05	0,92	B05	0,62	B05	0,81

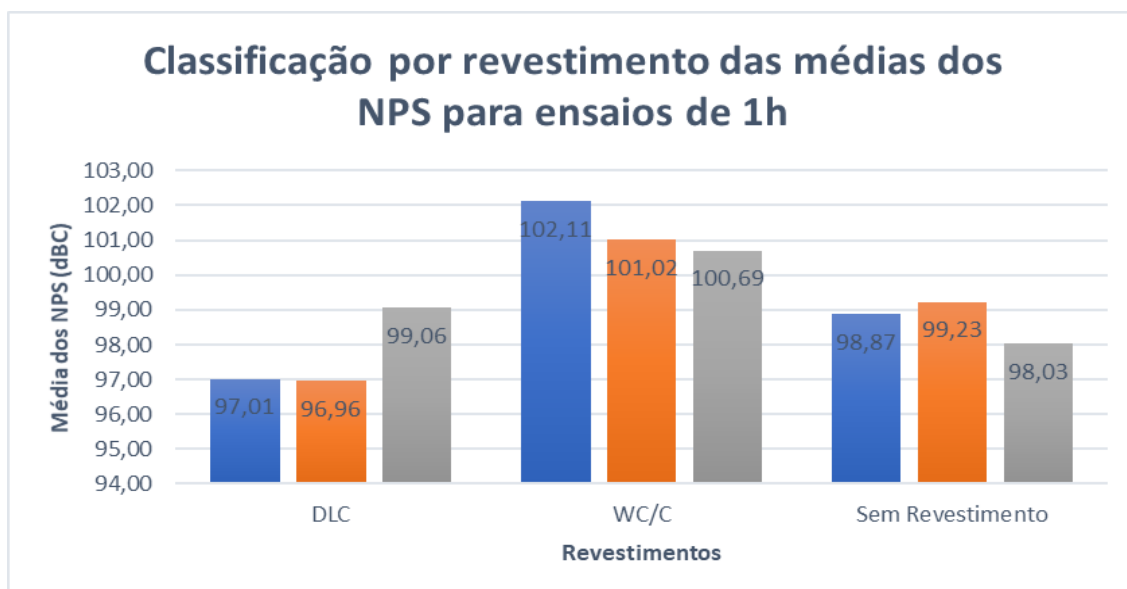
**Tabela 18 - Médias e desvios padrão das engrenagens ensaiadas F02, F02 e F03 a 1, 3 e 6 horas, sem revestimento.**

Médias dos NPS (dBC) - F - 1h		Médias dos NPS (dBC) - F - 3h		Médias dos NPS (dBC) - F - 6h	
F01	98,87	F01	101,33	F01	108,64
F02	99,23	F02	102,41	F02	107,22
F03	98,03	F03	102,68	F03	102,73

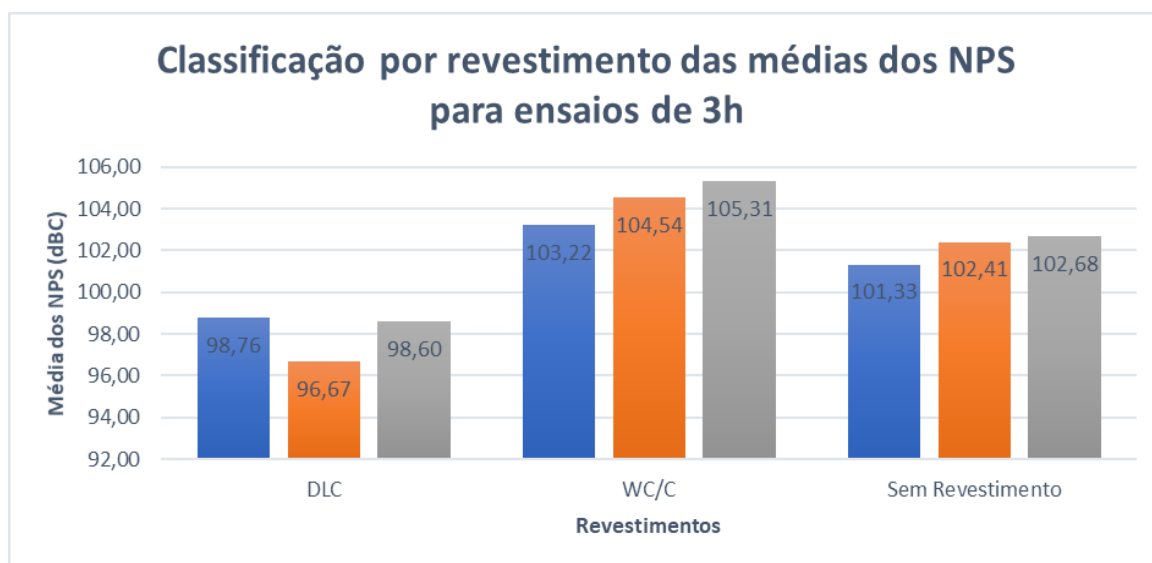
  

Desvio Padrão dos NPS - F - 1h		Desvio Padrão dos NPS - F - 3h		Desvio Padrão dos NPS - F - 6h	
F01	0,76	F01	0,85	F01	1,14
F02	0,88	F02	0,96	F02	0,98
F03	0,30	F03	0,78	F03	0,95

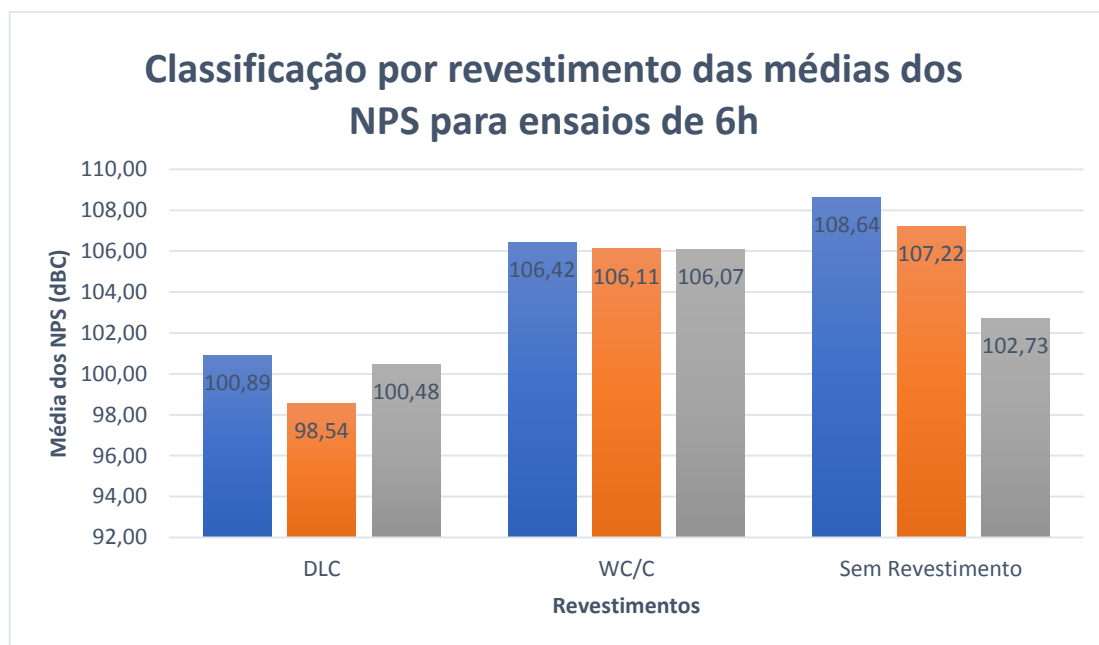
. Os gráficos contidos nas Figura 18, Figura 19 e Figura 20 reproduzem as informações das 3 tabelas acima, agrupando as médias de acordo com as durações dos ensaios e dentro destes classificando-as de acordo com o revestimento ensaiado. Cada subgrupo dos revestimentos (DLC, WC/C e Sem Revestimento) traz as médias de ruídos observados das engrenagens a ele pertencentes de acordo com o tempo de ensaio.



**Figura 18 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 1h.**



**Figura 19 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 3h.**



**Figura 20 - Classificação por revestimento das médias dos NPS para ensaios 6h.**

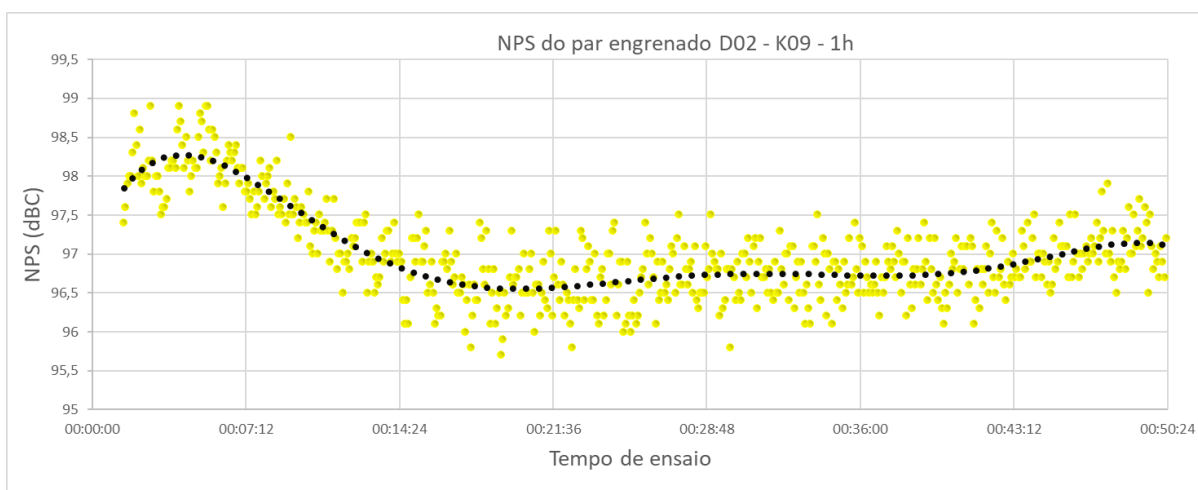
Ao analisar os 3 gráficos acima, fica evidente que o DLC apresentou menor média de emissão de ruído em qualquer que seja a duração do ensaio. Seguido pela engrenagem sem revestimento que obteve menor média para os testes de 1h e 3h, porém para o ensaio 6h (3h segunda parte) a Tabela 19 mostra que ela, mesmo com grande desvio padrão, torna-se estatisticamente equivalente ao WC/C.

O tipo de acabamento que obteve menor *performance* em ruído foi o WC/C, porém para o teste 6h seus valores obtiveram menor desvio padrão. A Tabela 19 também traz uma revelação importante, que o ruído tende a aumentar ao longo do tempo de ensaio independentemente do revestimento

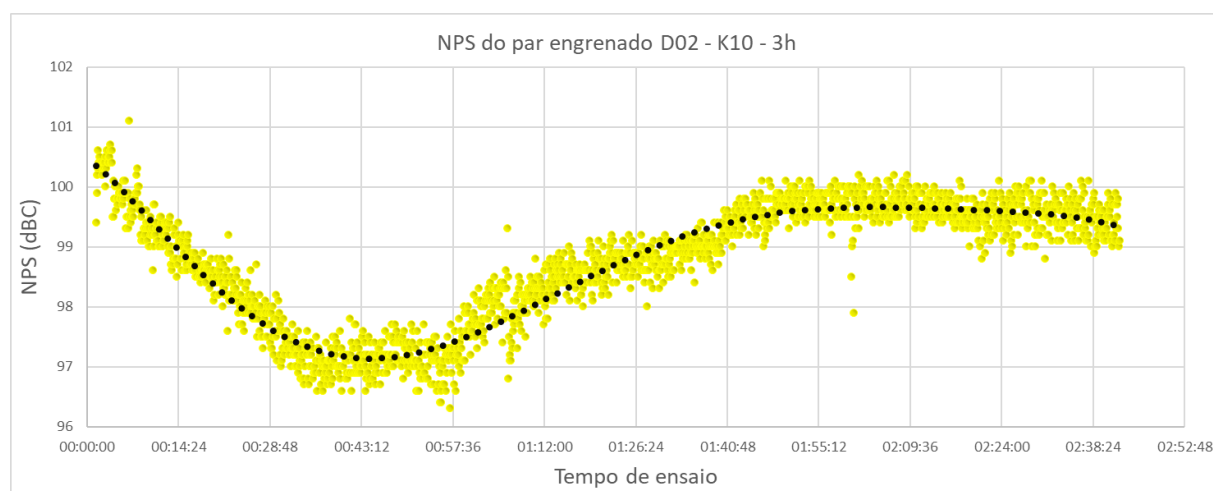
**Tabela 19 - Média das médias de ruído de acordo com o revestimento e tempo de ensaio**

Tipo de Revestimento	Média das médias de ruído (dB)
DLC - 1h	97,67
DLC - 3h	98,01
DLC - 6h	99,97
WC/C - 1h	101,27
WC/C - 3h	104,36
WC/C - 6h	106,20
Sem revestimento - 1h	98,71
Sem revestimento - 3h	102,14
Sem revestimento - 6h	106,20

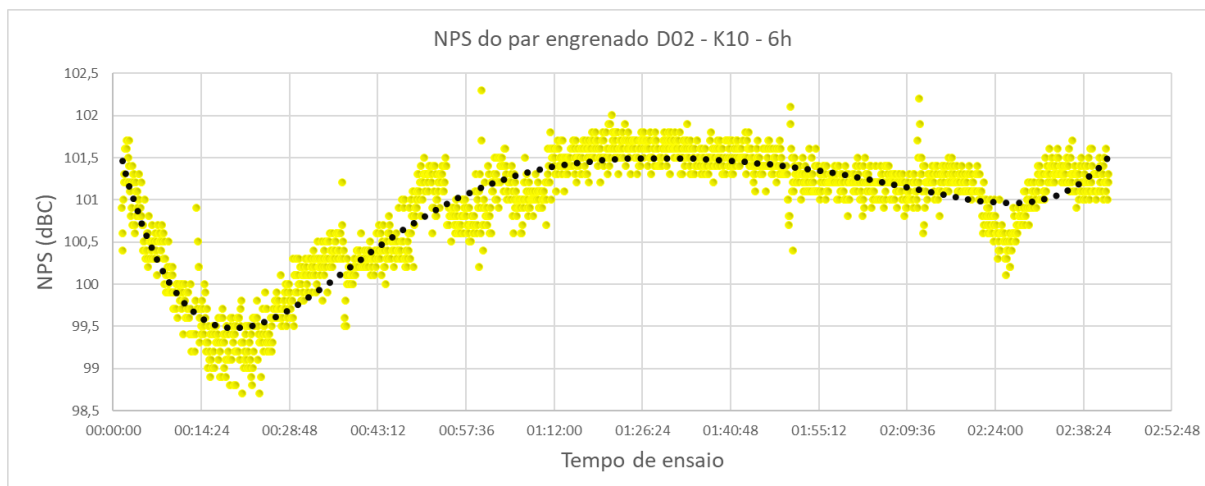
Como o DLC apresentou melhor desempenho, considerou-se importante trazer para a discussão gráficos gerados a partir dos dados de ruído obtidos durante os ensaios. O par engrenado escolhido para esta análise foi o D02, pois apresentou menor dispersão dos dados colhidos durante o ensaio de 1 hora em K09. Os gráficos, Figura 21, Figura 22 e Figura 23, mostram em amarelo os pontos medidos de ruído ao longo do tempo, a linha pontilhada em preto é a linha de tendência obtida utilizando um polinômio de grau 6, como equação de ajuste dos dados.



**Figura 21 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 1 hora durante o ensaio com DLC da engrenagem D02.**



**Figura 22 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 3 horas durante o ensaio com DLC da engrenagem D02.**



**Figura 23 - Gráfico da distribuição dos dados coletados ao longo de 6 horas pela segunda vez durante o ensaio com DLC da engrenagem D02.**

Em todos os gráficos mostrados acima e na maioria dos demais gerados (analisados, mas não apresentados aqui), no início do ensaio o ruído emitido possui um NPS alto e a partir de um dado momento sofre uma rápida queda para então se elevar novamente e se manter oscilando com pequenas amplitudes de nível pressão sonora.

É importante analisar o tempo de exposição possível para ser humano sem uso de equipamento de proteção individual quando exposto a estes ruídos. Para tanto foi necessário realizar uma ponderação de *Weighting* para obter o correspondente às medições em dBA. Considerando a frequência do contato dos dentes com 379,21Hz ponderou-se o valor de -5,24 a ser retirado do ruído em dBC, essa subtração é necessária para que se possa converter o valor em dBC para dBA. A Tabela 20 traz os valores de tempo de exposição máximo diário ao qual um ser humano pode ficar exposto aos ruídos médios medidos

**Tabela 20 - Tempo de exposição máxima diária para os ruídos médios obtidos.**

Tipo de Revestimento	Média das médias de ruído (dBC)	Média das médias de ruído (dBA)	Tempo de Exposição
DLC - 1h	97,67	92,43	2horas e 40minutos
DLC - 3h	98,01	92,77	2horas e 40minutos
DLC - 6h	99,97	94,73	2horas
WC/C - 1h	101,27	96,03	1hora e 45min
WC/C - 3h	104,36	99,12	1 hora
WC/C - 6h	106,20	100,96	45min
Sem revestimento - 1h	98,71	93,47	2 horas e 15min
Sem revestimento - 3h	102,14	96,90	1hora e 15min
Sem revestimento - 6h	106,20	100,96	45min

Dados os resultados em ruído verificou-se a necessidade de uma análise da rugosidade, antes do ensaio para tentar compreender, ao menos, nortear o significado dos resultados.

## 4.2 Análise dos Dados

Durante a apresentação dos resultados obtidos, foram evidenciadas algumas tendências a respeito das relações do ruído x revestimento, ruído x carga, ruído x tempo de ensaio, ruído x exposição. As questões levantadas podem ser descritas pelas seguintes afirmações:

- 1) O revestimento de DLC emitiu menor ruído e o revestimento em WC/ C o maior ruído durante os ensaios
- 2) O ruído aumenta com a elevação da carga
- 3) O ruído tende a aumentar ao longo do tempo
- 4) O gráfico da distribuição dos dados coletados apresenta um pico inicial do NPS, seguido por uma queda que ao longo do tempo volta a subir a uma taxa de variação crescente.
- 5) Há uma grande variação no tempo máximo de exposição que uma pessoa pode ser submetida entre os diferentes revestimentos.

A primeira afirmação foi certamente a mais surpreendente. Pois ambos os revestimentos deveriam apresentar, segundo a literatura, características muito semelhantes e por consequência gerariam ruído numa faixa de nível de pressão sonora mais próximos. Então há outros motivos que levaram as engrenagens revestidas com WC/C a emitir mais ruído que uma engrenagem sem revestimento, já que este revestimento quando aplicado proporciona redução do coeficiente de atrito e melhora as propriedades de deslizamento, além de apresentar maior dureza. Algumas suposições, dentre muitas, são feitas a respeito de medidas a serem tomadas para solucionar este entrave:

- a) Estudo mais profundo no processo realizado pelos fornecedores dos revestimentos afim de buscar uma possível falha;
- b) Análise de dureza e micro dureza, tanto da superfície, quanto da região sub-superficial.
- c) Análise micro estrutural para buscar um possível crescimento de grão durante o processo de revestimento.

Também é importante dizer que talvez, tudo esteja correto e o revestimento de WC/C seja uma má opção quando se trata de emissão de ruídos em engrenagens nas dimensões e submetidas ao regime de carregamento do atual trabalho.



Ainda sobre a afirmação 1 o revestimento DLC cumpriu o esperado, mostrou-se um ótimo candidato a redução de ruído em quais quer cargas das descritas e mesmo alterando a carga com um tempo longo de exposição apresentou uma variação final de aproximadamente 2dBC, Tabela 19. Em quanto os demais ensaios sofreram alteração da ordem de 5dBC para o WC/C e 7dBC para pares engrenados sem revestimento.

A respeito da afirmação 2 e 3 não foi possível quantificar, com as informações levantadas, o valor em dBC da contribuição da carga e do tempo de ensaio na variação do ruído emitido. Porém qualitativamente, segundo os resultados, e com base na literatura, Tabela 8, é possível dizer que ambos contribuem para o aumento do ruído. Visto que ambos contribuem para o desgaste dos flancos dos dentes, principalmente pelos mecanismos de desgaste oriundos da fadiga de contato.

A afirmação 4, mais análises são necessárias para compreender melhor os fenômenos envolvidos no início do ensaio, mas algumas possibilidades são levantadas:

- a) As asperezas dos flancos dos dentes de engrenagem passam por um período de amaciamento (*running-in*) toda vez que o equipamento de ensaio é desmontado e remontado
- b) A máquina, FZG, passa por um período de acomodação das cargas e temperatura no início do ensaio.
- c) No início do ensaio há uma alta oscilação na temperatura do óleo que influenciaria diretamente em sua viscosidade e por consequência no regime de lubrificação.

Sobre a exposição do ser humano ao ruído a afirmação 6, demonstrada pela Tabela 20, está correta. Uma engrenagem revestida em DLC rodando nas condições do ensaio 6h submeteria uma pessoa ao tempo de exposição máxima diária de 2horas caso ela estivesse no local de medição sem o uso do EPI. Já se o par de engrenagens usado fosse sem revestimento ou revestida de WC/C esse tempo cairia para 45minutos. Ou seja, alterando apenas o revestimento da engrenagem é possível aumentar o tempo de exposição máxima diária em 1hora e 15minutos (tempo de exposição 167% maior, sem uso de equipamento de proteção individual).

## 5 CONCLUSÕES

Ao término deste trabalho, conclui-se que seu objetivo central foi atingido. Foi possível avaliar alterações de ruído em um par engrenado, alterando-se o revestimento aplicado de forma que se conclui:

- 1) O revestimento de DLC apresentou a melhor performance na emissão de ruído, gerando menores médias dos níveis de pressão sonora que ficaram entre 97,69 e 99,97dBC. Tendo a menor variação de ruído ao longo de todo ensaio, ou seja, sendo menos sensível à variação do tempo e ao aumento da carga. Como o ruído está diretamente envolvido com a atrito e vibração, e que pode ser traduzido como uma energia dissipada em forma de som o revestimento em DLC teve uma eficiência superior gerando em média 6,06% menos ruído que as engrenagens de WC/C e 4,43% a menos que as sem revestimento.
- 2) O ruído tende a aumentar com o passar do tempo e com o aumento da carga, não foi possível quantificar o que cada um representou dos dados obtidos, mas suas participações no aumento do ruído assim como nos danos causados nas superfícies dos dentes são evidentes. São necessários testes mais específicos para avaliar o quanto o tempo e a carga geram de ruído com base nos parâmetros deste trabalho.
- 3) Para o caso estudado, alterando-se apenas o revestimento da engrenagem é possível aumentar o tempo de exposição máxima diária em 1 hora e 15 minutos (tempo de exposição 167% maior, sem uso de equipamento de proteção individual).

Ademais foi possível aliar conhecimentos das áreas de Engenharia de Segurança do Trabalho, Engenharia Mecânica e de Materiais para formular um trabalho que pudesse contribuir de certa forma com estas ciências, trazendo informações de ruído que para a Engenharia de Segurança do Trabalho são ruins, pois causam danos à saúde do ser humano. Para a Engenharia Mecânica e de Materiais, simboliza uma perda de eficiência do sistema e uma deterioração dos componentes envolvidos.

## 6 REFERÊNCIAS

ALEXANDRY, G. F. **O problema do ruído industrial e seu controle**. São Paulo: Fundacentro, 1978.

ALMACINHA, J. **Caracterização de uma engrenagem cilíndrica exterior com dentado em envolvente de círculo (Capítulo 2, “Contribuição para a análise elasto-estática de engrenagens paralelas”**. Porto: Publicação interna do DEMEGI, Faculdade de Engenharia, 1996. 97 p.

AMERICAN SOCIETY FOR METALS. *AMERICAN SOCIETY FOR METALS. Metals Handbook*, v. 11, 2002.

ARKERBOLM, M. *Gear Noise and Vibration – A Literature Survey*. Volvo Construction Equipment Components AB, Eskilstuna, Sweden, 2001.

ASTM. *Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method)*. D 5182 – 97 (Reapproved 2002)e1, 2002.

AYEL, J. *Introduction à la lubrification des engrenages*. In: DU, L. F. *La Lubrification Industrielle - Tome 1 – Transmissions, Compresseurs, Turbines*. Paris: Technip, 1984. p. 185-296.

BARTZ, W. J.; KRKRÜGER, V. K. *Influence of lubricants on the pitting fatigue gears*. *Wear*, v. 35, p. 315-329, 1975.

BARTZ, W. J.; KRÜGER, V. K. *Pitting fatigue of gears - some ideas on appearance, mechanism and lubricant influence*. *Tribology. Research Reports*, 1973. 191-195.

BERSAN, F. O decibelímetro, um bom companheiro. **Som ao vivo**, 2018. Disponível em: <<https://www.somaovivo.org/artigos/o-decibelimetro-um-bom-companheiro/>>. Acesso em: 18 abr. 2018.

BISTAFA, S. R. **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**. 2a. ed. [S.l.]: Blucher, 2011.

BRANDÃO, J. A. D. S. F. **GEAR TOOTH FLANK DAMAGE PREDICTION USING HIGH-CYCLE FATIGUE AND WEAR MODELS. A THESIS SUBMITTED TO**

*THE FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO FOR THE PROGRAMA DOUTORAL EM ENGENHARIA MECÂNICA*, Porto, 2013.

BRASIL. Norma Regulamentadora Nº 15 - Atividades e Operações Insalubres, 2015. Disponível em: <<http://trabalho.gov.br/seguranca-e-saude-no-trabalho/normatizacao/normas-regulamentadoras/norma-regulamentadora-n-15-atividades-e-operacoes-insalubres>>. Acesso em: 30 abril 2018.

BREEDS, A. R. et al. *Wear behaviour of acetal gear pairs*. *Wear*, vol 166, 1993. 85-91.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**: Projeto de Engenharia Mecânica. 8. ed. Porto Alegre: Bookmann, 2011.

COLLEONI, N. Ruídos industriais, perturbações auditivas e sua profilaxia. **Revista brasileira de saúde ocupacional**, v. 36, p. 77-80, 1981.

DA SILVA, P. S. D. **DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE TRANSMISSÕES POR ENGRENAGENS CILINDRICAS DE PERFIL EVOLVENTE COM APLICAÇÃO DE TÉCNICAS DE CORREÇÃO DE PERFIL**, Belo Horizonte, 21 Dezembro 2015.

DGMK. *Information Sheet: Short Test Procedure for the micropitting load capacity of gear lubricants*, 2005.

DGMK INFORMATION SHEET. “*Method to Assess the Wear Characteristics of Lubricants in the FZG Gear Test Rig*”, *Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V.*, 1996.

DOWSON, D.; HIGGINSON, G. R. *Elasto-hydrodynamic lubrication*. SI. ed. Oxford, UK: Pergamon Press, 1977.

DUDLEY, D. W. *Handbook of practical gear design*. New York: [s.n.], 1984.

E., B. *On tribological design in gear tooth contacts*, 15 Outubro 2012. Disponível em: <<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:556276/fulltext01.pdf>>.

FAURE, L. [S.l.]: [s.n.], 1990.

FELDMAN, S.; GRIMES, C. T. *Hearing conservation in industry*. Baltimore: [s.n.], 1985.

FZG. *Description of the pittingtest*. [S.l.], 1992.

FZG. *Description of the pittingtest*. [S.l.]: Institute for Machine Elements – Gear Research Center, 1992.

GAHR, K. H. *Microestructure and wear of materials*. Amsterdam: Elsevier, v. 10, 1987.

GEAR INDUSTRY. *A vision of gear industry in 2025, developed by the gear community*. Gear Industry Vision Workshop, p. 24-31, 10 Março 2004.

GEMAQUE, M. J. A. **Abordagem para solução de um problema metrológico na indústria - Medição de engrenagens**. Dissertação de Mestrado apresentado à Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

GERDAU. **Catálogo de Aços**. São Paulo: [s.n.], 2003.

GERGES, S. N. Y. **Ruído - Fundamento e Controle**. Primeira. ed. Florianópolis: LVA, 1992.

GOHAR, R. *Elastohydrodynamics*. ISBN 0-85312-820-0. ed. Chichester, Inglaterra: Ellis Horwood Limited, 1988.

HENRIOT, G. *Traité théorique et pratique des engrenages*. 5. ed. Paris: Dunod, 1983.

HENRIOT, G. *La Lubrification Industrielle - La Lubrification des Engrenages*. Paris: Éditions Technip, 1984.

HOEHN, R. et al. **TEST METHODS FOR GEAR LUBRICANTS**. *Gear Research Centre FZG*, Technische Universität München, Germany, 19 Setembro 2007. 129-152.

HOUSER, D. R. *Encyclopedia of Tribology - GEAR NOISE AND VIBRATION PREDICTION AND CONTROL METHODS, CHAPTER 69*. Columbus, Ohio: Springer, 2013.

JOHNSON, K. L. *Contact mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.

KLUBER LUBRICATION. *Lubrication of gear systems – From large to small stationary gear*. Kluber Lubrication Munchen KG, p. 1-80, Edição 12.98.

KODA, F. **Estudo da Fadiga de Contato em Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Curitiba, p. 187. 2009.

MAAG GEAR COMPANY LTD. *MAAG Gear Book*. Zurich: Maag Gear Company Limited, 1990.

MAGALHÃES, M. M. L. D. **Resistência ao desgaste e gripagem de engrenagens em ferro fundido nodular austemperado (ADI)**. Porto: Universidade do Porto, 1995.

MICHAELIS, K.; WINTER, H. *Investigations on the thermal balance of gear drives. Proceedings of the Fifth World Congress on Theory of Machines and Mechanisms*, ASME, 1979. 354-358.

MICHAU, B.; BERTHE, D.; GODET, M. *Influence of pressure modulation in line Hertzian contact on the internal stress field*. *WEAR*, v. 28, p. 187-195, 1974.

NETO, R. F. **Higiene do Trabalho - Agentes Físicos**. Curitiba: CEEST, 2016.

NORTON, R. **Projetos de Máquinas**. 4ª. ed. Porto Alegre: Bookman, 2011. 882 p.

OPITZ, H. Noise of Gears. *A Discussion on the Origin and Treatment of Noise in Industrial Environments*, 263, 5 Dezembro 1968. 369-380.

OSWALD, F. B. *Influence of gear design on Gearbox Radiated Noise*. *Gear Technology*, Janeiro 1998. 10-15.

PETRONAS. PETRONAS TUTELA TRANSMISSION EXPERYA SAE 75W-80. **pli-petronas**, 2018. Disponível em: <<https://www.pli-petronas.com/uk/products/automotive-functional-fluids/petronas-tutela/tutela-transmission-experya>>. Acesso em: 29 Abril 2018.

PEZZANO, P.; KLEIN, A. *Engranajes y poleas*. 4ª ed. Buenos Aires: El Ateneo, 1957.

RADZEVICH, S. P. *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. 2. ed. New York: CRC Press, 2012.

ROUX, F. *Notions de tribologie, em La Lubrification Industrielle - Tome 1 – Transmissions*. Paris: Publications de L'Institut Français du Pétrole, 1984.

SEABRA, J. **Mecânica do contacto hertziano**. 2. ed. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.

SEABRA, J. **ENGRENAGENS - LUBRIFICAÇÃO, RENDIMENTO E AVARIAS**. Porto: [s.n.], 2005.

SEABRA, J.; CAMPOS, A.; SOTTOMAYOR, A. **Lubrificação Elastohidrodinâmica**. Porto: Universidade do Porto, 2002.

SHIPLEY, E. E. *Gear Failures*. **Machine Design**, Cleveland, 7 dezembro 1967. 12.

STACHOWIAK, G. P.; BATCHELOR, A. W. *Engineering tribology*. [S.l.]: Butterworth- Heinemann., 2000.

STIPKOVIC, M. **Engrenagens**. [S.l.]: Printon, 2001.

STS GROUP. *Coatings List*. STS, 2018. Disponível em: <<http://www.sts-group.it/en/wcc/>>. Acesso em: 28 Abril 2018.

UNIÃO. Página 71 da Seção 1 do Diário Oficial da União. **Jusbrasil**, 2012. Disponível em: <<https://www.jusbrasil.com.br/diarios/33402487/dou-secao-1-02-01-2012-pg-71>>. Acesso em: 28 Abril 2018.

WINTER, H.; OSTER, P. *Influence of the Lubricant on Pitting and Micro Pitting Procedures (Grey Staining, Frosted Areas) Resistance of Case Carburized Gears - Test Procedures*. **AGMA Technical Paper**, Abril 1990.