



**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**CAMPUS CURITIBA**

**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA**

**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**RAMON BRUNOW GOMES**

**ANÁLISE MACROSCÓPICA E MICROSCÓPICA DE  
TENSÕES DE CONTATO EM ENGRENAGENS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

(TCC2)

**CURITIBA**

**2019**

**RAMON BRUNOW GOMES**

# **ANÁLISE MACROSCÓPICA E MICROSCÓPICA DE TENSÕES DE CONTATO EM ENGRENAGENS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para a aprovação na disciplina.

**Orientador:** Prof. Dr. Eng. Carlos Henrique da Silva, UTFPR – DAMEC

**Coorientador:** Prof. Dr. Eng. Tiago Cosseau, UTFPR - DAMEC

**CURITIBA**

**2019**

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ANÁLISE MACROSCÓPICA E MICROSCÓPICA DE TENSÕES DE CONTATO EM ENGRENAGENS", realizado pelo aluno RAMON BRUNOW GOMES, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Eng. Carlos Henrique da Silva  
DAMEC, UTFPR  
Orientador

Prof. Dr. Eng. Tiago Cosseau  
DAMEC, UTFPR  
Coorientador

Prof. Me. Eng. Eduardo Gregorio Olienick Filho  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Eng. Julio Cesar Klein das Neves  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 28 de Junho de 2019.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de prestar agradecimento ao orientador deste trabalho, Prof. Dr. Eng Carlos Henrique da Silva, juntamente com o coorientador Prof. Dr. Eng Tiago Cosseau, pelo apoio prestado e também por se disponibilizarem com o intuito de passar conhecimento a mim no decorrer de minha formação, sendo por meio de matérias cursadas, como por meio desta monografia. Também agradeço ao companheiro de laboratório Eng. Fernando Souza Roker da Silva por compartilhar bons momentos no decorrer dos dias no laboratório e assim contribuir grandemente com conhecimento adquirido de forma conjunta. Por último e não menos importante, agradeço grandemente aos meus pais, Jonaiber Lima Gomes e Mariusa Brunow Gomes, por me darem a oportunidade de me afastar de moradia para poder assim cursar essa maravilhosa jornada de conhecimento durante os anos de formação na UTFPR, mesmo que tenha sido com grande dificuldade.

## RESUMO

Gomes, Ramon. Análise macroscópica e microscópica de tensões de contato em engrenagens. 84f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

Os ensaios feitos no tribômetro FZG possuem diversos fins, dentre eles está a caracterização dos mecanismos de desgaste que uma engrenagem pode sofrer. O presente trabalho visa então buscar correlações entre os tipos de mecanismos de desgastes presentes no flanco de dentes de engrenagens ensaiadas e os perfis de rugosidade apresentados tanto antes quanto após os ensaios através da comparação entre tensões macroscópicas e microscópicas no contato. As engrenagens utilizadas são fabricadas em aço AISI 4320, temperado e revenido. A caracterização foi feita por meio do estudo das tensões de Hertz que leva em conta a geometria macroscópica e além disso, para que a geometria microscópica seja considerada, as asperezas da superfície foram medidas em regiões características. Este estudo apresenta, para o contato macroscópico, tensões máximas por volta de 1,5MPa, podendo ser maiores. No caso da consideração microscópica, que leva em conta rugosidades Ra, foram considerados os estados de fabricação e pós ensaio. Encontraram-se picos de tensão na faixa de  $19 \times 10^9$ MPa na região adendo do pinhão quando avaliada a engrenagem com o flanco dos dentes em estado de fabricação e quando considerada a medida após os ensaios, as tensões máximas tiveram uma mudança de localização do adendo para o diâmetro primitivo, atingindo valores na ordem de  $21 \times 10^9$ MPa enquanto que a região que anteriormente apresentou maior pico de tensão, ou seja, o adendo mostrou uma queda dos valores de tensão para cerca de 50% do valor inicial.

### **Palavras-chave:**

Engrenagem, Rugosidade, Ensaio FZG, Tensões de contato, Mecanismos de desgaste

## ABSTRACT

Gomes, Ramon. Macroscopic and microscopic analysis of gears contact stress. 84p. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

FZG tests have a lot of purposes, among them is the characterization of the mechanisms of wear that a gear can suffer. This thesis aims to look for correlations between the types of wear mechanisms at gear teeth that were tested and the roughness profile presented before and after the tests by means of comparison between macroscopic and microscopic stresses on the contact. The gears used are made with AISI 4320 steel, quenched and tempered. The characterization was done by means of the study of the Hertz' stress that consider the macroscopic geometry and so that the geometry were considered, the superficial roughness was measured at characteristic zones. That study presents for the macroscopic contact, maximum stress about 1,5MPa or more. In the case of the microscopic consideration, that consider Ra roughness, were considered the manufacturing state and after test. Were found stress peaks about  $19 \times 10^9$ MPa at the pinion addendum when it was evaluated the gear with a manufacturing state and when was considered the after test state, the maximum stress change the location to primitive diameter, reaching in order of  $21 \times 10^9$ MPa while the addendum showed a drop in stress values to about 50% of the initial value.

### **Keywords:**

Gears, FZG test, Roughness, Contact stress, Wear mechanism.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Geração da involuta a partir de uma circunferência.....	21
Figura 2 - Geometria de contato dos dentes da engrenagem involuta.....	22
Figura 3 - Elementos básicos de um conjunto em engrenamento.....	23
Figura 4 - Comparação entre os tipos de correção em engrenagens .....	25
Figura 5 - Demonstração de contato em cilindros.....	26
Figura 6 - Distribuição elíptica de pressões no contato cilindro x cilindro .....	27
Figura 7 - Tensões de contato normalizadas x distância da superfície de contato ...	29
Figura 8 - Ponto de contato P para a determinação das velocidades .....	30
Figura 9 - Comparação das distribuições de pressão Hertziana e elasto-hidrodinâmica no contato entre superfícies .....	32
Figura 10 - Demonstração da área de contato real entre superfícies.....	35
Figura 11 - Perfil de rugosidade medido após o ensaio .....	38
Figura 12 - Distribuição de pressões da superfície real em comparação com a superfície lisa .....	38
Figura 13 - Dente de engrenagem apresentando falha por pitting .....	40
Figura 14 - Dente de engrenagem apresentando scuffing .....	42
Figura 15 - Dente de engrenagem apresentando Scuffing, Pitting e Abrasão .....	43
Figura 16 - Imagem de um par de engrenagem utilizado.....	44
Figura 17 - Microestrutura do material no centro da amostra.....	45
Figura 18 - Microestrutura do material próximo a superfície .....	46
Figura 19 - Região no centro da amostra e próximo a superfície.....	46
Figura 20 - Laboratório onde se encontra o tribômetro e os demais equipamentos necessários à realização e controle dos parâmetros de ensaio.....	47
Figura 21 - Esquema de elementos da máquina FZG.....	49

Figura 22 - Posições para medição do perfil de rugosidades.....	50
Figura 23 - Bancada de medição de rugosidade.....	51
Figura 24 - Layout para medição no sentido axial.....	52
Figura 25 - Layout para medição no sentido radial .....	53
Figura 26 - Mapeamento das funções do EngCalc .....	54
Figura 27 - Posição sobre a face dos dentes onde foram feitos os cálculos .....	55
Figura 28 - Localização dos pontos para o cálculo de tensões .....	58
Figura 29 - (A) Método de seleção de áreas utilizado por KODA, (B) Método adotado no trabalho .....	61
Figura 30 - Seleção da Área de Interesse.....	62
Figura 31 - Seleção manual .....	63
Figura 32 - Opções de seleção de zona.....	63
Figura 33 - Resultado da zona selecionada .....	64
Figura 34 - Exemplo de tipos de desgaste em uma quantificação .....	64
Figura 35 - Relatório final .....	65
Figura 36 - Dente 01 após o ensaio .....	66
Figura 37 - Dente 07 após o ensaio .....	66
Figura 38 - Dente 10 após o ensaio .....	66
Figura 39 - Quantificação após 1 hora de ensaio.....	67
Figura 40 - Quantificação após 4 horas de ensaio .....	68
Figura 41 - Tensão x posição diametral .....	70
Figura 42 - Velocidades no contato.....	71
Figura 43 - (A) Coeficiente de atrito por distância diametral, (B) Parâmetro de filme por posição diametral .....	72
Figura 44 - Distribuição de pressão contato liso.....	73
Figura 45 - Contato e deformação.....	74



Figura 46 - (A) Tensão cisalhante segundo Tresca para consideração sem atrito, (B) Tensão cisalhante considerando o atrito médio .....	74
Figura 47 - Simplificação dos dados .....	75
Figura 48 - (A) Tensão de Hertz; (B) Deformação.....	76
Figura 49 - (A) Tensões cisalhantes (B) Tensões cisalhantes com zoom na parte selecionada .....	77
Figura 50 - Simplificação dos dados .....	78
Figura 51 - Tensão de Hertz.....	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de engrenagens.....	20
Tabela 2 - Parâmetros para modificação do perfil de engrenagens .....	24
Tabela 3 - Características das engrenagens.....	45
Tabela 4 - Relação entre torques necessários para os estágios de carga e torque obtidos por meio das massas disponíveis.....	48
Tabela 5 - Propriedades da matéria prima das engrenagens .....	55
Tabela 6 - Parâmetros macroscópicos calculados .....	56
Tabela 7 - Parâmetros de entrada do EngCalc .....	57
Tabela 8 - Dados para pontos de interesse no pinhão.....	59
Tabela 9 - Dados para pontos de interesse na coroa.....	59
Tabela 10- Quantificações.....	69
Tabela 11 – Dados (referência no pinhão) .....	80

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

- EHD - Elasto-Hidrodinâmico
- ECDR - Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos
- FZG - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau - Instituto Técnico para o Estudo de Engrenagens e Mecanismos de Acionamento
- LASC - Laboratório de Superfícies e Contato

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha_w$	Ângulo de pressão para engrenamento
$A$	Área da distribuição de pressões no contato entre cilindros
$A_r$	Área real de contato
$W_L$	Carga específica
$\mu$	Coefficiente de atrito
$x_c$	Coefficiente de modificação do adendo da coroa
$x_p$	Coefficiente de modificação do adendo do pinhão
$\nu_1$	Coefficiente de Poisson para o cilindro 1
$\nu_2$	Coefficiente de Poisson para o cilindro 2
$\alpha$	Coefficiente de pressão-viscosidade
$x$	Coefficiente geral de modificação do adendo
$K_b$	Coefficiente para cálculo da área de distribuição de pressões
$L$	Comprimento da área de contato entre cilindros
$l$	Comprimento do cilindro
$D_b$	Diâmetro de base
$d_1$	Diâmetro do cilindro 1
$d_2$	Diâmetro do cilindro 2
$D_{kv1}$	Diâmetro externo
$D_{pv}$	Diâmetro primitivo modificado
$a_v$	Distância entre centros corrigida
$h_c$	Espessura do filme lubrificante na região central do contato
$h_0$	Espessura mínima do filme lubrificante
$W$	Força normal
$W_t$	Força tangencial
$S_{yc}$	Limite de escoamento em compressão
$b$	Metade da largura da área de contato entre cilindros
$E_1$	Módulo de elasticidade para o cilindro 1
$E_2$	Módulo de elasticidade para o cilindro 2

$E'$	Módulo de Young reduzido
$m_v$	Módulo modificado
$K$	Parâmetro de elipse
$\lambda$	Parâmetro de filme
$p_{\max}$	Pressão máxima
$R_A$	Raio de curvatura do elemento A
$R_B$	Raio de curvatura do elemento B
$R'$	Raio de curvatura equivalente
$r$	Raio de curvatura medido na região do diâmetro primitivo
$CR$	Razão de contato
$S_p$	Resistência à penetração por compressão
$\sigma_A$	Rugosidade superficial RMS do corpo A
$\sigma_B$	Rugosidade superficial RMS do corpo B
$R_{aEq}$	Rugosidade equivalente
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão axial máxima
$\sigma_x$	Tensão axial na direção x
$\sigma_y$	Tensão axial na direção y
$\sigma_z$	Tensão axial na direção z
$t_{m\acute{a}x}$	Tensão cisalhante máxima
$U_A$	Velocidade relativa da superfície A
$U_B$	Velocidade relativa da superfície B
$U$	Velocidade relativa entre superfícies
$V_R$	Velocidade de rolamento
$\eta_0$	Viscosidade do lubrificante

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA	16
1.2	OBJETIVOS	17
1.2.1	Objetivo geral	17
1.2.2	Objetivos Específicos	17
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>19</b>
2.1	PERFIL DE DENTE DE ENGRENAGENS	19
2.2	TENSÕES DE CONTATO PARA ECDR	25
2.3	VELOCIDADES NO CONTATO	29
2.4	LUBRIFICAÇÃO EM ENGRENAGENS	31
2.5	RUGOSIDADE	34
2.6	COEFICIENTE DE ATRITO PARA ENGRENAGENS	36
2.7	TENSÕES DE CONTATO CONSIDERANDO A RUGOSIDADE	37
2.8	MECANISMOS DE DESGASTE	39
2.8.1	<i>Pitting</i>	39
2.8.2	<i>Scuffing</i>	40
2.8.3	Abrasão / deformação plástica	42
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>44</b>
3.1	CARACTERÍSTICAS DAS ENGRENAGENS	44
3.2	ENSAIOS DE DESGASTE FZG	47
3.3	MEDIÇÃO DE RUGOSIDADE	50
3.4	ANÁLISE MACROSCÓPICA	53
3.5	CÁLCULO DE TENSÕES DE CONTATO	58
3.6	MÉTODO DE QUANTIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE DESGASTADA	60
3.6.1	Funcionamento do Software	61
3.6.2	Definição da área de interesse	62
3.6.3	Seleção de zonas de desgaste	62
3.6.4	Avaliação computacional das cores	63
3.6.5	Definição do cluster para arquivamento da zona selecionada	64
3.6.6	Geração do relatório em formado de texto	65
3.6.7	Fotografias	66
3.6.8	Evolução do desgaste	67
3.7	CÁLCULO DE TENSÕES MICROSCÓPICAS	68
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>69</b>
4.1	ANÁLISE MACROSCÓPICA	69
4.1.1	Quantificação do desgaste	69
4.1.2	Resultados do EngCalc	70
4.2	ANÁLISE MICROSCÓPICA	72
4.2.1	Considerações para pinhão e coroa lisos	72

4.2.2	Pinhão em estado de fabricação (rugoso) e coroa lisa	75
4.2.3	Pinhão ensaiado (rugoso) e coroa lisa	78
4.2.4	Correlação entre resultados obtidos	79
5	CONCLUSÕES	82
	REFERÊNCIAS	83

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA

Ensaio de desgaste de engrenagens que são realizados em equipamento tipo FZG (*Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau*) são amplamente utilizados para determinação da vida de engrenagens, além do desempenho de óleos lubrificantes. Porém estes ensaios apresentam muitos parâmetros que podem ser variados, dentre eles está a lubrificação (tipo de lubrificante e temperatura do óleo), o carregamento aplicado, a geometria da engrenagem, o material da engrenagem, o tratamento térmico, o acabamento superficial, entre outros. Essa grande quantidade de possibilidades torna o trabalho de avaliação dos resultados muito amplo, fazendo com que seja necessário manter todos os fatores constantes, exceto o que deseja-se analisar no momento para que sua influência possa ser medida de forma comparativa e conclusiva, pois no caso de ocorrer variação de mais de um parâmetro simultaneamente, não se pode afirmar qual foi o mais influente para a obtenção do resultado final.

O presente trabalho busca então correlacionar os perfis de rugosidade encontrados no flanco de contato tanto antes quanto após os ensaios com o tipo de desgaste sofrido através de análise macroscópica e microscópica de tensões de contato. Este trabalho conta com o apoio do convênio formado entre FCA (Fiat Chrysler Automobiles), USP (Universidade de São Paulo) e UTFPR (Universidade Tecnológica Federal do Paraná), perante o projeto que tem o intuito de estudar a Diminuição das perdas devido ao atrito em transmissões automotivas.

Hochmann e Siebert (2012), comentam que em ensaio de engrenagens, os fatores que mais influenciam no desempenho deste elemento são: material, rugosidade, geometria e lubrificante. Logo, a análise do desgaste levando em consideração a rugosidade obtida após o processo de fabricação pode ser considerada um fator determinante no desempenho da engrenagem, pois esta faz com que tensões pontuais sejam alteradas e ainda influencia na forma de lubrificação a medida que o parâmetro de filme. Além de alterar o critério de vida por falha das engrenagens através da introdução do fator  $Q_v$  (NORTON, 2013).



De acordo com Seabra (2003), as rugosidades se fazem um fator importante na análise real das solicitações e tensões encontradas em um elemento de contato, uma vez que superfícies lisas são abstrações físicas e matemáticas e tal abstração traz consigo erros de aproximação.

Considerando que o equipamento disponível para avaliar a rugosidade de dentes de engrenagens do LASC (Laboratório de Superfícies e Contato) utiliza medições 2D (apalpador de diamante percorrendo uma linha) procurou-se então, fazer medições de rugosidade dos dentes a serem ensaiados, tanto na direção axial quanto na direção radial de alguns dentes escolhidos de forma aleatória, para que com estes dados seja feito o cálculo das tensões de Hertz levando em conta os picos de rugosidade no início do ensaio, além de relacionar os parâmetros de acabamento com as áreas que apresentam os defeitos característicos de engrenagens testadas (*pitting*, *scuffing*, polimento e abrasão), além da perda de massa causada pelo desgaste.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo geral**

Acompanhar o acabamento superficial de dentes de engrenagens mediante a medição da rugosidade antes e após os ensaios FZG, com o intuito de correlacionar mecanismos de desgaste que ocorrem por conta do ensaio e as características de rugosidade geradas nos flancos dos dentes, tomando este parâmetro como uma resposta do sistema aos carregamentos aplicados por meio do cálculo das tensões microscópicas.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

Visando a obtenção de correlações entre os mecanismos de desgaste e o acabamento superficial, o presente trabalho apresenta os seguintes objetivos:

- Avaliar os mecanismos de desgaste que ocorrem em superfícies de dentes de engrenagens após ensaios em equipamento tipo FZG;
- Realizar medições de rugosidade, de dentes de engrenagens antes e após ensaios de desgaste, buscando compreender como a rugosidade se comporta ao longo do ensaio completo;

- Usar método de análise numérica que considera superfícies elásticas e o princípio do trabalho virtual complementar para calcular as tensões de contato dos dentes das engrenagens ensaiadas, considerando a rugosidade das mesmas;
- Buscar correlacionar o estado de tensões em diversas regiões dos dentes das engrenagens, com o desgaste sofrido nestas mesmas regiões.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

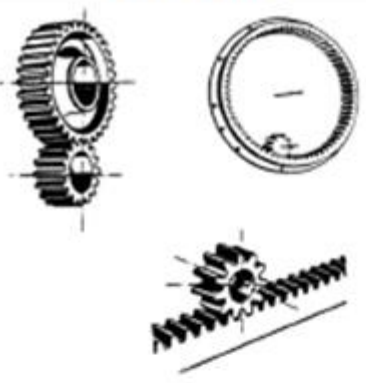






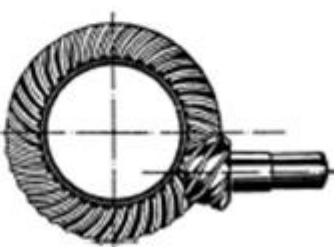
Levando em conta o objetivo que se pretende alcançar, o estudo das engrenagens se torna importante, visto que se trata do objeto principal de avaliação. Para que a análise dos mecanismos de desgaste seja feita de forma satisfatória, deve-se observar quais fatores levam ao fenômeno em questão. Logo este trabalho procura apresentar um estudo da geometria da engrenagem, juntamente com os fenômenos de desgaste mais comuns que se observam nestes elementos e também o estudo das tensões que resultam do contato entre os dentes no momento do ensaio FZG.

### 2.1 PERFIL DE DENTE DE ENGRENAGENS

As engrenagens são elementos utilizados tanto para transmitir velocidade angular quanto torque. Por isso estes componentes são vistos em uma enorme variedade de aplicações. Se tratando de engrenagens, podem ser listados diversos tipos como helicoidais, cônicas e sem-fim (NORTON, 2013). A Tabela 1 mostra um resumo dos tipos de engrenagens juntamente com os limites nominais de algumas das suas principais características de funcionamento.

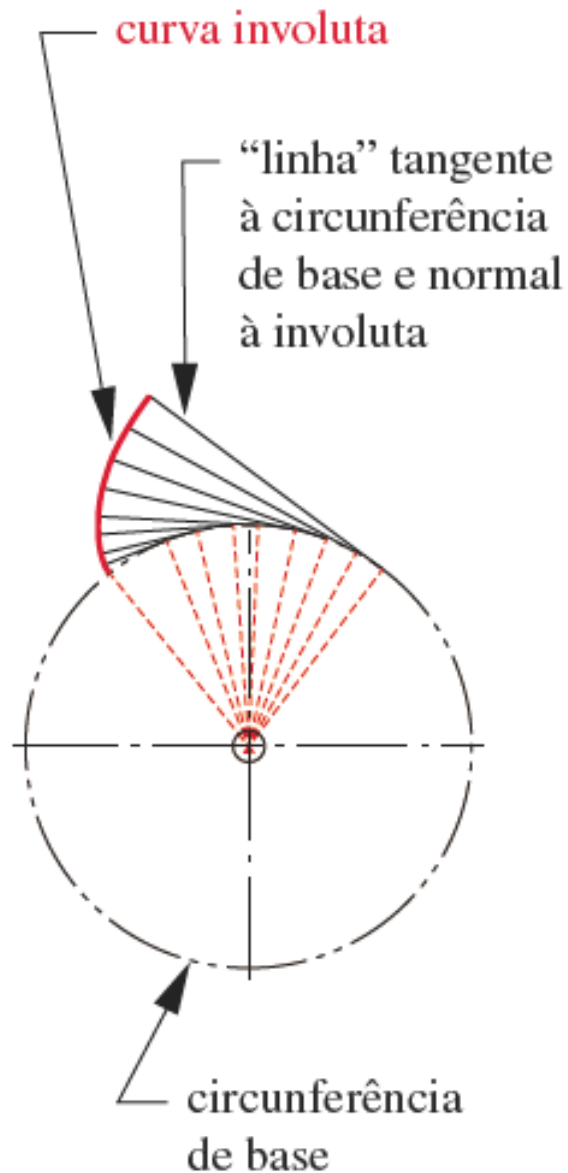
Os antigos moinhos movidos a água utilizavam em sua construção os primeiros modelos de engrenagens, porém não havia um estudo da geometria que o dente deveria ter fazendo com que a transmissão de velocidade não fosse suave. Isso ocorria, pois, a geometria utilizada violava a lei fundamental de engrenamento, que afirma que a *razão de velocidade angular das engrenagens em um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento*. Para que a lei fundamental do engrenamento seja atendida a geometria dos contornos dos dentes deve ser conjugada no momento do contato. Uma das curvas capaz de gerar um perfil conjugado para a engrenagem é a curva involuta de um círculo, a qual pode ser exemplificada como sendo equivalente a uma curva que surge quando se desenrola uma corda esticada a partir de um cilindro (NORTON, 2013), como se pode ver na Figura 1.

Tabela 1 - Tipos de engrenagens

ENGRENAGENS PARALELAS OU CILÍNDRICAS (EIXOS PARALELOS)			
DENTES RETOS	DENTES HELICOIDAIS		OBSERVAÇÕES
			<p>Para mecanismos com um ou mais andares de transmissão e com as seguintes características limites nominais:</p> <p>Razões de transmissão até 8:1 (10:1), por andar. Potências até 15 000 kW a 22 400 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 150 a 200 m/s. O rendimento, por andar, situa-se entre 95% e 99% (98%).</p>
ENGRENAGENS CONCORRENTES OU CONICAS (EIXOS CONCORRENTES)			
DENTES RETOS	DENTES INCLINADOS	DENTES EM ESPIRAL	OBSERVAÇÕES
			<p>Para razões de transmissão até 6:1 (8:1). Potências até 370 (recto) a 740 kW (inclinado). Velocidades tangenciais no primitivo de funcion. até 50 a 75 (150) m/s. Para aumentar a capacidade de carga (até 3 700 kW) e o rendimento, diminuindo o ruído, utilizam-se dentes espirais. O rendimento é idêntico ao das engrenagens cilíndricas (97% a 99%).</p>
ENGRENAGENS ESQUERDAS (EIXOS NÃO COPLANARES)			
DENTES HELICOIDAIS	PARAFUSO SEM FIM	DENTES HIPÓIDES	
			
<p>OBSERVAÇÕES: Razões de transmissão até 5:1 e pequenos entreeixos, mas também (20:1 a 100:1). Para a transmissão de baixas potências (até 75 kW), pois o contacto entre dentes inicial é do tipo pontual. Veloc. tangenciais no primitivo de funcionamento até 25 a 50 m/s. Os rendimentos aproximam-se dos registados nas engrenagens cilíndricas helicoidais (até 95%).</p>	<p>Razões de transmissão de 10:1 até 60:1 (100:1). Potências até 560 a 750 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 60 a 70 m/s. O rendimento situa-se entre 45% e 95%, sendo superior para menores razões de transmissão. Baixos níveis de ruído e de vibrações.</p>	<p>Razões de transmissão até 10:1, (20:1 a 100:1), pois o número de dentes do pinhão pode descer até 5. Para pequenas distâncias entre eixos, com uma redução de ruído. Potências até 740 kW. Veloc. tang. no prim. de func. até 40 a 75 m/s. Rendimentos ligeiramente inferiores aos registados nas engrenagens cónicas, desde (60%) até 85% a 95% e um aquecimento um pouco mais elevado.</p>	

Fonte: (ALMACINHA, 2002)

Figura 1 - Geração da involuta a partir de uma circunferência

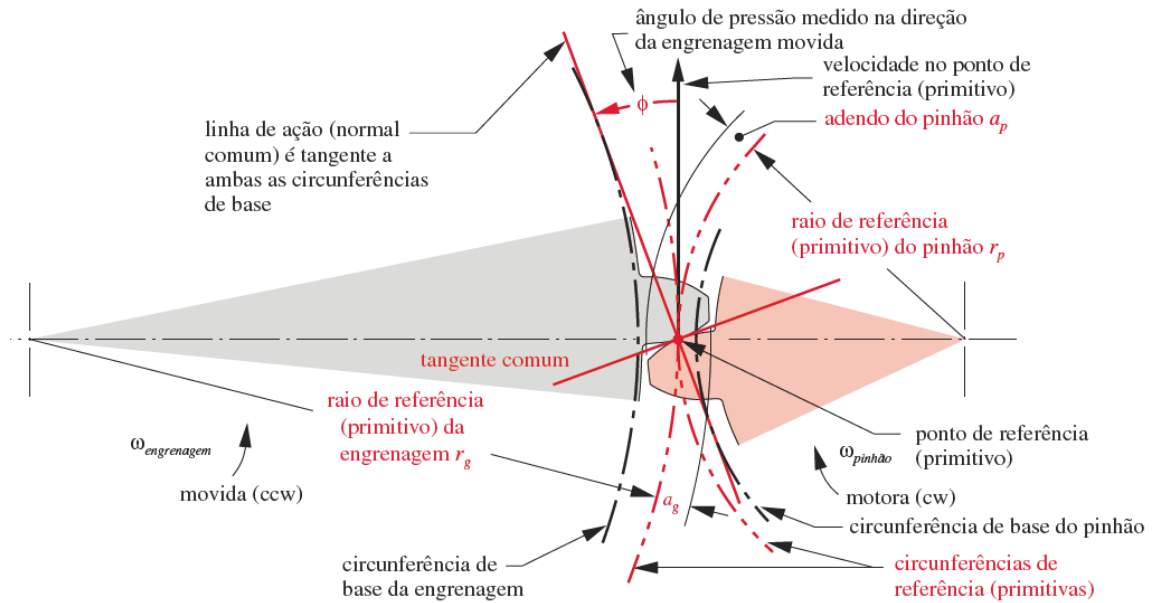


Fonte: (NORTON, 2013)

A partir da Figura 1 nota-se que a linha desenrolada é sempre tangente ao cilindro de base, o centro de curvatura instantâneo da involuta é o ponto de tangência, assim como o raio de curvatura é dado como sendo a distância instantânea entre o círculo de base e a curva.

O contato entre duas involutas provindas de circunferências diferentes representa o engrenamento entre dentes de engrenagens como pode ser visto na Figura 2.

**Figura 2 - Geometria de contato dos dentes da engrenagem involuta**

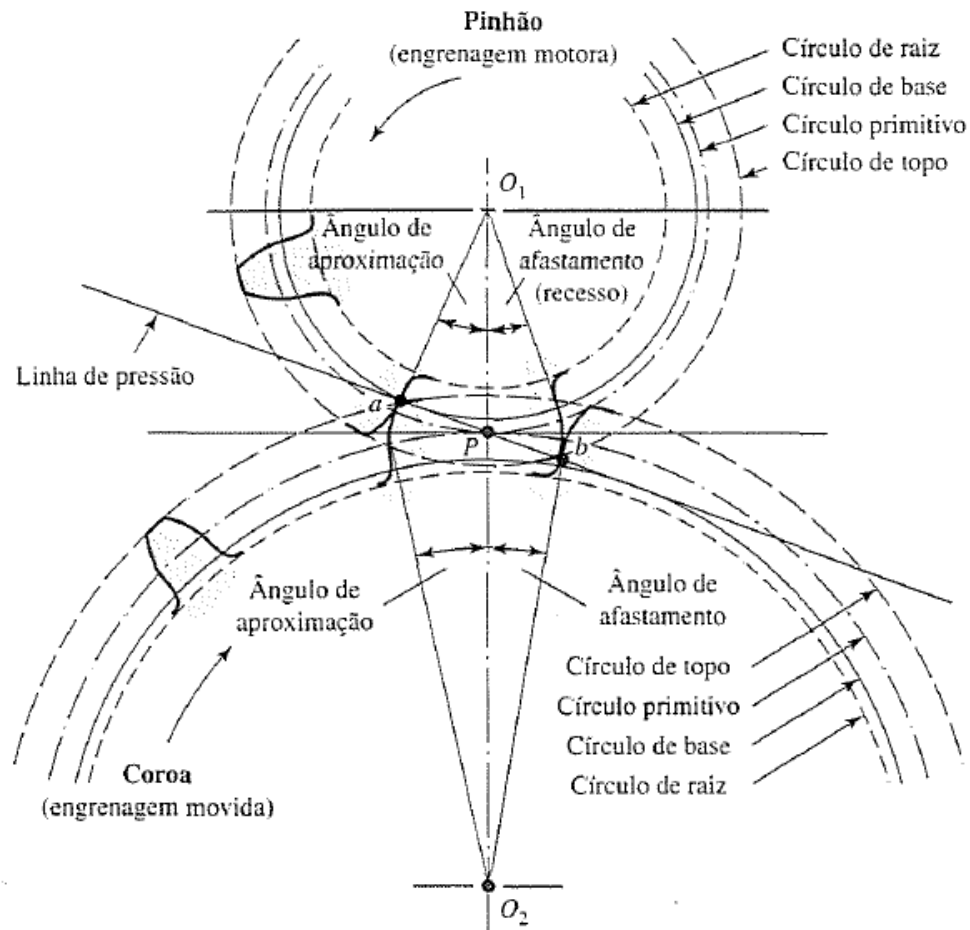


Fonte: (NORTON, 2013)

Essa geometria faz com que haja o mínimo de deslizamento no contato das engrenagens, potencializando o rolamento que é puro no diâmetro primitivo, o que faz com que o atrito seja menor e a transmissão de velocidades seja dada de forma contínua e suave.

A Figura 3 mostra os elementos básicos de um conjunto em engrenamento segundo Shigley *et al* (2008).

Figura 3 - Elementos básicos de um conjunto em engrenamento



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2008)

De acordo com Koda (2009), existem modificações que podem ser feitas com o intuito de corrigir a distância entre os eixos de um par de engrenagens em contato e também para evitar a interferência entre os dentes, porém ao passo que estas modificações geram melhorias, também fazem com que as engrenagens deixem de ser ideais aumentando assim o nível de ruído e diminuindo a eficiência. Logo, por se tratar de um ensaio com o princípio de recirculação de potência/torque (ensaio tipo FZG) visando o objetivo de averiguar os danos causados, as engrenagens sofreram modificações no adendo com o intuito de acelerar os fenômenos de desgaste.

Tabela 2 apresenta então a formulação das equações para os parâmetros de cálculo das modificações das engrenagens cilíndricas de dentes retos.

**Tabela 2 - Parâmetros para modificação do perfil de engrenagens**

Denominação	Símbolo	Fórmula
Coeficiente geral de modificação do adendo	$x$	$\pm x \cdot m$
Coeficiente de modificação cada engrenagem	$x_p$ ou $x_c$ p (pinhão), c (coroa)	$x = x_p + x_c$
Distância de centros corrigida	$a_v$	$a_v = a_0 + (x_p + x_c) \cdot m$
Ângulo de pressão para engrenamento V	$\alpha_w$	$\cos(\alpha_w) = \frac{a_0}{a_v} \cdot \cos(\alpha)$
Módulo Modificado	$m_v$	$m_v = \frac{2a_v}{Z_p + Z_c}$
Diâmetro de base	$D_b$	$D_b = D_p \cdot \cos(\alpha_w)$
Diâmetro externo	$D_{kv1}$	$D_{kv1} = m(Z_1 + 2 + 2 \cdot X_1)$
Diâmetro primitivo modificado	$D_{pv}$	$D_{pv} = m_v \cdot Z$
Razão de contato	$CR$	$CR = \frac{\sqrt{r_{kv1}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{kv2}^2 - r_{bg}^2} - a \cdot \sin(\alpha_w)}{p_b}$
Raio de curvatura do pinhão (região do $d_p$ )	$r_{pinhão}$	$r_{pinhão} = \frac{D_{pv, pinhão} \cdot \sin(\alpha_w)}{2}$
Raio de curvatura da coroa (região do $d_p$ )	$r_{coroa}$	$r_{coroa} = \frac{D_{pv, coroa} \cdot \sin(\alpha_w)}{2}$
Força Tangencial	$W_t$	$W_t = \frac{2T}{D_{pv}}$ , onde $T = torque$
Força Normal	$W$	$W = \frac{W_t}{\cos(\alpha_w)}$
Relação de transmissão	$u$	$u = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_2}{n_1}$

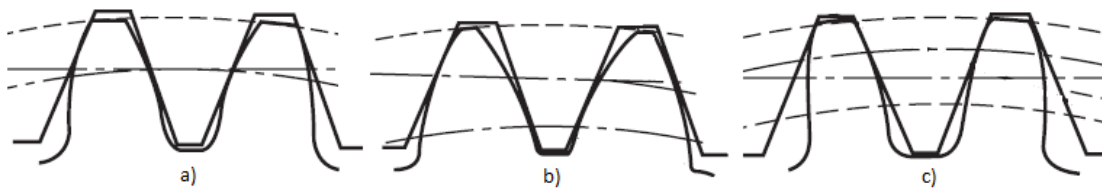
Fonte: Adaptado de (MAITRA, 2001)



A modificação do perfil de um dente de engrenagem na região do adendo ( $x$ ) representa um percentual ( $x \cdot m$ ) de alterações na geometria dos dentes em relação ao módulo da engrenagem. Em adendos alongados, o coeficiente  $x$  é positivo e para adendos rebaixados  $x$  é negativo. Além de que, a correção  $x$  representa alterações nas dimensões do par engrenado, ou seja,  $x = x_p + x_c$ , onde  $x_p$  é alteração no perfil dos dentes do pinhão e  $x_c$  da coroa (KODA, 2009).

A Figura 4 mostra a comparação entre engrenagens com mesmo módulo e mesmo número de dentes, porém com perfis de modificação diferentes, sendo estes: sem modificações, corrigido positivamente e corrigido negativamente.

**Figura 4 - Comparação entre os tipos de correção em engrenagens**  
a) perfil normal ( $x=0$ ), b) perfil corrigido positivamente ( $x>0$ ) e c) perfil corrigido negativamente ( $x<0$ )



Fonte: (RADZEVICH, 2012)

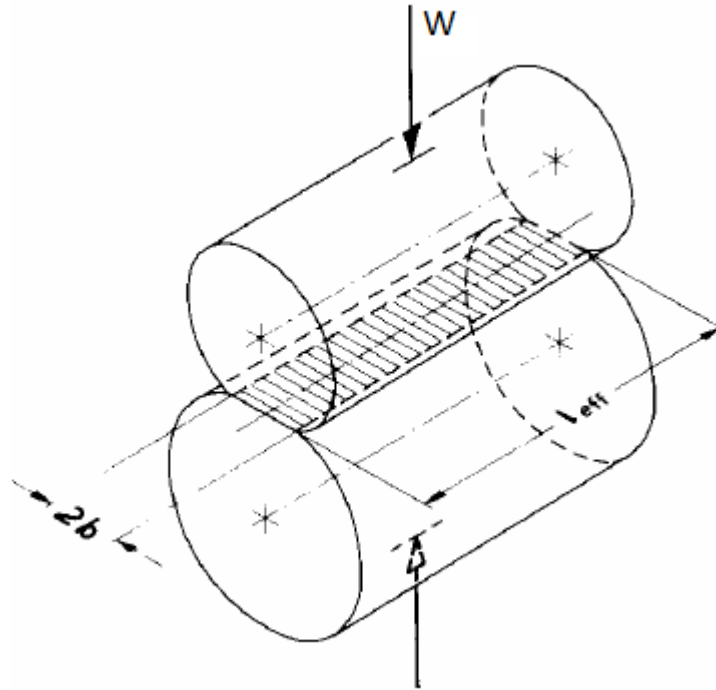
## 2.2 TENSÕES DE CONTATO PARA ECDR

Quando as dimensões de um sólido são consideravelmente maiores do que a zona em contato verifica-se que as tensões na região de contato são quase que independentes da macrogeometria deste elemento quando consideramos regiões longe dos pontos de contato (SEABRA, 2003) e, é isto que acontece no contato entre dentes de engrenagem. Logo as regiões que não estão em contato, mesmo tendo uma geometria relativamente complexa não irão influenciar nas tensões de contato visto que sua área pode ser considerada suficientemente maior que o contato.

Para as ECDR (engrenagens cilíndricas de dentes retos) é possível considerar que o contato entre os dentes com perfil evolvental apresentam comportamento semelhante ao contato de cilindros devido ao fato de que o contato

gerado entre duas curvas involutas é não conforme podendo ser aproximado como sendo o contato entre dois cilindros (ver Figura 5). Isso faz com que a região de contato seja dada por um retângulo e permite que a teoria de Hertz possa ser utilizada.

**Figura 5 - Demonstração de contato em cilindros**

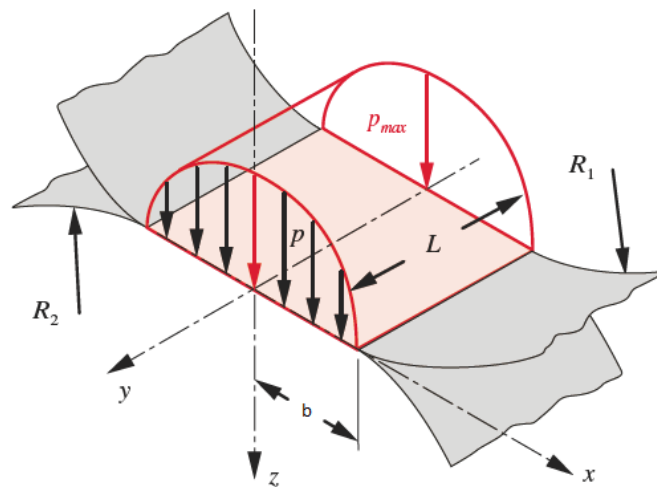


Fonte: (SEABRA, 2003)

Levando em conta esta região formada entre cilindros, nota-se que a área inicial de contato, no caso da ausência de deformações seria uma linha, porém, com a aplicação de uma força sobre o cilindro em contato, esta área é modificada e passa a ser um retângulo (de largura  $2b$  e comprimento  $L$ ) e a tensão antes pontual se torna uma distribuição de tensões de natureza tridimensional (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2008).

A Figura 6 mostra a representação da distribuição de pressões em um contato entre dois cilindros. Essa distribuição tem um formato elíptico e ao centro é encontrada a pressão máxima do contato.

Figura 6 - Distribuição elíptica de pressões no contato cilindro x cilindro



Fonte: (NORTON, 2013)

Tendo os cilindros em contato um comprimento  $l$  e diâmetros  $d_1$  e  $d_2$  ( $2R = d$ ) a largura da distribuição elíptica pode ser calculada a partir da equação (1) e consequentemente a área, bastando fazer  $A = bl$ .

$$b = K_b \sqrt{W} \quad (1)$$

onde:

$$K_b = \sqrt{\frac{2 \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{(1/d_1) + (1/d_2)}}{\pi l}}$$

$W$  = Força aplicada;

$\nu_1, \nu_2$  = Coeficientes de Poisson para os cilindros 1 e 2;

$E_1, E_2$  = Módulo de elasticidade para os cilindros 1 e 2;

$d_1, d_2 =$  Diâmetros dos cilindros 1 e 2;

$l =$  Comprimento dos cilindros 1 e 2, sendo assumido  $l_1 = l_2$ .

Como a falha do elemento é dada, em geral, no local em que há uma maior sollicitação máxima, o interesse do estudo está voltado para a pressão máxima. Essa pressão máxima entre os cilindros age em uma linha longitudinal no centro da distribuição, ou seja, ao centro da área de contato retangular e pode ser calculada a partir da equação (2).

$$p_{max} = \frac{2W}{\pi bl} \quad (2)$$

A partir disso, o estado de tensões, para dentro do dente, ao longo do eixo z é calculado de acordo com as equações (3), (4) e (5). Uma das tensões principais ocorre ao longo do eixo de carregamento (z), logo,  $\sigma_{máx} = \sigma_z = \sigma_3$  e carregamentos compressivos fazem com que  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$  sejam tensões compressivas.

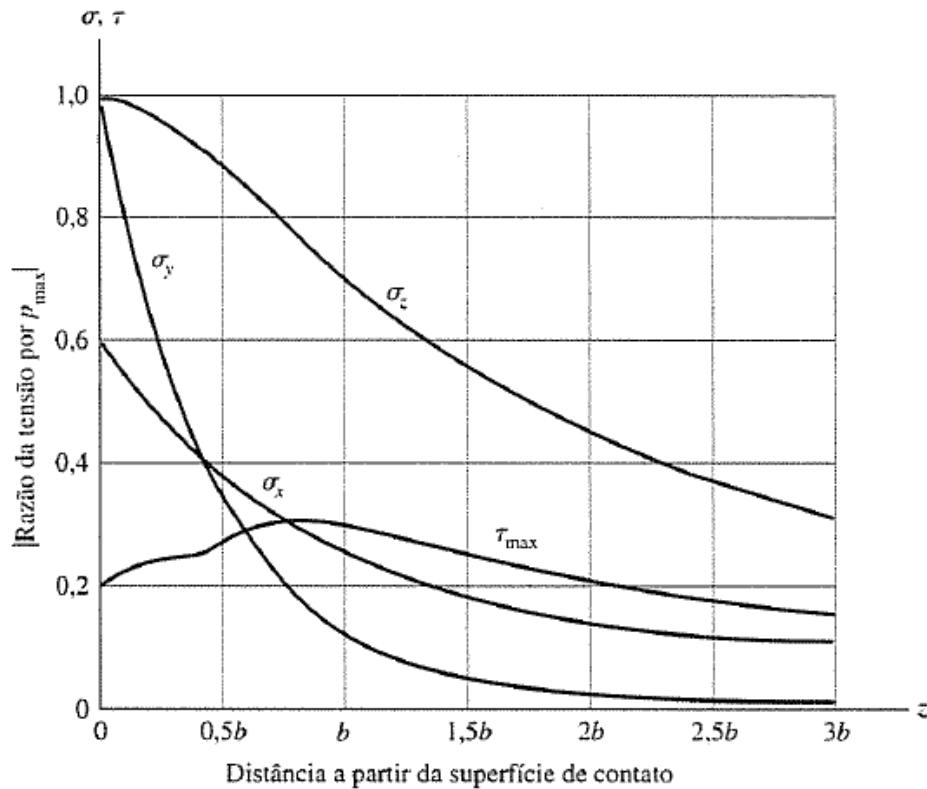
$$\sigma_x = -2\nu p_{max} \left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (3)$$

$$\sigma_y = -p_{max} \left( \frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2\left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (4)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{max}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}} \quad (5)$$

Quando as equações acima são plotadas como função da pressão máxima até uma distância de  $3b$  a partir da superfície de contato, obtém-se a Figura 7.

Figura 7 - Tensões de contato normalizadas x distância da superfície de contato



Fonte: (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2008)

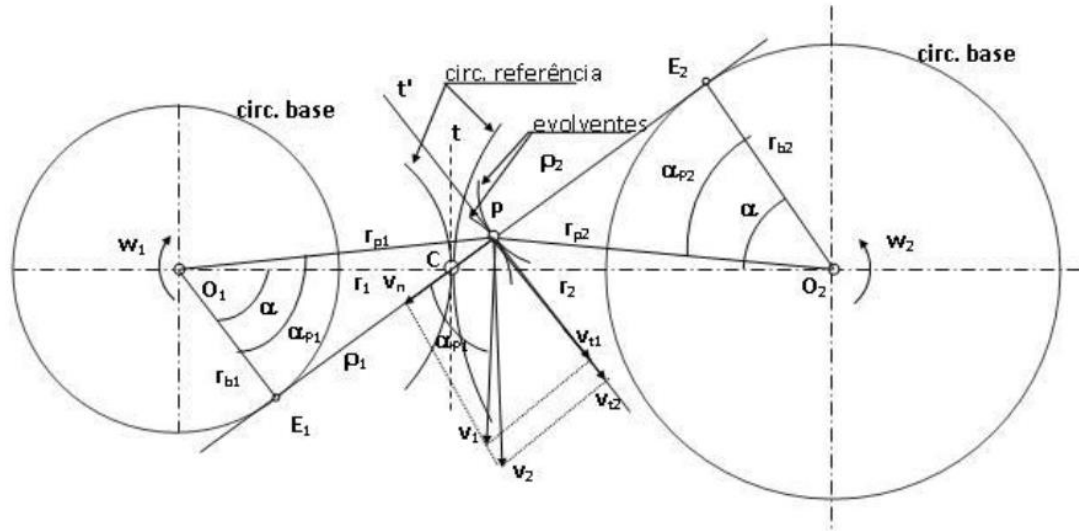
Nota-se na Figura 7 que para  $0 \leq z \leq 0,436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_x$  e  $\tau_{\max.} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2 = (\sigma_x - \sigma_z)/2$ . Para  $z \geq 0,436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_3$  e  $\tau_{\max.} = (\sigma_y - \sigma_z)/2$ . O maior valor de  $\tau_{\max.}$  é  $0,3 P_{\max.}$  e pode ser observado em  $z/b = 0,786$ .

### 2.3 VELOCIDADES NO CONTATO

Um parâmetro importante a ser avaliado no contato de engrenagens é sua velocidade de deslizamento, pois este fator tem uma grande importância no desgaste e no atrito encontrados durante o contato entre engrenagens (KODA, 2009). Essa velocidade pode ser definida a partir de uma análise geométrica do contato.

A Figura 8 apresenta o ponto de contato P em uma análise geométrica para determinar a sua velocidade.

**Figura 8 - Ponto de contato P para a determinação das velocidades**



Fonte: (KODA, 2009)

Assim, a partir dos comprimentos dos segmentos de retas mostrados na Figura 8 é possível definir que a velocidade de deslizamento para qualquer ponto P em um contato de engrenagens pode ser calculado pela equação (6).

$$V_{si} = \omega_1 \rho_{1i} - \omega_2 \rho_{2i} \quad (6)$$

Onde  $\omega_1$  e  $\omega_2$  são velocidades angulares com suas unidades em  $rad/s$  e  $\rho_{1i}$  e  $\rho_{2i}$  são os raios de curvatura dos pontos em questão.

Dentro do âmbito das velocidades, também pode ser mencionada a velocidade de rolamento, que é fator fundamental para o cálculo do coeficiente de atrito (KODA, 2009). Essa velocidade pode ser calculada a partir das velocidades angulares do ponto analisado a partir das equações (7), (8) e (9).

$$V_{li} = \frac{V(1+u)R_{li} \cos \alpha_t}{C \cos \alpha_{wt}} \quad (7)$$

$$V_{2i} = \frac{V(1+u)R_{2i} \cos \alpha_t}{uC \cos \alpha_{wt}} \quad (8)$$

$$V_R = V_{1i} + V_{2i} \quad (9)$$

## 2.4 LUBRIFICAÇÃO EM ENGRENAGENS

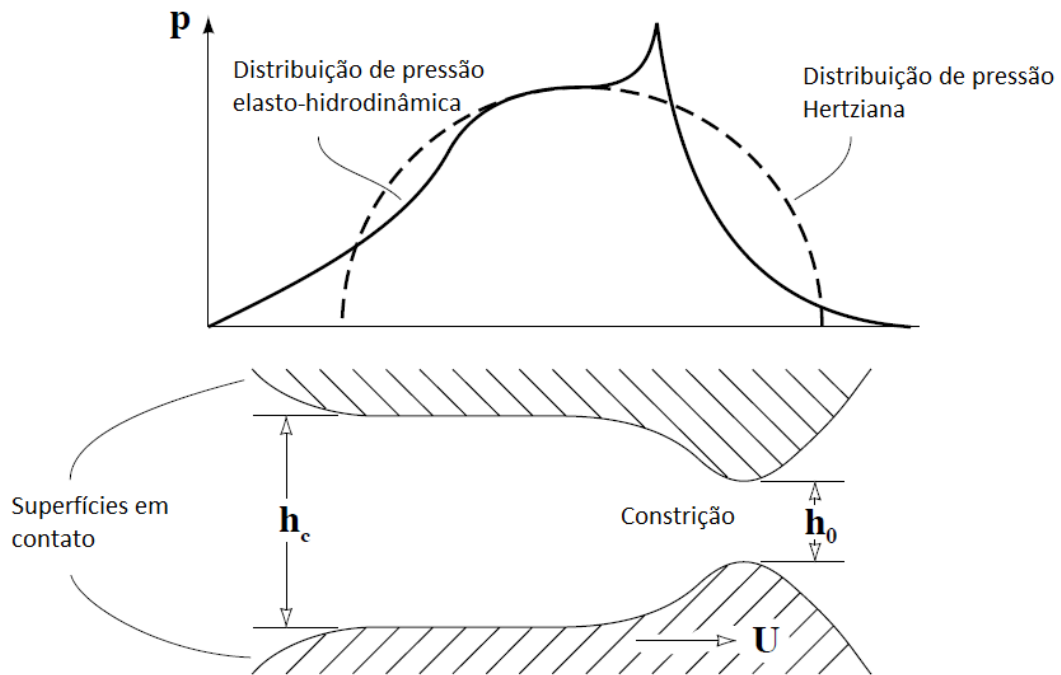
Como foi visto, engrenagens apresentam um tipo de contato chamado contato não-conforme (contato entre um corpo côncavo e um convexo ou plano) e esse tipo de contato faz com que haja uma intensa concentração de carregamento sobre uma área muito pequena, fazendo com que pressões de 1 a 4 GPa sejam encontradas no lubrificante. Uma vez que a viscosidade do óleo é grandemente dependente da pressão (piezoviscosidade), há um aumento da viscosidade do óleo lubrificante. Quando essas condições se acham agindo juntamente com um filme hidrodinâmico um regime de lubrificação denominado Elasto-Hidrodinâmico é tido como resultado.

Este regime é comumente abreviado na literatura como EHD e significa efetivamente que as superfícies em contato se deformam elasticamente quando estão sob a ação de uma pressão hidrodinâmica que foi gerada no filme lubrificante.

Em um contato estático, a distribuição de pressões tem um formato hemisférico ou de elipse de acordo com a teoria de Hertz. Porém, este perfil muda quando em um regime de lubrificação EHD. A maior mudança no perfil de pressões se dá na entrada e na saída das regiões de contato pois o efeito combinado do rolamento e do filme lubrificante resulta em uma área de contato ligeiramente aumentada, conseqüentemente a pressão hidrodinâmica na entrada assume um valor menor do que a do contato de Hertz. No centro do contato, as superfícies se tornam quase paralelas e planas fazendo com que a espessura do filme seja descrita por essa espessura na região central “ $h_c$ ”. Como as pressões aumentam com o contato, o lubrificante experimenta um aumento de viscosidade na entrada do contato, e é seguido por uma queda de viscosidade para a viscosidade à pressão ambiente, na

saída. Assim, para que o fluxo seja mantido e haja uma compensação da perda de viscosidade, na saída do contato se forma uma constrição como pode ser visto na Figura 9 (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

**Figura 9 - Comparação das distribuições de pressão Hertziana e elasto-hidrodinâmica no contato entre superfícies**



Fonte: (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001)

Na Figura 9  $h_c$  representa a espessura central do filme lubrificante e  $h_0$  é a espessura mínima do filme causada por conta da constrição que surge da diferença de pressões no contato.

A análise da lubrificação elasto-hidrodinâmica foi feita por Hamrock e Dowson (1977) e forneceu uma das informações mais importantes sobre EHD, a formulação para o cálculo da espessura mínima do filme no contato elasto-hidrodinâmico. A equação (10) mostra esse cálculo.

$$\frac{h_0}{R'} = 3,63 \left( \frac{U\eta_0}{E'R'} \right)^{0,68} (\alpha E')^{0,49} \left( \frac{w}{E'R'^2} \right)^{-0,073} (1 - e^{-0,068k}) \quad (10)$$

onde:

$h_c$  é a espessura central do filme [m];

$h_0$  é a espessura mínima do filme [m];



$U$  é velocidade relativa entre as superfícies [m/s], com  $U = (U_A + U_B)/2$  e os subscritos A e B indicam as velocidades dos corpos A e B em contato;

$\eta_0$  é a viscosidade em temperatura e pressão atmosférica do lubrificante [Pa];

$E'$  é o módulo de Young reduzido [Pa] (equação (11));

$R'$  é o raio de curvatura equivalente [m];

$\alpha$  é o coeficiente de pressão- viscosidade [m<sup>2</sup>/N];

$W$  é a carga de contato [N];

$K$  é o parâmetro de elipse definido como  $K = a/b$  onde 'a' é o semieixo de contato transversal da elipse e 'b' é o semieixo na direção do movimento. Logo, para contato linear  $k = \infty$ .

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right] \quad (11)$$

Na equação (11),  $E_A$  e  $E_B$  representam os módulos de elasticidade dos corpos A e B em contato e  $\nu_A$  e  $\nu_B$  são os coeficientes de Poisson dos corpos A e B.

A equação (12) demonstra o cálculo do raio de curvatura reduzido.

$$R' = \frac{R_A + R_B}{R_A R_B} \quad (12)$$

Onde  $R_A$  e  $R_B$  são os raios de curvatura de A e B que podem ser calculados segundo a Tabela 2.

Na avaliação da espessura de filme lubrificante, geralmente os corpos são considerados planos, entretanto, na prática, as superfícies nunca são planas pois estas possuem asperezas com diversas características, tamanhos e distribuições. Assim surge a questão sobre o quanto a rugosidade da superfície afeta no mecanismo de geração do filme elasto-hidrodinâmico.

Se as asperezas da superfície são do mesmo tamanho da espessura do filme lubrificante, pode-se perguntar se há uma separação entre as superfícies. Para

responder a esta questão, um parâmetro, pode ser usado para avaliar a variação da espessura de filme como uma função da rugosidade composta de duas superfícies no local desejado. Este parâmetro é definido como:

$$\lambda = \frac{h_0}{(\sigma_A^2 + \sigma_B^2)^{0.5}} \quad (13)$$

onde:

$h_0$  é a espessura mínima de filme [m];

$\sigma_A$  é a rugosidade superficial RMS do corpo "A" [m];

$\sigma_B$  é a rugosidade superficial RMS do corpo "B" [m];

$\lambda$  é o parâmetro que caracteriza a relação entre a espessura mínima do filme e a rugosidade superficial composta.

Verificou-se então que os valores de  $\lambda$  medidos se correlacionam de forma estreita com os limites de EHD e com o aparecimento de danos nas superfícies de contato (STACHOWIAK e BATCHELOR, 2001).

## 2.5 RUGOSIDADE

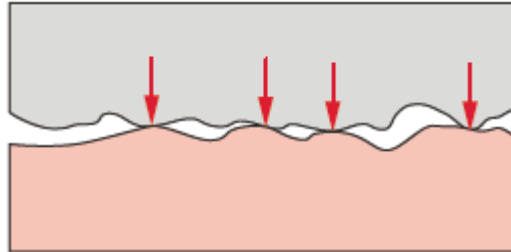
A maior parte dos elementos e sistemas submetidos a desgaste é fabricada por meio de usinagem, retificação, forja ou fundição. Nestes casos, a superfície apresenta um grau de rugosidade característico do processo de fabricação e acabamento (NORTON, 2013).

Uma vez que o termo rugosidade significa o conjunto de irregularidades constituído de saliências e reentrâncias em uma superfície, observa-se que este termo retrata uma característica que qualquer elemento irá apresentar em sua constituição topográfica. Conseqüentemente, considerando o desgaste, a *performance* das engrenagens é fortemente influenciada pela topografia das superfícies em contato, ou seja, pela espessura específica de filme (KRANTZ, 2015).

Para que superfícies mantenham contato é necessário que uma força seja aplicada de forma a pressionar uma contra a outra. Foi visto que a área geométrica de contato é facilmente calculada, mas a área real de contato é grandemente afetada

pelas asperezas da superfície, tornando o processo de cálculo mais difícil (NORTON, 2013). A Figura 10 demonstra a área real de contato entre duas superfícies.

**Figura 10 - Demonstração da área de contato real entre superfícies**



Fonte: (NORTON, 2013)

Como se pode notar através da Figura 10, o contato não se resume simplesmente a área macroscópica, visto que toda essa área não representa o contato verdadeiro, mas sim apenas os picos das asperezas. Como apenas estes picos estão em contato, a área real é muito pequena o que gera tensões elevadas que podem ultrapassar facilmente o limite de escoamento do material. Conforme a força que une as peças é aumentada, essas asperezas escoam se alargando, até o ponto que a área aumenta o suficiente para reduzir as tensões a um nível que o material possa suportar. A área real de contato pode ser grosseiramente estimada por meio da equação (14) levando em conta a resistência à penetração por compressão que, em geral é por volta de 3 vezes o limite de escoamento em compressão do material (NORTON, 2013).

$$A_r \cong \frac{F}{S_p} \cong \frac{F}{3S_{yc}} \quad (14)$$

onde:

$A_r$  é a área real de contato;

$F$  é a força de junção que está sendo aplicada;

$S_p$  é a resistência à penetração por compressão;

$S_{yc}$  é o limite de escoamento em compressão.

Segundo Krantz (2015), para que a vida em fadiga de engrenagens possa ser aumentada, a espessura do filme deve aumentar ou a rugosidade composta (apresentada no item 2.3) deve diminuir ou ainda, se possível, as duas alterações devem ser feitas ao mesmo tempo. Tal resultado foi constatado por meio de um estudo feito por HOYASHITA *et al.* (*apud* Krantz, 2015), que comparou os resultados de vida em fadiga de rolos que passaram pelo processo de *shot peening* e posteriormente por polimento com elementos que passaram apenas pelo *shot peening*. O processo de polimento gera uma superfície de menor rugosidade e como resultado final foi encontrado que a durabilidade da superfície dos rolos que foram polidos foi significativamente melhorada se comparada com os rolos que não foram polidos. Eles encontraram que a tensão máxima suportada para que fosse possível  $10^7$  ciclos sem que houvesse *pitting* no elemento foi de 2,45 GPa para os componentes que foram polidos e 2,15 GPa para os que não foram polidos. O que representou um aumento de aproximadamente 12% na carga suportada somente por conta de uma melhor rugosidade.

Logo, o problema de relacionar o atrito à topografia da superfície, na maioria dos casos se reduz a determinação da área real de contato e estudo do mecanismo de microcontato. A relação da força de atrito com o carregamento normal e a área de contato é um problema clássico em tribologia (STOLARSKI, 1990).

## 2.6 COEFICIENTE DE ATRITO PARA ENGRENAGENS

Conforme visto nos capítulos anteriores, a geometria da engrenagem visa obter o menor deslizamento possível, porém ainda está presente no engrenamento uma parcela de deslizamento. Esse contato entre superfícies gera então o atrito. Existem diversos modelos propostos para se definir o coeficiente de atrito, porém neste trabalho, como se deseja analisar tal fator localmente, a modelagem utilizada é mostrada na equação (15) e consiste no trabalho feito por Hoehn *et al* (2003).

$$\mu_{MIC} = 0.171 \left( \frac{W_L}{R_{eq} V_R} \right)^{0.2} \eta_0^{-0.05} \left( \frac{R_{aEq}}{d_1} \right)^{0.25} \quad (15)$$

Onde  $W_L$  é a carga específica em N/mm calculada pela equação

$$W_L = \frac{F_n}{b \cos \alpha_{wt}} \quad (16)$$

$\eta_m$  é a viscosidade dinâmica do lubrificante e  $V_R$  é a velocidade de rolamento definida na Equação (9).

$R_{aEq}$  é a rugosidade média equivalente que é a média da de  $R_{a1}$  e  $R_{a2}$ .

$R_{eq}$  é o raio de curvatura equivalente calculado na equação (12) e neste trabalho denominado  $R'$ .

## 2.7 TENSÕES DE CONTATO CONSIDERANDO A RUGOSIDADE

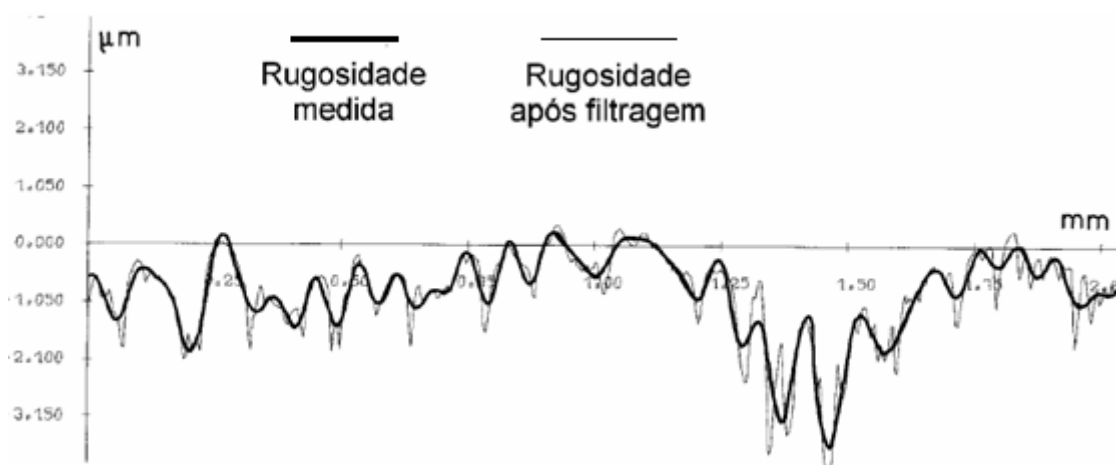
Para o cálculo das tensões de Hertz mencionado no item 2.2 admitiu-se que as engrenagens são sólidos com superfícies contínuas em um contato não conforme, que seus raios de curvatura são conhecidos e que as superfícies são perfeitamente lisas. Estas abstrações da teoria permitem que as dimensões da área de contato e a distribuição de pressão sobre os sólidos em contato sejam calculadas.

Contudo, superfícies reais em contato não são perfeitamente lisas, fazendo necessárias a medição e caracterização da rugosidade e ondulação superficial para que os resultados dos cálculos coincidam de uma melhor forma com a realidade. Deste modo, para que a influência da rugosidade seja considerada, é necessário que uma reformulação teórica do problema de contato seja feita. Essa nova formulação faz com que uma solução analítica não seja mais possível, sendo necessário recorrer a soluções numéricas.

Para que a rugosidade seja levada em conta nos cálculos, são considerados valores do comprimento de onda e da amplitude da ondulação, além de outros fatores correspondentes a rugosidade que são utilizados para se definir parâmetros adimensionais característicos da ondulação da superfície, da geometria do contato e da carga aplicada.

Assim, para que seja exemplificada a influência da rugosidade sobre o comportamento de contato de Hertz, um contato entre um cilindro liso e uma superfície plana rugosa é apresentado. A rugosidade da superfície foi medida e teve os perfis filtrados numericamente em condições de fabricação e condições pós ensaio. A Figura 11 apresenta o perfil de rugosidade medido e filtrado após o ensaio.

Figura 11 - Perfil de rugosidade medido após o ensaio

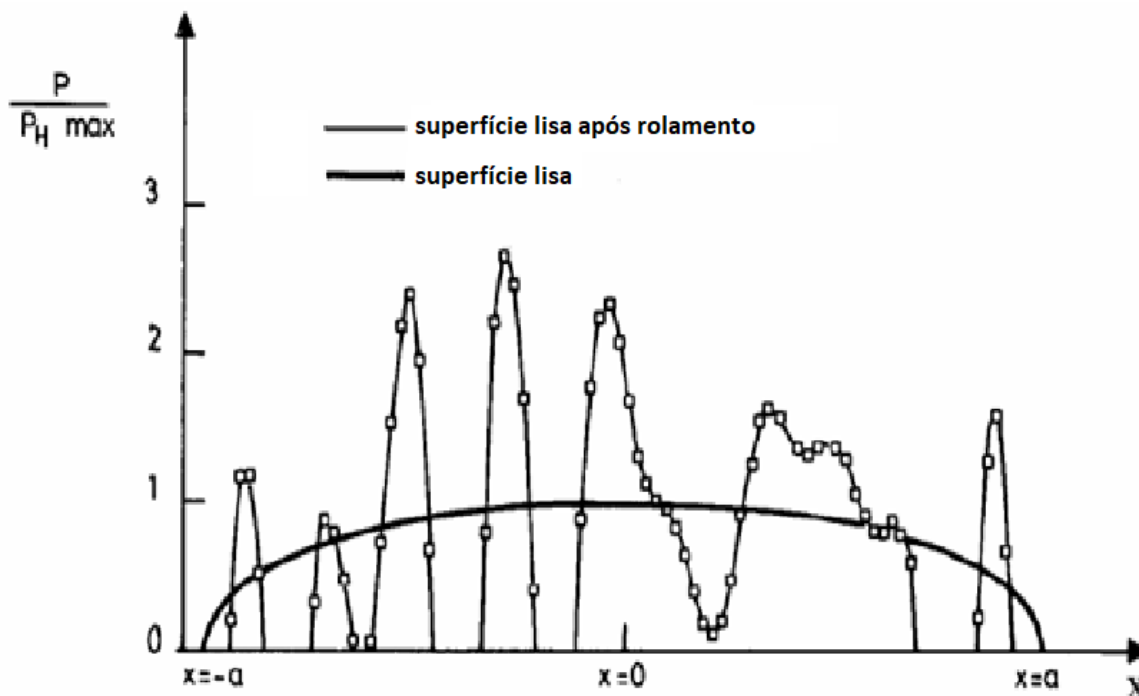


Fonte: (SEABRA, 2003)

Este perfil foi filtrado para que as ondulações fossem levadas em conta.

Considerando o perfil de rugosidade em contato com um cilindro liso, a Figura 12 mostra a distribuição de pressões gerada comparando as áreas de contato reais com as tensões de Hertz.

Figura 12 - Distribuição de pressões da superfície real em comparação com a superfície lisa



Fonte: (SEABRA, 2003)

Analisando a Figura 12, nota-se que a distribuição de pressão real apresenta vários valores máximos que ultrapassam a pressão máxima de Hertz. Isso ocorre, pois, a superfície de contato real é reduzida aos picos de ondulação, não sendo toda a área proposta por Hertz (SEABRA, 2003).

## 2.8 MECANISMOS DE DESGASTE

As peças ou sistemas podem falhar segundo três maneiras: obsolescência, quebra ou desgaste acentuado. A obsolescência é um tipo de falha arbitrário, pois o que pode ser obsoleto em um sistema, se rearranjado, pode se tornar útil em outro. A falha por quebra, na maioria dos casos ocorre de forma repentina e irreversível. Já a falha por desgaste é um processo gradual e em alguns casos é reparável. Caso um sistema não falhe nem por obsolescência nem por quebra, inevitavelmente falhará por desgaste, dado o devido tempo. Assim, nota-se que não se pode fazer um projeto que evite todos os tipos de falha, somente pode-se adiá-los (NORTON, 2013).

Desgaste é um termo amplo que abrange diversos tipos de falhas que alteram a superfície de uma peça. Para este trabalho, espera-se encontrar três tipos básicos de falha por desgaste de dentes de engrenagens: *pitting*, *scuffing* e abrasão. Estes mecanismos são os mais comuns quando se trata de fadiga em elementos de contato de rolamento, deslizamento ou combinação de ambos.

O estudo destes mecanismos se faz importante, pois durante muitos anos, pesquisas vêm sendo feitas para desenvolver técnicas para o aumento de carga acompanhada de diminuição do tamanho das engrenagens (PYTKO e SRODA (1975).

### 2.8.1 *Pitting*

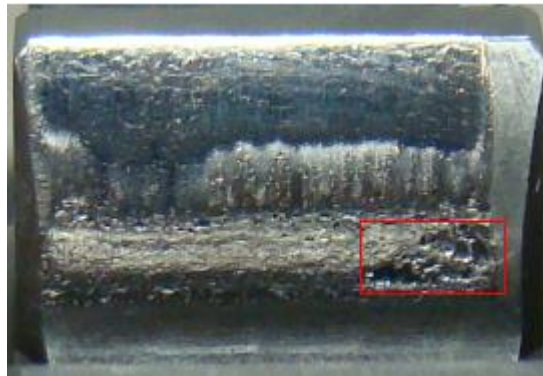
De acordo com JOHNSON (1989) a fadiga de contato rolante ou o *pitting* é o modo de falha principal quando se trata de superfícies em rolamento e é responsável pela vida do componente mediante um carregamento prescrito. Os detalhes do processo variam de acordo com as condições de operação e com o material, porém em todos os casos este fenômeno é caracterizado por iniciação e propagação de trincas subsuperficiais, até que esta trinca chega à superfície fazendo com que haja um destacamento formando uma pequena “cavidade” denominada *pit* – do inglês, na peça dando origem ao nome do mecanismo de desgaste: *pitting*. O surgimento destas

trincas se dá a partir de inclusões não metálicas, defeitos microestruturais ou também pode ser originado na superfície por conta da aspereza e também está associado com uma deformação plástica cíclica localizada.

Porém, dentes de engrenagem, sobre a ação de contato de deslizamento se comportam de maneira um pouco diferente. As falhas nestes elementos se iniciam através de deformação plástica de asperezas ou outras irregularidades superficiais as quais a altura exceda a espessura do filme lubrificante. Elas se propagam no sólido por meio de um ângulo agudo (entre  $15^\circ$  e  $30^\circ$ ) até que chegam à superfície. Além disso, as trincas tendem a possuir forma de V, apontando para a direção do movimento da superfície (JOHNSON, 1989). Mesmo para um contato de rolamento puro o fenômeno de *pitting* pode surgir, uma vez que o óleo é um fluido incompressível e pode transferir os esforços do contato de uma superfície para a outra.

A Figura 13 mostra um exemplo de dente de engrenagem que apresentou o mecanismo de *pitting* após o ensaio de desgaste em equipamento.

**Figura 13 - Dente de engrenagem apresentando falha por pitting**



Fonte: (o autor)

Como se pode ver na figura acima, a área demarcada com o retângulo vermelho apresenta cavidades na superfície do dente. Estas cavidades caracterizam o mecanismo de *pitting*.

### **2.8.2 Scuffing**

O mecanismo de *scuffing* é causado por uma falha no filme lubrificante entre superfícies que estão em um contato de escorregamento acompanhado de rolamento. Este mecanismo é um modo de falha característico de cames e de engrenagens, se



manifestando por aumentos repentinos de atrito que causam danos imediatos às superfícies. Para que o *scuffing* ocorra é necessário um regime misto de lubrificação onde o carregamento é suportado em parte pelas asperezas da superfície. Como a formação do fenômeno ocorre em parte por conta de aumento de atrito, a temperatura se torna um fator chave. As condições críticas do *scuffing* podem ser realocadas para velocidades e carregamentos mais altos através do uso de aditivos de extrema pressão (e.p.) ao lubrificante usado (JOHNSON, 1989).

Quando superfícies estão em contato e são pressionadas por conta de uma carga exercida, algumas das asperezas tenderão a aderir umas às outras devido às forças de atração dos átomos superficiais dos materiais causando uma espécie de soldagem. Conforme um escorregamento é aplicado entre as superfícies, essas soldas se quebram. Essa quebra pode se dar tanto no plano original em que houve a solda, quanto o pico de aspereza de uma peça pode se romper e ser transferido para a outra peça, causando danos. Além disso, partículas dos materiais podem se soltar e permanecer livres em meio ao contato, causando riscos na peça, mais conhecidos como *scuffing* (NORTON, 2013).

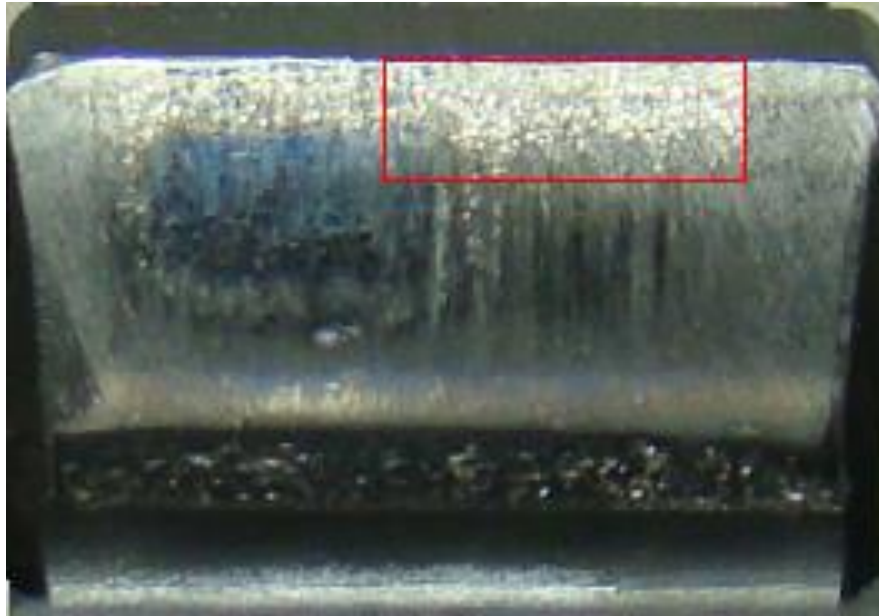
Em engrenagens, o risco de *scuffing* também surge de erros potenciais no *design* e montagem, sobre carregamentos inesperados, assim como diferenças de velocidade de rotação muito grande entre engrenagens, pois tanto velocidades muito altas quanto muito baixas podem causar *scuffing* (TOMASZEWSKI e DREWNIK, 2007 *apud* MICHALCZEWSKI, KALBARCZYK, *et al.*, 2013).

Para que ocorra a iniciação do fenômeno de *scuffing*, um “carregamento de iniciação” deve estar presente, e este estágio é característico do óleo lubrificante usado. Nesta etapa, o filme de lubrificante se rompe e o número de asperezas em contato aumenta drasticamente fazendo com que o desgaste mude de micro para macro- escala e assim o *scuffing* aparece.

Vale lembrar que, em publicações, os termos “atrito misto” e “regime de lubrificação misto” são usados de forma equivalente e correspondem ao mesmo fenômeno. Quando o fenômeno em questão aparece, percebe-se que a rugosidade da superfície se torna muito maior que aquela gerada pelo processo de fabricação, sendo assim o *scuffing* um dos mecanismos de desgaste mais perigosos para o equipamento (MICHALCZEWSKI, KALBARCZYK, *et al.*, 2013).

Um exemplo de engrenagem que apresentou o mecanismo de *scuffing* pode ser visto na Figura 14.

**Figura 14 - Dente de engrenagem apresentando scuffing**



Fonte: (o autor)

### **2.8.3 Abrasão / deformação plástica**

Quando se trata de abrasão, podem ser considerados dois tipos: a “abrasão a dois corpos” ou a “abrasão a três corpos”. Onde o primeiro caso se trata de um material mais duro e rugoso deslizando sobre um material mais mole e o segundo consiste em partículas duras sendo introduzidas entre superfícies deslizantes (NORTON, 2013). Este mecanismo é caracterizado por remoção constante de material em forma de partículas relativamente pequenas. Geralmente, não se trata de um modo de falha crítico para superfícies de rolamento pois as taxas de remoção de material são desprezíveis quando há rolamento puro. Nos dentes de engrenagens o que ocorre é a combinação do deslizamento com o rolamento. No rolamento uma proteção da superfície é gerada por meio de um filme elastohidrodinâmico formado pelo lubrificante, fazendo com que apenas com carregamentos muito altos e velocidades muito baixas a abrasão seja considerada um problema sério (JOHNSON, 1989).

A abrasão é um mecanismo onde há a remoção de partículas de forma constante. Na Figura 15 pode-se notar a presença deste fenômeno em toda a face do dente, exceto nas áreas onde há os mecanismos de *pitting* e *scuffing*, mostrados anteriormente.

**Figura 15 - Dente de engrenagem apresentando Scuffing, Pitting e Abrasão**



Fonte: (o autor)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Esta seção apresenta os procedimentos que foram usados neste trabalho por meio da apresentação dos materiais utilizados, seguido dos tipos de ensaios feitos e em seguida o método de análise de resultados que visam constatar a relevância do parâmetro avaliado.

#### 3.1 CARACTERÍSTICAS DAS ENGRENAGENS

As engrenagens utilizadas são de aço AISI 4320, fabricadas por meio do processo de fresamento, tendo um acabamento superficial garantido pelo método de *shaving*. Elas também foram cementadas, temperadas e revenidas apresentando uma dureza de 60 – 62 HRC conforme informado pelo fornecedor.

Essas condições são utilizadas por simularem aquelas utilizadas em transmissões de automóveis, porém as dimensões são fatores de diferenciação, uma vez que estas engrenagens tem suas dimensões limitadas pelo espaço disponível na máquina FZG.

A Figura 16 apresenta um exemplo dos pares de engrenagem utilizados para as avaliações deste trabalho.

**Figura 16 - Imagem de um par de engrenagem utilizado**



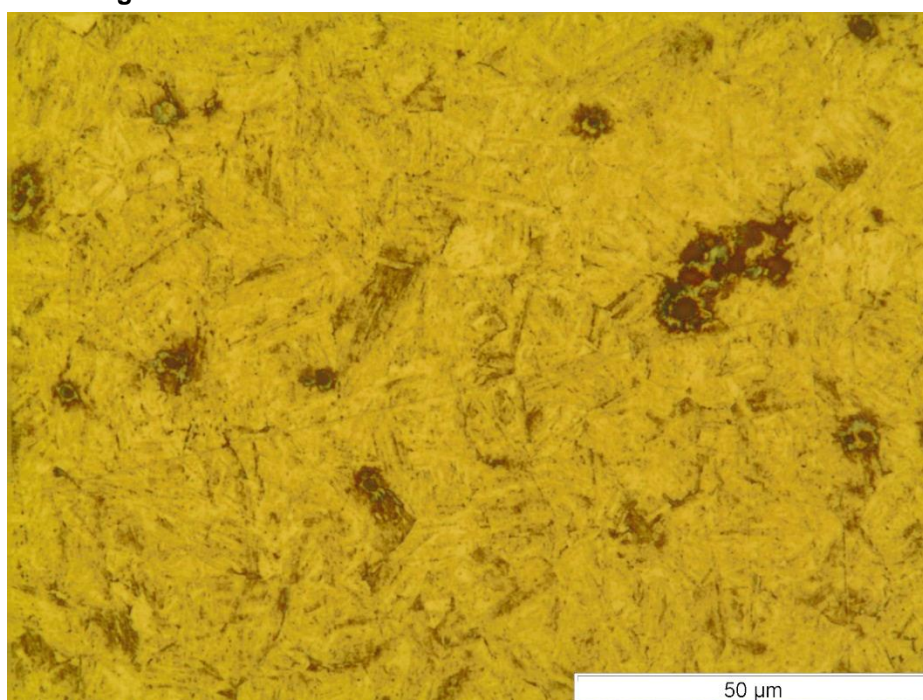
Fonte: (o autor)

As características do conjunto em engrenamento estão listadas na Tabela 3.

**Tabela 3 - Características das engrenagens**

	<b>Pinhão</b>	<b>Coroa</b>
Modificação (x)	0,378	-0,539
Número de dentes (z)	13	28
Módulo (m)	4,5	
Largura do dente (L)	16 mm	
Largura do dente em contato (l)	14,5 mm	
Diâmetro primitivo ( $D_p$ )	58,5 mm	126 mm
Ângulo de pressão padrão ( $\alpha$ )	20°	
Ângulo de pressão modificado( $\alpha$ )	18,7°	

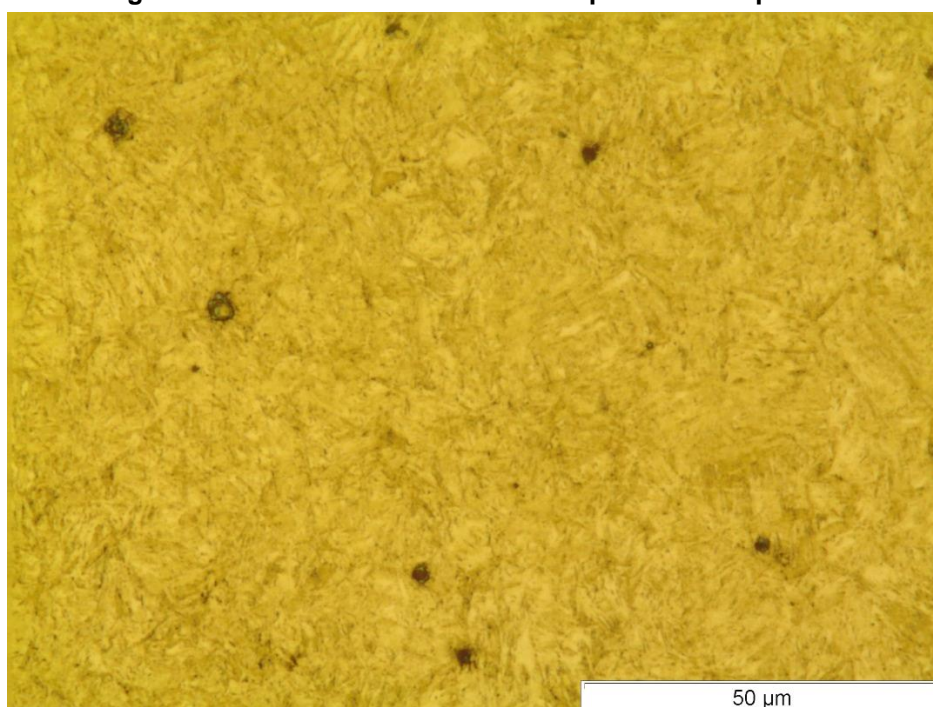
A microestrutura apresentada pelo material, na região central do dente segundo uma seção transversal, pode ser vista na Figura 17 e a microestrutura na região próximo a superfície é vista na Figura 18.

**Figura 17 - Microestrutura do material no centro da amostra**

Fonte: (o autor)



**Figura 18 - Microestrutura do material próximo a superfície**

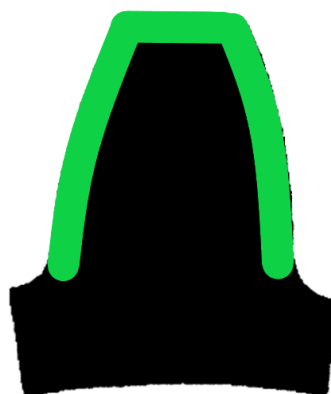


Fonte: (o autor)

Ao se comparar a Figura 17 com a Figura 18, é possível notar que na região próxima a superfície do dente é encontrada uma microestrutura mais refinada. Essa característica é consequência do tratamento térmico sofrido pela engrenagem.

A nomenclatura de “região no centro da amostra” e “região próxima a superfície” é mostrada na Figura 19, onde a cor verde representa a região próxima a superfície e todo o restante pode ser considerado como região central.

**Figura 19 - Região no centro da amostra e próximo a superfície**



Fonte: (o autor)

### 3.2 ENSAIOS DE DESGASTE FZG

O ensaio de desgaste utilizado neste trabalho é um tipo de ensaio desenvolvido pelo Centro de pesquisa para construção de Engrenagens e Mecanismos de acionamento do instituto para elementos de máquinas da Universidade Tecnológica de Munique (Technische Universität München - Lehrstuhl für Maschinenelemente - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau), que ficou mundialmente conhecido como FZG. Ele é constituído de um sistema que faz com que um torque aplicado fique “aprisionado” entre os elementos, gerando assim tensões altas e possibilitando a simulação para a obtenção de mecanismos de desgastes característicos de engrenagens.

A Figura 20 apresenta as instalações do tribômetro FZG do LASC -UTFPR.

**Figura 20 - Laboratório onde se encontra o tribômetro e os demais equipamentos necessários à realização e controle dos parâmetros de ensaio**



Fonte: (o autor)

O equipamento de ensaio foi instalado em uma sala com proteção acústica para minimizar o impacto dos ruídos causados pelo ensaio nos demais ambientes do laboratório. Os equipamentos utilizados consistem nos seguintes itens:

1. Bancada de testes (FZG);
2. Sistema de arrefecimento;
3. Sistema elétrico;
4. Painel de comando;
5. Sistema de recirculação e filtragem do óleo lubrificante;
6. Sistema de aquisição de dados.

Para o trabalho em questão, o ensaio visa desgastar a engrenagem de forma acentuada para que os estados de tensão possam ser mensurados. A rotação do pinhão é de 1450 rpm considerando 3 estágios de carga com duração de 1 hora para os dois primeiros e 3 horas para o último. A temperatura de operação padrão do óleo lubrificante é de 90°C e as engrenagens ficam submersas neste óleo. O sistema de arrefecimento visa manter a temperatura constante e o sistema de filtragem de óleo retira partículas provindas do desgaste. Após o ensaio foram feitas inspeções nos dentes da engrenagem por meio de quantificação dos mecanismos de desgaste através de um programa específico criado no LASC UTFPR e também foi feita medição de rugosidade para a engrenagem em questão em seu estado de fabricação e também após a finalização dos estágios de ensaio com o intuito de comparar estes dois momentos.

Os estágios de carga e os torques gerados estão representados na Tabela 4.

**Tabela 4 - Relação entre torques necessários para os estágios de carga e torque obtidos por meio das massas disponíveis**

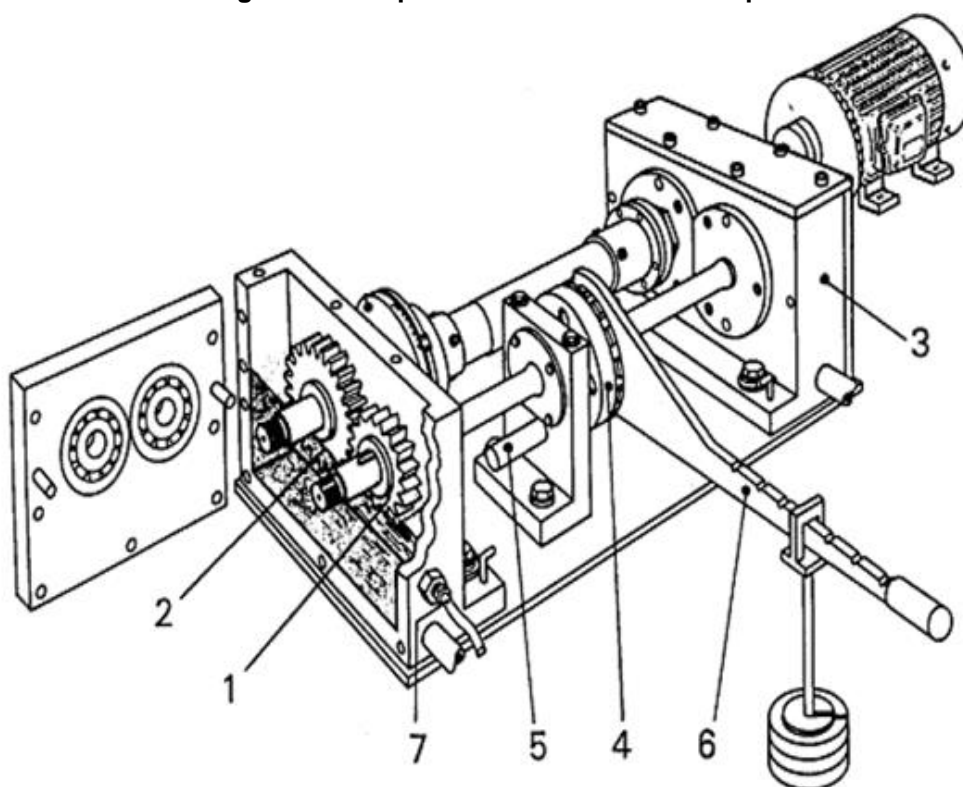
<b>Estágio de carga</b>	<b>Torque requerido</b>	<b>Massa requerida</b>	<b>Massa obtida</b>	<b>Torque obtido</b>
<b>Tipo</b>	<b>[N.m]</b>	<b>[kg]</b>	<b>[kg]</b>	<b>[N.m]</b>
<b>K9</b>	302,0	22,86	22,89	302,42
<b>K10</b>	372,6	30,04	30,00	372,21



A partir da Tabela 4 nota-se que os torques descritos pela norma foram aplicados, mas não com completa exatidão visto que este é obtido com o auxílio de massas e uma alavanca e as massas disponíveis não permitem que a força aplicada na alavanca seja exatamente a solicitada para que o torque atingido seja exato. Porém uma boa proximidade do torque exigido é alcançada e como a magnitude do torque aplicado entre os estágios de carga varia grandemente, esta pequena variação entre o torque requerido e o obtido não se faz relevante.

Para um melhor entendimento do mecanismo segundo o qual a máquina FZG opera a Figura 21 mostra um desenho esquemático dos elementos da máquina em questão.

**Figura 21 - Esquema de elementos da máquina FZG**



**Fonte: (HOEHN, OSTER, et al., 2008)**

Onde:

1. Pinhão de teste;
2. Coroa de teste;
3. Caixa de engrenagens escravas;
4. Embreagem de carga;
5. Pino de trava (ver observação);

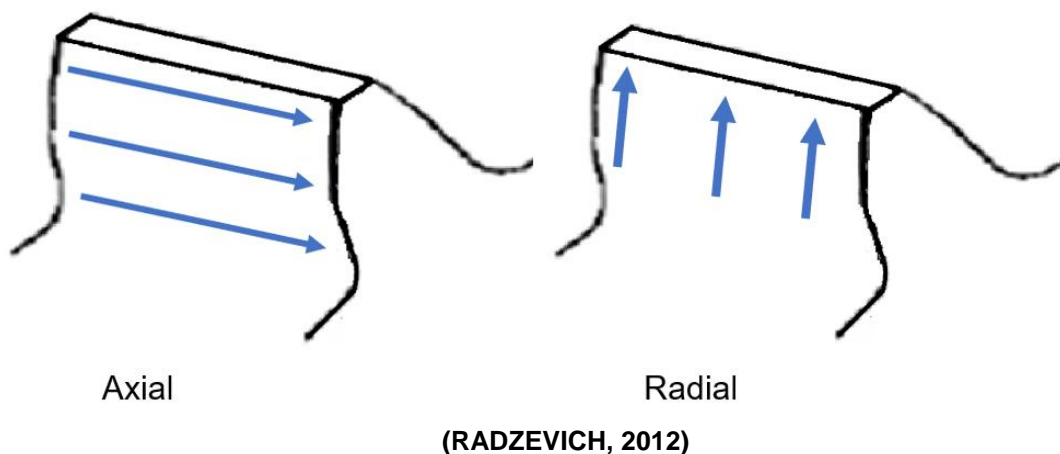
6. Alavanca de carregamento e massas para aplicação de torque;
7. Sensor de temperatura.

Observação: Na configuração da máquina FZG desenvolvida no LASC – UTFPR, o pino de trava foi substituído pelo uso de uma chave específica para a máquina e esta é usada somente no momento da aplicação do torque, cumprindo a função do pino.

### 3.3 MEDIÇÃO DE RUGOSIDADE

Visto que a rugosidade é um parâmetro importante de ser avaliado no que diz respeito ao desempenho de superfícies de contato. Este texto visa comparar o desempenho de superfícies fabricadas por um mesmo processo e tendo o desgaste acompanhado por meio da medição de rugosidade e da quantificação da área percentual de cada mecanismo de desgaste presente, uma vez que o desgaste da engrenagem pode ser controlado por meio de uma lubrificação e acabamento superficial adequado (JOHNSON, 1989). Para tanto, foram utilizadas engrenagens, todas fabricadas pelo mesmo processo e o perfil de rugosidades foi medido em 6 posições diferentes como pode ser visto na Figura 22.

**Figura 22 - Posições para medição do perfil de rugosidades**



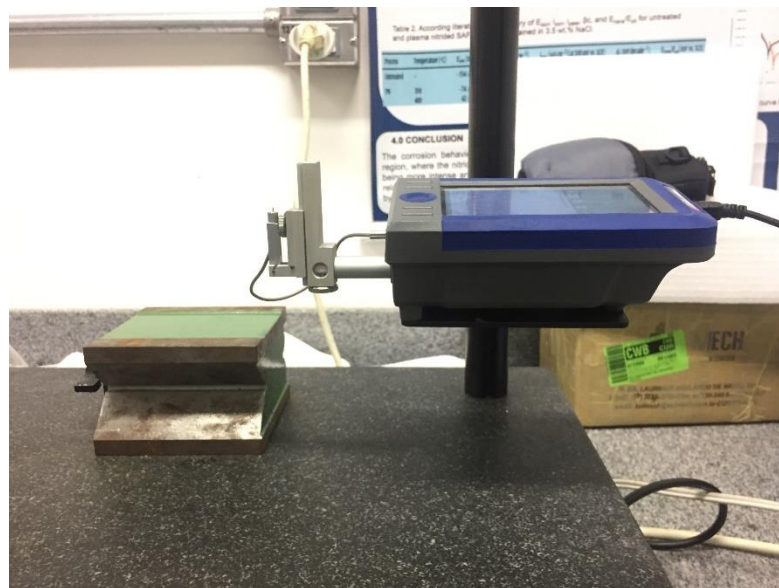
As seis posições nas quais foi medida a rugosidade são divididas em duas direções, sendo estas as direções axial e radial, onde o arranjo axial é composto por uma posição localizada próximo ao dedendo, outra na altura do diâmetro primitivo e por último na região do adendo. Já a direção radial tem uma medição feita em cada

extremidade da área de contato e uma central. As regiões de medida na direção axial foram escolhidas sendo estas, pois são zonas características onde ocorrem determinados mecanismos de desgaste, sendo o dedendo, diâmetro primitivo e adendo caracterizados por *pitting*, *polimento* e *scuffing*, respectivamente além de caracterizarem pontos em que há diferenças no sentido de deslizamento e também no diâmetro primitivo é encontrado apenas o rolamento.

Para a execução das medições de rugosidade foi utilizado o rugosímetro da marca *Taylor Hobson*, modelo *Surtronic s128*, com campo máximo de medição de  $400\mu\text{m}$ , comprimento de medição  $0,8\text{mm}$ , número de comprimentos por medição igual a 4, totalizando  $3,2\text{mm}$  em cada passe e o filtro utilizado foi o gaussiano.

Na Figura 23 é possível ver a bancada na qual o equipamento fica posicionado e também o apoio utilizado para o posicionamento da engrenagem no momento da medição. Este rugosímetro possui conexão com o computador e permite que os dados do perfil sejam exportados em formato de texto após a medição.

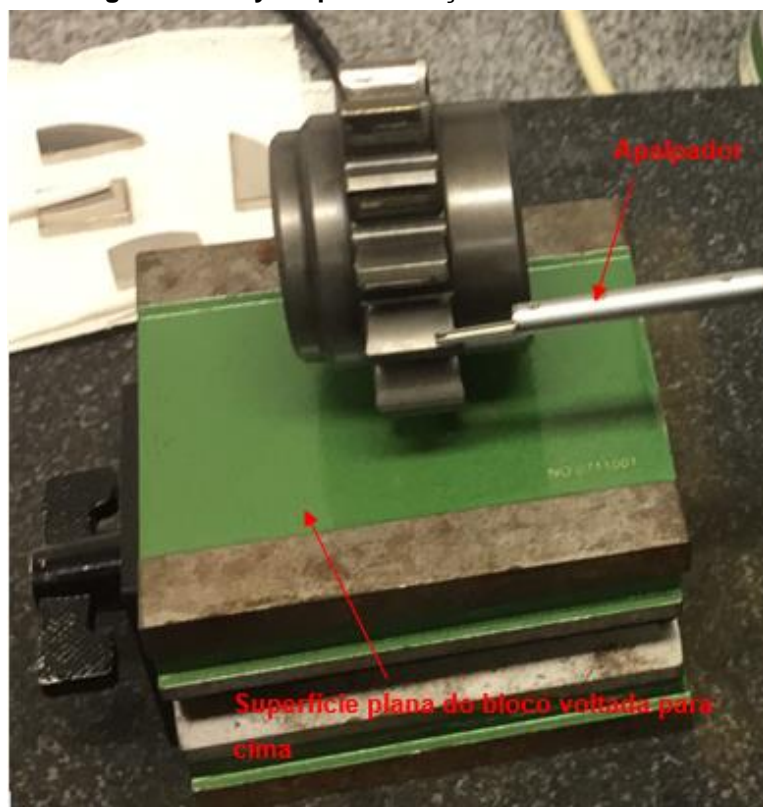
**Figura 23 - Bancada de medição de rugosidade**



**Fonte: (o autor)**

Para o posicionamento da engrenagem utilizou-se um bloco magnético padrão em duas posições apenas para servir como base de elevação para o corpo de prova. Nas medições realizadas no sentido axial, o bloco foi posicionado com a superfície plana como apoio conforme pode ser visto na Figura 24.

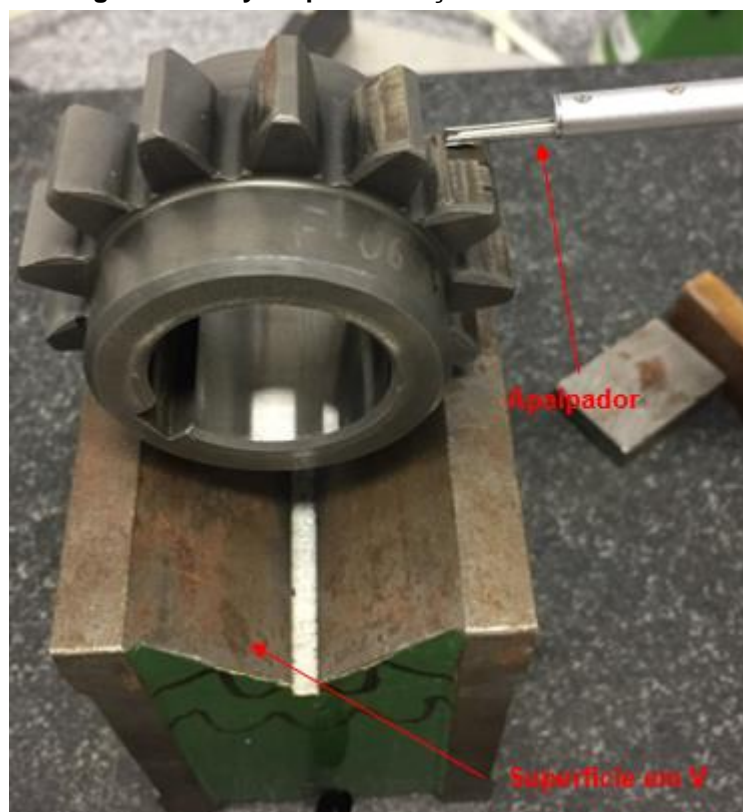
Figura 24 - Layout para medição no sentido axial



Fonte: (o autor)

Da mesma forma que na direção axial, para a direção radial o bloco magnético teve a função de elevar a engrenagem, porém desta vez com o diferencial de que a superfície utilizada como apoio foi a em forma de “V” , pois esta proporcionou um melhor posicionamento da engrenagem em relação ao instrumento de medição, uma vez que o apalpador deve ser posicionado de forma que este esteja o mais paralelo possível com a superfície para que o seu campo de medição vertical máximo ( $400\mu\text{m}$ ) não seja ultrapassado por conta da curvatura do dente. A Figura 25 mostra a disposição do bloco e os demais elementos.

Figura 25 - Layout para medição no sentido radial



Fonte: (o autor)

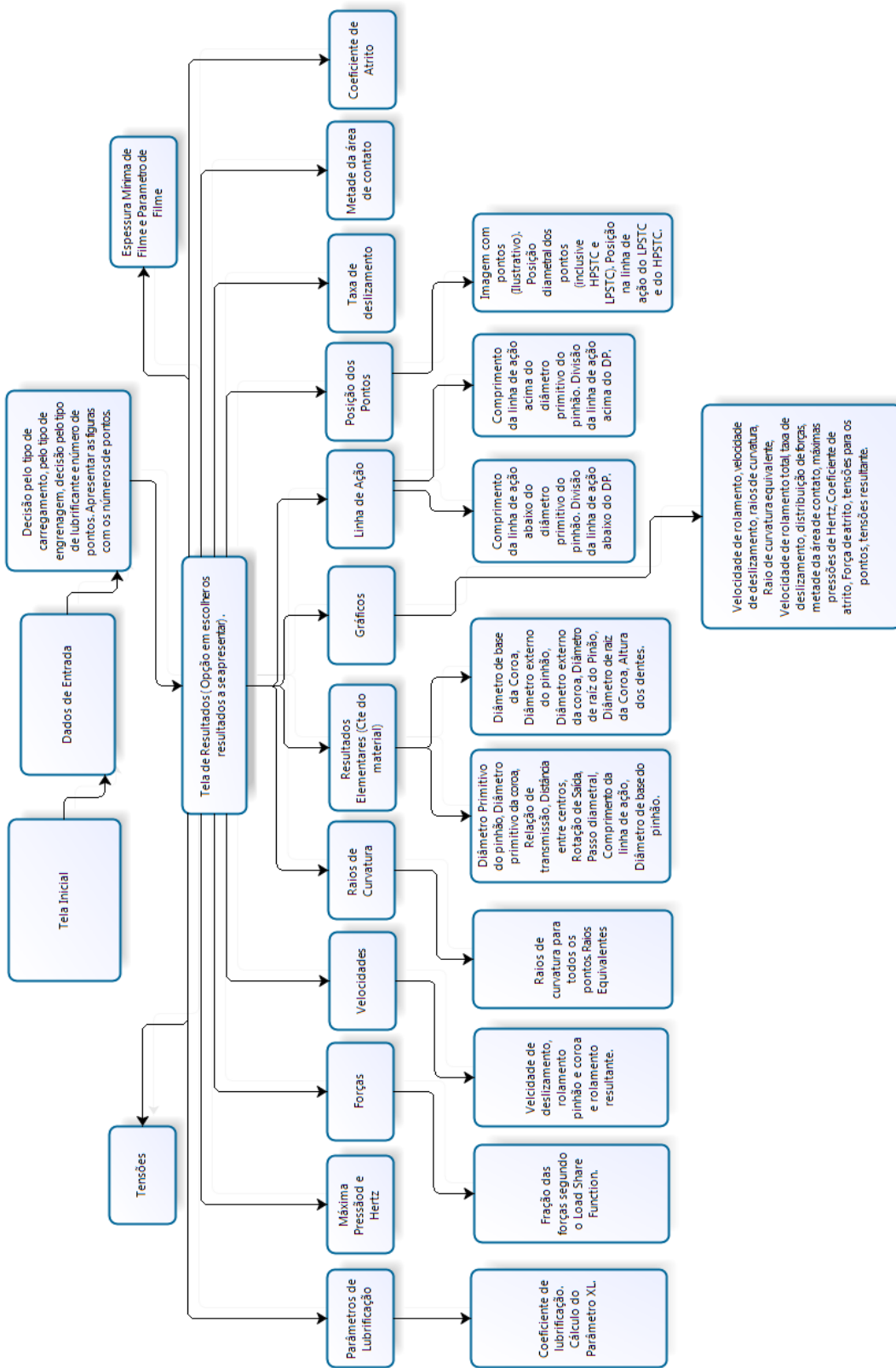
O posicionamento foi garantido por meio do contato dos dentes inferiores com o vértice do bloco magnético.

### 3.4 ANÁLISE MACROSCÓPICA

Para que a análise macroscópica fosse feita de forma mais rápida e com menor chance de erros de cálculos, foi utilizado um software desenvolvido por Muraro e Junior (2010), na linguagem Visual Basic. Este software foi chamado EngCalc e visa apresentar e resolver os cálculos relacionados ao contato entre engrenagens através de uma interface simples e intuitiva e com grande confiabilidade, uma vez que estes resultados foram validados através de ensaios de laboratório e dados de literatura.

A Figura 26 mostra o mapeamento das funções do programa citado em forma de fluxograma, onde cada tópico representa uma tela da interface com o usuário.

Figura 26 - Mapeamento das funções do EngCalc



Fonte: (MURARO e JUNIOR, 2010)

Para a consideração da geometria macroscópica das engrenagens utilizadas neste trabalho, os cálculos foram feitos a partir do princípio das tensões de Hertz e levam em conta os dados descritos na Tabela 5.

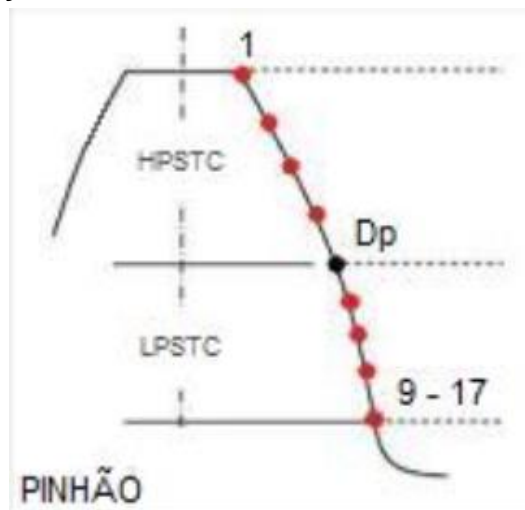
**Tabela 5 - Propriedades da matéria prima das engrenagens**

AISI 4320			
Propriedade	Unidade	Normalizado	Recozido
Limite de escoamento	MPa	460	430
Resistência à tração	MPa	795	580
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)

A Tabela 5 apresenta as propriedades do aço em estado normalizado e recozido. Foram então calculados o raio de curvatura equivalente ( $R'$ ), o módulo de Young reduzido ( $E$ ) e em seguida a pressão máxima no contato ( $P_{m\acute{a}x}$ ), de acordo com as equações (12),(11) e (2), respectivamente. Os resultados considerando os 2 níveis de carregamento ( $K_9$  e  $K_{10}$ ) são mostrados na Tabela 6 para as posições 7, DP (diâmetro primitivo) e 11. Estas posições representam regiões específicas dos dentes da engrenagem de acordo com a Figura 27.

**Figura 27 - Posição sobre a face dos dentes onde foram feitos os cálculos**



Fonte: (o autor)

De acordo com a Figura 27, a numeração começa a partir do topo do dente e segue em direção a sua raiz. Sendo assim, o ponto 7 está situado na região do quarto ponto visto na figura, o ponto DP é o quinto e o ponto 11 está aproximadamente no sétimo ponto representado na figura.

**Tabela 6 - Parâmetros macroscópicos calculados**

<b>Estágio de carga</b>	<b>K9</b>	<b>K10</b>
Torque obtido [N.m]	302,4	372,6
$P_{\text{máx } 7}$ [MPa]	1902,2	2112,9
$P_{\text{máx DP}}$ [MPa]	2060,6	2288,8
$P_{\text{máx } 11}$ [MPa]	1541,5	1712,1
Rotação do eixo do pinhão [rpm]	2200	
$R' 7$ [mm]	14,3	
$R' DP$ [mm]	12,7	
$R' 11$ [mm]	11,5	
$E'$ [GPa]	208,8	

Nota -se que o raio de curvatura equivalente não varia com a carga, visto que é um parâmetro puramente geométrico e o módulo de Young também é constante com o carregamento por ser uma propriedade do material.

Conforme dito anteriormente, os dados foram calculados considerando as equações citadas, porém foram feitos de forma automática através do software EngCalc. Para o funcionamento correto do programa, necessita-se de alguns parâmetros de entrada que estão descritos na Tabela 7.



Tabela 7 - Parâmetros de entrada do EngCalc

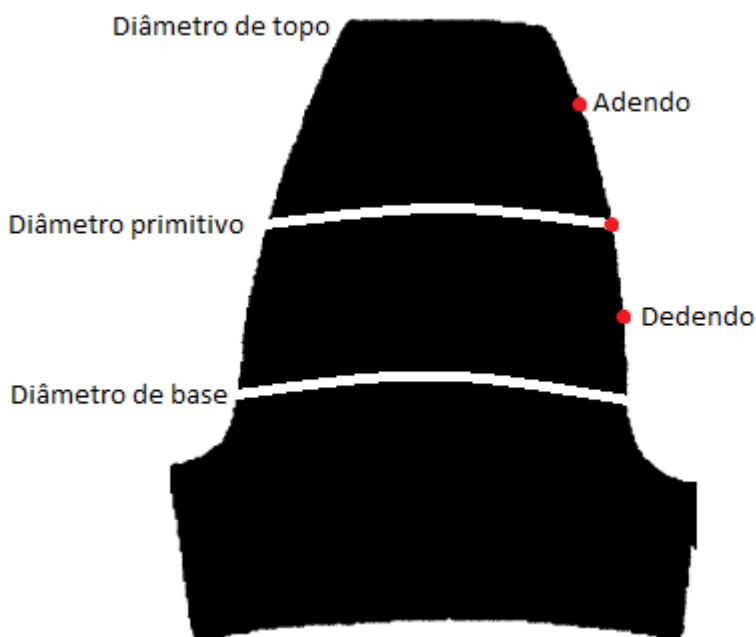
Parâmetro	Valor / opção
Z <sub>1</sub>	13 dentes
Z <sub>2</sub>	28 dentes
m	4,5 mm
x <sub>1</sub>	0,377
x <sub>2</sub>	-0,539
a	91,5 mm
$\phi$	18,7°
Largura	14,5 mm
u	2,15
CR	1,38
Viscosidade	17,5 cSt
Densidade	823 kg/m <sup>3</sup>
$\alpha$	0,00011 in <sup>2</sup> /lbf
Tipo de Engrenagem	Modificada
Processo de fabricação	Cortadores de circulares
X <sub>c</sub> (fator de recobrimento)	Sem recobrimento
Rugosidade do Pinhão	Aproximadamente 0,73 $\mu$ m (valor médio medido)
Rugosidade da Coroa	Aproximadamente 0,68 $\mu$ m (valor médio medido)
Tipo de óleo lubrificante	Sintético EP
Material do pinhão	Aço Liga
Material da coroa	Aço Liga
Coefficiente de Poisson do pinhão	0,3
Coefficiente de Poisson da coroa	0,3
Tipo de carregamento	F/2 F F/2
Número de pontos	19
Coefficiente de atrito Seco	0,74

Onde valor de  $\alpha$  foi fornecido juntamente com o óleo utilizado e o coeficiente de atrito Seco foi fornecido pelo software utilizado através da relação de contato entre duas peças de aço carbono.

### 3.5 CÁLCULO DE TENSÕES DE CONTATO

Uma vez que as rugosidades das superfícies afetam nas tensões encontradas, o cálculo das tensões foi feito nas posições mostradas na Figura 28, sendo estas as regiões HPSTC (adendo), diâmetro primitivo e LPSTC (dedendo).

Figura 28 - Localização dos pontos para o cálculo de tensões



Fonte: (o autor)

Essas posições foram escolhidas para que fossem medidas as rugosidades das superfícies, pois como mostrado anteriormente são regiões características de se apresentarem mecanismos de desgaste característicos. Logo, os pontos marcados em vermelho demonstram uma área na qual se espera que aconteça após o ensaio os mecanismos de *scuffing*, abrasão e *pitting*. Portanto isso faz com que a rugosidade local possa ser acompanhada e posteriormente relacionada diretamente ao mecanismo encontrado, de modo a identificar a rugosidade característica que o corpo apresenta na região de cada mecanismo de desgaste.

As tabelas Tabela 8 e Tabela 9 mostram alguns dos dados calculados pelo *software* EngCalc em conjunto com parâmetros medidos para os pontos 11, 09 e 07 do pinhão e da coroa, que correspondem ao dedendo, diâmetro primitivo e adendo, respectivamente. Estes dados são de suma importância para a aplicação no código

de análise de tensões utilizado neste trabalho. Vale ressaltar que mesmo que a rugosidade seja um parâmetro medido e conseqüentemente um resultado, é de suma importância que os seus valores sejam mostrados neste momento, pois estes são utilizados no cálculo das tensões, que são os resultados buscados.

**Tabela 8 - Dados para pontos de interesse no pinhão.**

<b>Pinhão</b>								
<b>Localização</b>	<b>Ponto</b>	<b>Posição radial</b>	<b>Raio de curvatura</b>	<b>Faixa de medição de rugosidade</b>	<b>Coef. Atrito Fab.</b>	<b>Coef. Atrito Ens.</b>	<b>Rugosidade Ra Fabricação</b>	<b>Rugosidade Ra ensaiado</b>
<b>Dedendo</b>	11	28,60 mm	7,88 mm	-	0,046	0,059	-	-
<b>Diâmetro primitivo</b>	09	29,02 mm	9,31 mm	0,4 – 0,88	0,050	0,064	0,636 $\mu$ m	0,381 $\mu$ m
<b>Adendo</b>	07	30,18 mm	12,46 mm	2,31 – 2,79	0,056	0,071	0,668 $\mu$ m	0,236 $\mu$ m

**Tabela 9 - Dados para pontos de interesse na coroa**

<b>Coroa</b>								
<b>Localização</b>	<b>Ponto</b>	<b>Posição radial</b>	<b>Raio de curvatura</b>	<b>Faixa de medição de rugosidade</b>	<b>Coef. Atrito Fab.</b>	<b>Coef. Atrito Ens.</b>	<b>Rugosidade Ra Fabricação</b>	<b>Rugosidade Ra ensaiado</b>
<b>Dedendo</b>	07	61,56 mm	16,88 mm	0,4 – 0,88	0,046	0,059	0,399 $\mu$ m	0,584 $\mu$ m
<b>Diâmetro primitivo</b>	09	62,50 mm	20,04 mm	1,36 – 1,84	0,050	0,064	0,540 $\mu$ m	0,323 $\mu$ m
<b>Adendo</b>	11	62,97 mm	21,47 mm	2,31 – 2,79	0,056	0,071	0,773 $\mu$ m	3,77 $\mu$ m

Destas tabelas tem-se que posição radial é a distância medida do centro da engrenagem até o ponto em questão (07,09 ou 11), enquanto que cada ponto possui seu raio de curvatura e uma faixa de medição de rugosidade. A faixa de rugosidade corresponde ao comprimento dentro do intervalo de medição do rugosímetro que foi definida como representante da zona escolhida, ou seja, num comprimento útil de medição de 2,4mm existem 5 intervalos de 0,48mm e cada um dos pontos citados foi analisado em um destes intervalos conforme a tabela. Vale ressaltar que a faixa de medição inicia-se em 0,4 mm e vai até aproximadamente 2,8mm, totalizando um comprimento de 2,4 mm conforme dito anteriormente. O início é dado em 0,4 mm pois

o aparelho usado para medição retira os pontos iniciais e finais do comprimento configurado por conta da aceleração do apalpador.

Na Tabela 8 verifica-se que o pinhão não possui uma faixa de rugosidade definida para o seu dedendo. Isso ocorre pois o campo de medição máximo do aparelho utilizado é de  $400\mu\text{m}$  o que deve compreender a amplitude das asperezas somadas à curvatura do dente. Como a engrenagem em questão é modificada, sua curvatura não possibilitou a medição de um grande comprimento para o pinhão. Logo o comprimento que foi possível ser medido compreendeu apenas ao diâmetro primitivo e adendo.

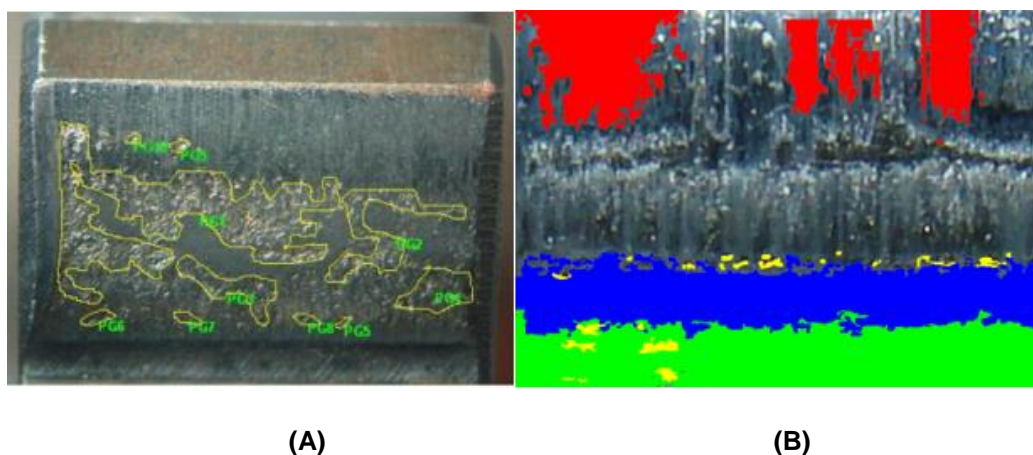
Assim, as tensões serão calculadas nas mesmas regiões que forem medidas as rugosidades, de acordo com o método presente no capítulo 2.2 (início na página 25) que fala das tensões de contato em engrenagens cilíndricas de dentes retos e estes resultados de tensão, juntamente com a área percentual de desgaste serão relacionados com a rugosidade encontrada.

### **3.6 MÉTODO DE QUANTIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE DESGASTADA**

Após a realização dos ensaios feitos na máquina FZG, as engrenagens ficam com a face de seus dentes com um nível considerável de desgaste, que é o objetivo do estudo a qual o ensaio se destina. Logo, para que a análise deste desgaste fosse praticável de forma mais satisfatória, foi desenvolvido pelo Professor Doutor João Luis do Vale, no LASC-UTFPR em convênio com a FCA (Fiat Chrysler Automobiles) e USP (Universidade de São Paulo) a partir do projeto denominado “Diminuição das perdas devido ao atrito em transmissões automotivas” um código em MatLab que permite a quantificação percentual da zona desgastada em relação ao total da área da face dos dentes da engrenagem.

A escolha da utilização deste código foi motivada pelo fato de que os métodos presentes até a atualidade não se mostraram eficientes na aplicação em questão. A Figura 29 exemplifica o método utilizado por Koda (2009) em comparação com escolhido para esta pesquisa.

Figura 29 - (A) Método de seleção de áreas utilizado por KODA, (B) Método adotado no trabalho



Fonte: Adaptado de (KODA, 2009)

O método presente no lado direito da Figura 29 consiste na seleção das áreas por meio da aproximação de polígonos através da macroscopia em um *software* analisador de imagens (*Image Pro- Plus* Versão 4.5.0.29) e foi o utilizado por Koda (2009), já o lado esquerdo apresenta a imagem gerada pelo programa utilizado neste trabalho. Como se pode notar, este segundo se apresentou mais eficiente para o processo, pois além de possibilitar a seleção das áreas de forma mais rápida, também é possível comparar mais de um tipo de desgaste diferente a partir da mesma imagem através da diferenciação por cores.

Para que o resultado obtido por meio das quantificações tenha sempre a mesma qualidade independente do operador do software, procurou-se exemplificar a ordem das operações que devem ser executadas tanto na aquisição da imagem quanto em sua quantificação.

### 3.6.1 Funcionamento do Software

Para que o resultado obtido por meio das quantificações tenha sempre a mesma qualidade independente do operador do software, procurou-se exemplificar a ordem das operações que devem ser executadas tanto na aquisição da imagem quanto em sua quantificação.

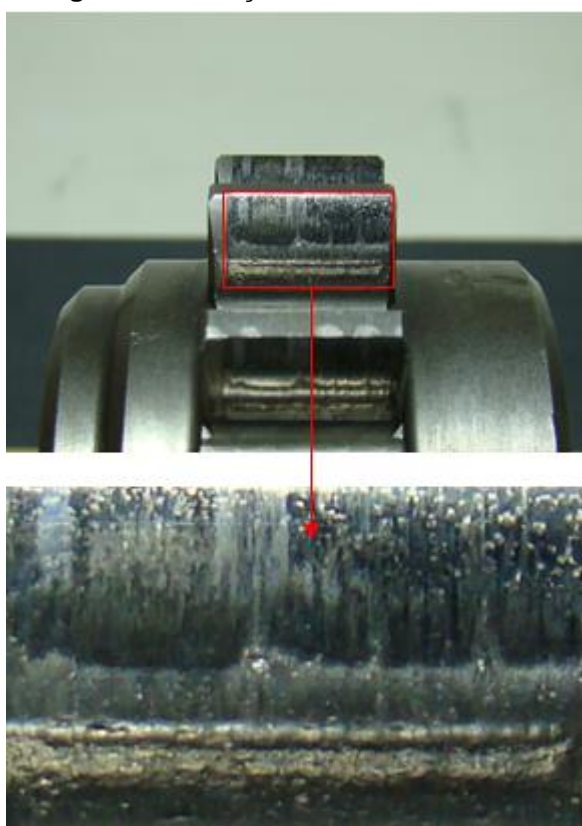
O código desenvolvido para a quantificação das imagens tem como base algumas premissas que são: definição da área de interesse, seleção de zonas de desgaste por parte do operador, avaliação computacional por comparação de cores,

definição do cluster que a imagem será salva e por fim geração do relatório em forma de texto contendo a descrição das áreas em unidades percentuais e o tamanho total da imagem em pixels.

### 3.6.2 Definição da área de interesse

O passo inicial para a utilização do código é abrir a imagem que apresenta a zona a qual se quer avaliar e selecionar o que seria a área total que se deseja analisar, como mostra a Figura 30.

**Figura 30 - Seleção da Área de Interesse**



Fonte: (o autor)

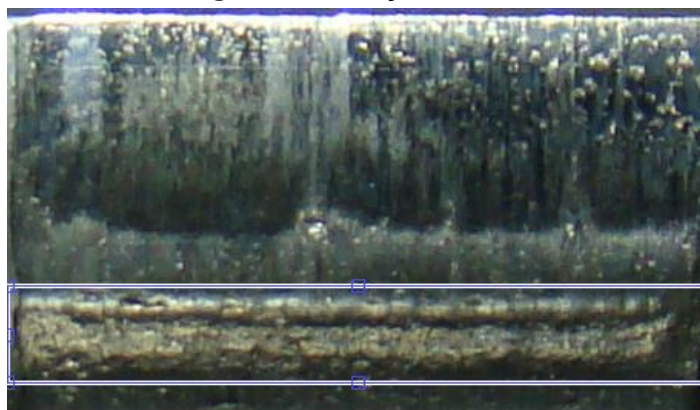
A partir deste passo o software identificará o tamanho total da área selecionada e utilizará estas medidas para a geração do relatório final tendo esta área como base.

### 3.6.3 Seleção de zonas de desgaste

Para a seleção de zonas de desgaste há algumas opções de ferramentas disponibilizadas pelo programa por meio de um menu. Estas ferramentas permitem

que sejam selecionadas zonas automaticamente (não funciona como desejado por conta das grandes distorções causadas pelo ensaio), seleção manual entre outros. A seleção manual é a mais utilizada pois o operador deve selecionar somente o tipo de desgaste que deseja salvar em um cluster específico. Este tipo de seleção é exemplificado na Figura 31.

**Figura 31 - Seleção manual**

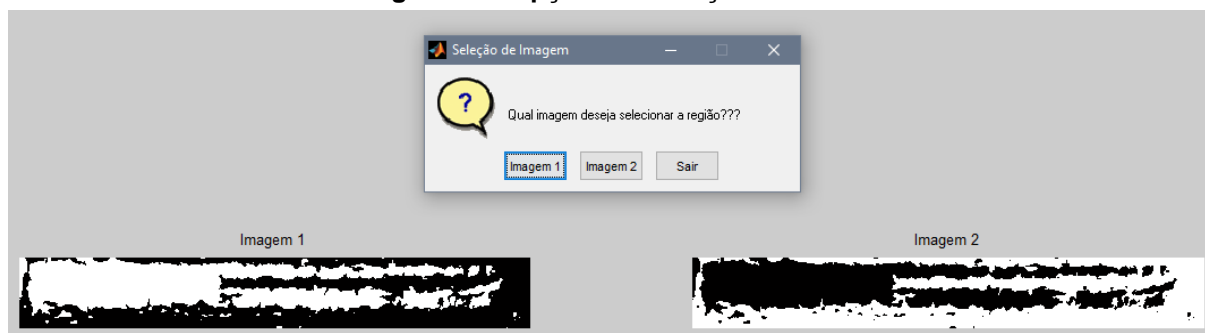


Fonte: (o autor)

### 3.6.4 Avaliação computacional das cores

Após a seleção manual, o código identifica variações de cores e são oferecidas opções de seleção em preto e branco que são invertidas entre si, ou seja, o que está em preto em uma imagem estará em branco na outra e vice-versa como pode ser visto na Figura 32. Em seguida, pode-se deletar alguma parte da seleção que não é desejada e depois é solicitada a escolha de um slot para que a imagem seja salva e a área da seleção entre para a soma daquele slot que representará o mecanismo de desgaste em questão.

**Figura 32 - Opções de seleção de zona**



Fonte: (o autor)

Na Figura 33 é possível ver o resultado obtido pela seleção feita na Figura 31, mostrando assim a eficiência do método adotado para este trabalho.

**Figura 33 - Resultado da zona selecionada**



Fonte: (o autor)

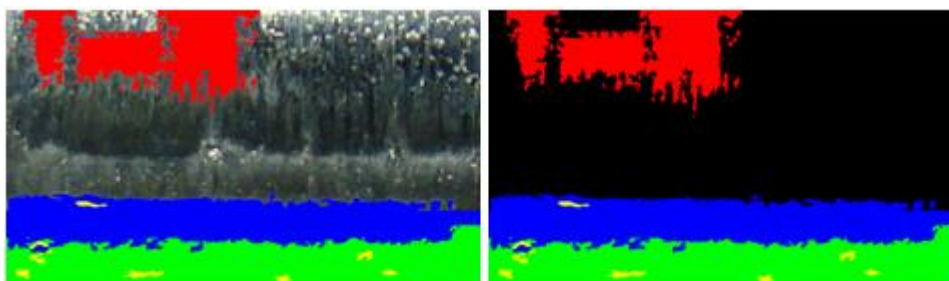
### 3.6.5 Definição do cluster para arquivamento da zona selecionada

O software disponibiliza como configuração padrão 4 slots ou clusters o que significa que é possível identificar 5 zonas diferentes, sendo uma em cada slot e uma sendo classificada como a área restante.

Então, em cada passo de seleção de zonas de desgaste deve-se saber em que tipo de desgaste está se trabalhando para que seja quantificado no cluster certo.

A Figura 34 mostra como uma imagem fica após a quantificação de 4 zonas diferentes e em seguida o resultado final da quantificação.

**Figura 34 - Exemplo de tipos de desgaste em uma quantificação**



Fonte: (o autor)

Como dito anteriormente, é possível a identificação de 5 zonas de desgaste diferentes, como se pode ver na imagem acima, onde 4 zonas (vermelho, azul amarelo



e verde) foram selecionadas pelo operador e a zona em preto é tomada automaticamente como sendo a área restante da superfície.

### 3.6.6 Geração do relatório em formato de texto

Posteriormente à geração da imagem final, um relatório em formato “.txt” é gerado com as informações das áreas. Este arquivo pode ser utilizado para as análises estatísticas dos resultados e a Figura 35 apresenta sua forma.

Figura 35 - Relatório final

```

F01 - LA - K10 - 6h - 01_6 - Resultados.txt - Bloco de notas
Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda
DADOS DA QUANTIFICAÇÃO DAS ENGRENAGENS

Cores dos Slots:
Slot 1: Vermelho
Slot 2: Azul
Slot 3: Verde
Slot 4: Amarelo

Valor do pixel [mm/pixel]..... 0.0151
Largura da engrenagem [mm]..... 16.0000

Altura da imagem avaliada. Recortada [pixel]..... 519.0000
Largura da imagem avaliada. Recortada [pixel]..... 890.0000

==>Dados gerais da rotina:

Area relativa slot_1 [perc]..... 9.0708
Area relativa slot_2 [perc]..... 14.9360
Area relativa slot_3 [perc]..... 15.6723
Area relativa slot_4 [perc]..... 0.5683

Area absoluta slot_1 [mm^2]..... 9.6005
Area absoluta slot_2 [mm^2]..... 15.8082
Area absoluta slot_3 [mm^2]..... 16.5875
Area absoluta slot_4 [mm^2]..... 0.6015

```

Fonte: (o autor)

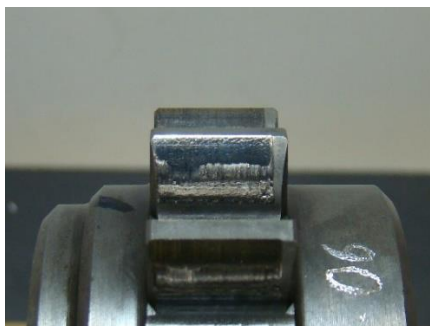
Este relatório acima foi gerado para a engrenagem com o código interno F01 (mesma engrenagem utilizada nos exemplos anteriores) e como dito anteriormente, apresenta os valores das áreas em unidades percentuais e o tamanho total da imagem em pixels.

### 3.6.7 Fotografias

Com intuito de materializar o estado de deformação plástica e desgaste das engrenagens, além de aplicar as ferramentas de análise de imagem citadas anteriormente, após os ensaios foram feitas imagens dos 13 dentes do pinhão. Porém para o estudo deste trabalho foram utilizados apenas os dentes 1,7 e 10.

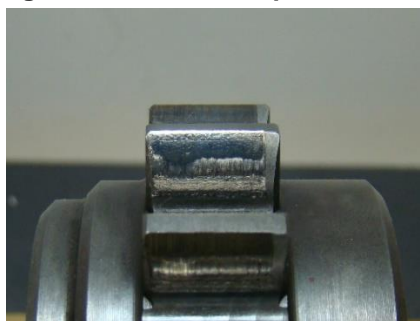
As figuras Figura 36, Figura 37 e Figura 38 mostram as fotografias feitas em seu estado inicial sem tratamento de imagem e recortes.

**Figura 36 - Dente 01 após o ensaio**



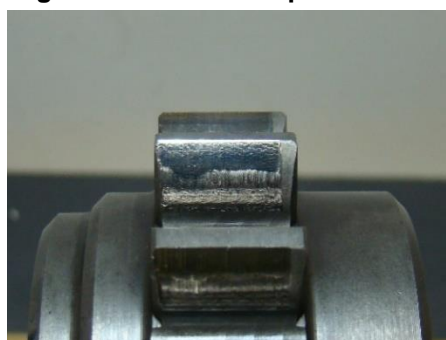
Fonte: (o autor)

**Figura 37 - Dente 07 após o ensaio**



Fonte: (o autor)

**Figura 38 - Dente 10 após o ensaio**



Fonte: (o autor)

A partir destas imagens são feitos tratamentos de quantificação de cada mecanismo de desgaste apresentado no capítulo 2.8. É de conhecimento que estes mecanismos são fenômenos tridimensionais e que o tipo de quantificação feito através de imagens só contempla uma região em duas dimensões, logo este é um dos motivos considerados para que fosse utilizado o perfil de rugosidade como parâmetro de avaliação de resultados.

### 3.6.8 Evolução do desgaste

Este capítulo visa exemplificar o modo que o desgaste evolui na engrenagem através da apresentação de imagens da superfície. A Figura 39 apresenta uma face de dente quantificada após uma hora de ensaio com carregamento K9.

Figura 39 - Quantificação após 1 hora de ensaio



Fonte: (o autor)

Nota-se nesta imagem que os mecanismos presentes são o *scuffing* em vermelho, abrasão em preto, polimento/deformação plástica em azul e os primeiros *pittings* começam a aparecer.

Considerando a Figura 40 observa-se que o mecanismo de *scuffing* não está mais presente, restando apenas os demais e tendo a quantidade de *pitting* aumentado.

**Figura 40 - Quantificação após 4 horas de ensaio**



Fonte: (o autor)

As 4 horas de ensaio aplicadas a esta engrenagem compreendem 1 hora de ensaio com carregamento K9, parada de ensaio e posteriormente mais 3 horas ininterruptas. O fato de se passar várias horas em ensaio fez com que a engrenagem deformasse consideravelmente, fazendo com que seu regime de lubrificação fosse mudado o que poderia explicar o desaparecimento do fenômeno de *scuffing*, porém este tópico não será abordado no presente trabalho.

O capítulo seguinte apresenta o último estágio de carregamento/ ensaio seguido da apresentação dos percentuais de área encontrados para cada mecanismo.

### **3.7 CÁLCULO DE TENSÕES MICROSCÓPICAS**

A partir dos dados obtidos por meio do EngCalc, das medições de rugosidade e das quantificações de desgaste foram feitas análises do contato entre pinhão e coroa. Um código programado em MatLab pelo Prof. Dr. Eng. Tiago Cosseau, também coorientador deste trabalho, foi utilizado para gerar a análise microscópica deste contato. Este código foi desenvolvido segundo a metodologia aplicada por SEABRA *et al* para avaliar a influência das ondulações e da rugosidade da superfície na distribuição de pressão para um contato hertziano. Este modelo de análise foi feito pois as tensões de contato são um dos parâmetros mais importantes no desenvolvimento de engrenagens e a superfície de contato se torna muito pequena quando consideradas as imperfeições da superfície (SEABRA e BERTHE, 1987). Uma simplificação foi feita considerando que o pinhão seja rugoso e a coroa lisa para que fique mais visível a influência da rugosidade medida em conjunto com a apresentação das imagens da superfície desgastada. O programa necessita, como parâmetros de entrada, dos raios de curvatura do pinhão e da coroa, a força aplicada por meio do torque no ensaio e a largura de contato das engrenagens além do perfil de rugosidades medido. Onde, destes parâmetros de entrada, todos são calculados com o auxílio do EngCalc e apenas o perfil de rugosidades foi medido.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 ANÁLISE MACROSCÓPICA

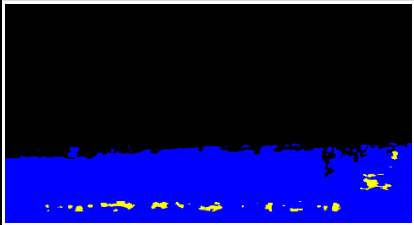
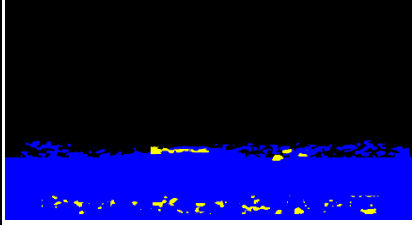
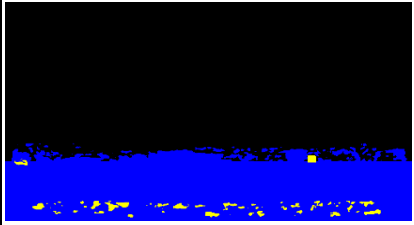
Para a análise macroscópica, não são consideradas as asperezas da superfície.

#### 4.1.1 Quantificação do desgaste

Tomando como base as imagens mostradas no capítulo 3.6 utilizou-se o *software* de análise de imagem para quantificar os mecanismos de desgaste presentes em cada dente da engrenagem.

Para a execução desta tarefa, é necessário que o operador do programa conheça o que se deseja quantificar (*scuffing*, *pitting*, abrasão e polimento), pois as tarefas são feitas parte automaticamente, parte manual. A Tabela 10 mostra a superfície dos dentes 1, 7 e 10 com sua quantificação gerada pelo programa.

Tabela 10- Quantificações

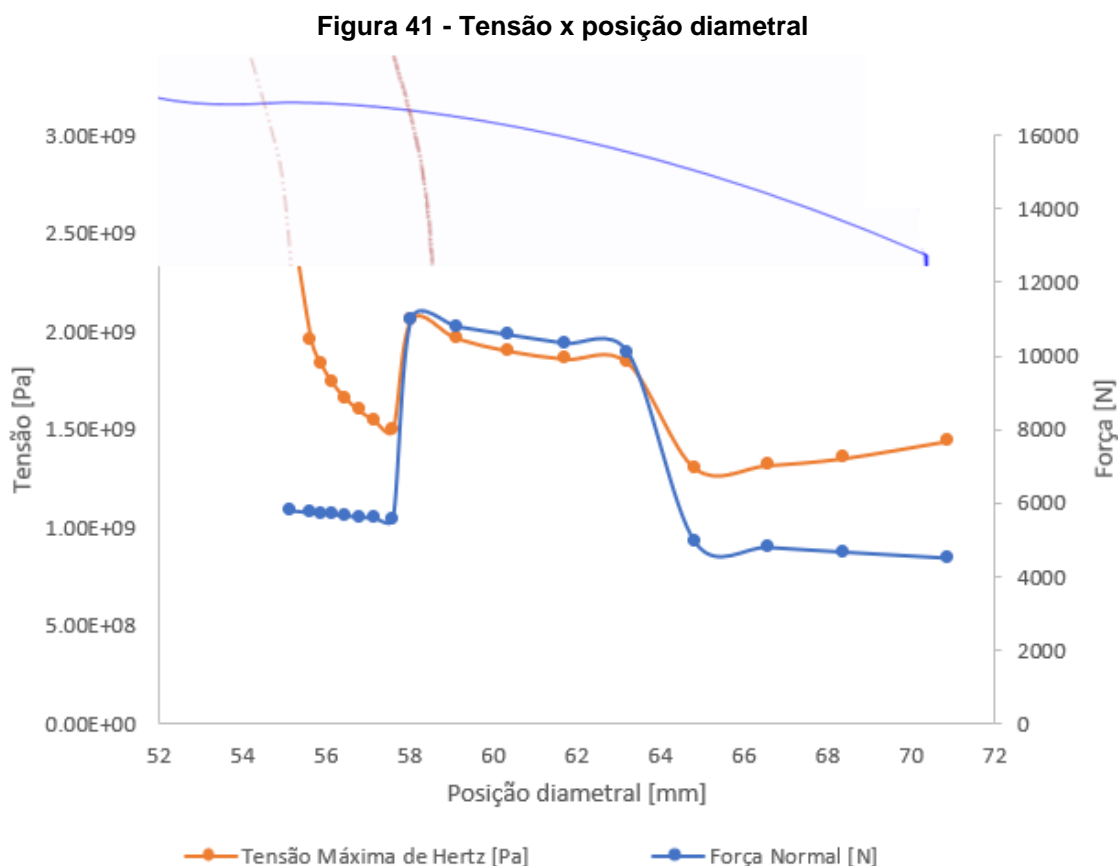
	abrasão (Preto)	67.4%
	deformação plástica	31.6%
	pitting (amarelo)	0.9%
	abrasão (Preto)	68.4%
	deformação plástica	30.5%
	pitting (amarelo)	1.1%
	abrasão (Preto)	69.6%
	deformação plástica	29.3%
	pitting (amarelo)	1.1%

Ao observar a Tabela 10 é possível notar que o fenômeno que apresenta uma área mais expressiva é o fenômeno de abrasão, porém como dito no capítulo 2.8.3 este mecanismo é um dos mais comuns e não apresenta grandes problemas para o contato entre engrenagens. Porém, nota-se que a zona em azul também apresenta um percentual relativamente alto de área deformada. Logo, mais uma vez, vale ressaltar que como as imagens permitem apenas uma análise 2D, a rugosidade superficial se faz muito importante para o estudo do desgaste.

#### 4.1.2 Resultados do EngCalc

Com o intuito de se obter uma determinação das características do contato de forma macroscópica, foi utilizado o programa EngCalc.

A Figura 41 apresenta um gráfico com a tensão de Hertz e força nos eixos verticais e a posição diametral no eixo horizontal. A linha contínua em azul no topo do gráfico representa o perfil da engrenagem, além disso, a linha feita com “traço ponto” mais espessa representa o diâmetro primitivo.

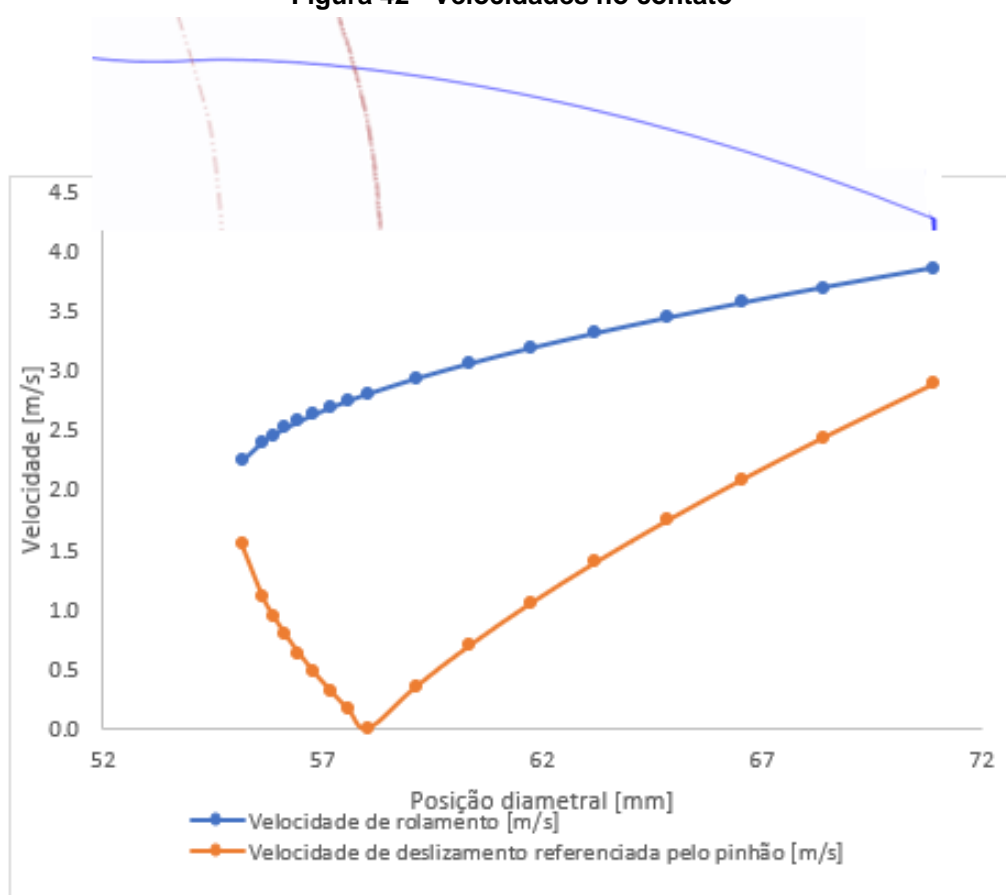


Fonte: (o autor)

Deste gráfico pode-se notar que o modelo de carregamento utilizado neste modelo é do tipo  $F/2 - F - F/2$ , e apresenta a carga máxima próximo ao diâmetro primitivo representado pela linha em vermelho no perfil de dente mostrado (em azul) acima do gráfico.

Conforme citado anteriormente, as velocidades num contato podem ser de deslizamento ou rolamento. A Figura 42 mostra estas velocidades em função da posição diametral, tendo o perfil da engrenagem mostrado no topo do gráfico de forma semelhante à Figura 41.

**Figura 42 - Velocidades no contato**



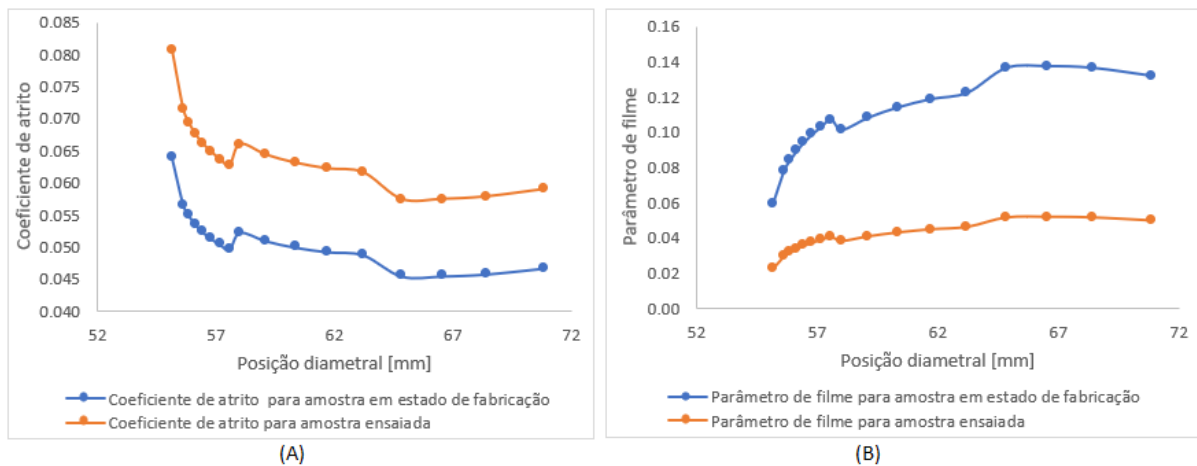
Fonte: (o autor)

É interessante notar que fica evidente nesta figura que o valor mínimo da velocidade de deslizamento ocorre ao chegar no diâmetro primitivo confirmando o que é encontrado na literatura ao afirmar que no diâmetro primitivo existe rolamento puro.

É sabido que em contatos são utilizados lubrificantes com o intuito de diminuir o atrito. Para tanto a Figura 43 (B) apresenta uma relação entre o parâmetro de filme,

como fator de caracterização do filme lubrificante, frente ao coeficiente de atrito Figura 43 (A).

**Figura 43 - (A) Coeficiente de atrito por distância diametral, (B) Parâmetro de filme por posição diametral**



Fonte: (o autor)

Nota-se aqui que quando o parâmetro de filme encontra seus menores valores como consequência do carregamento aplicado (representado na Figura 41), o coeficiente de atrito apresenta um comportamento inverso, apresentando seus picos, mostrando assim que o filme lubrificante é de suma importância no que diz respeito ao atrito entre corpos.

## 4.2 ANÁLISE MICROSCÓPICA

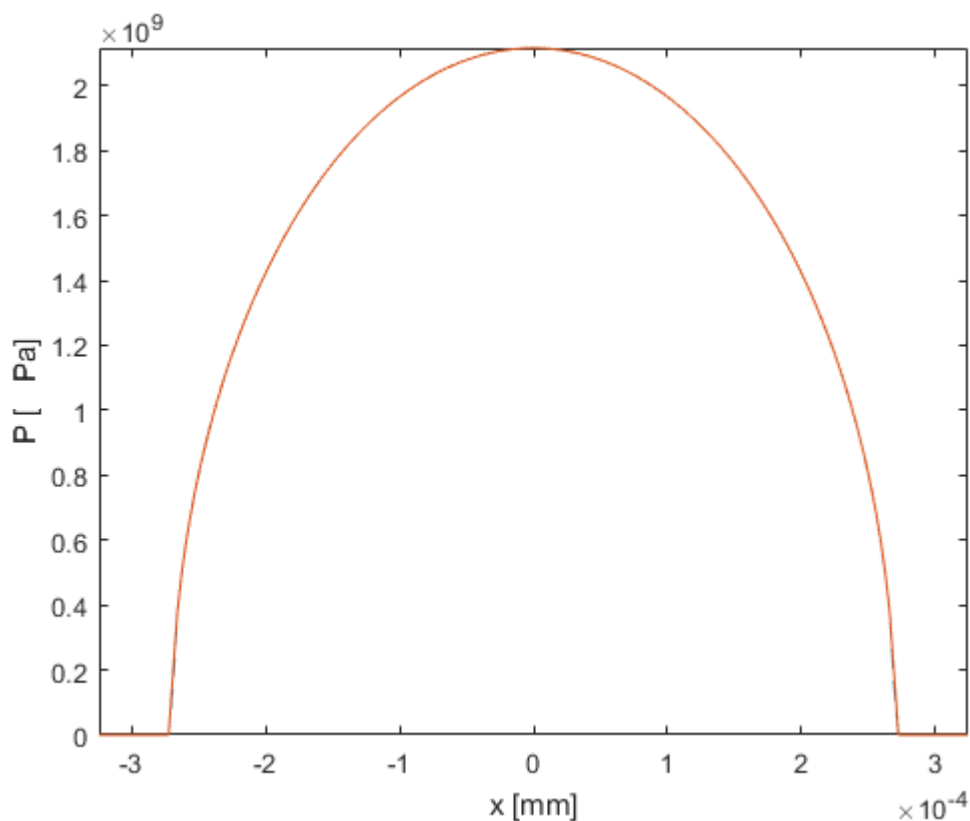
Para que a rugosidade pudesse ser considerada, foi então abordado um conceito de análise microscópica, que leva em conta as tensões geradas por conta das asperezas da superfície em contato.

### 4.2.1 Considerações para pinhão e coroa lisos

Primeiramente, foram gerados os gráficos para a consideração de pinhão e coroa ambos lisos com o intuito de se ter uma referência para os dados gerados posteriormente. Estes gráficos são mostrados abaixo.



Figura 44 - Distribuição de pressão contato liso

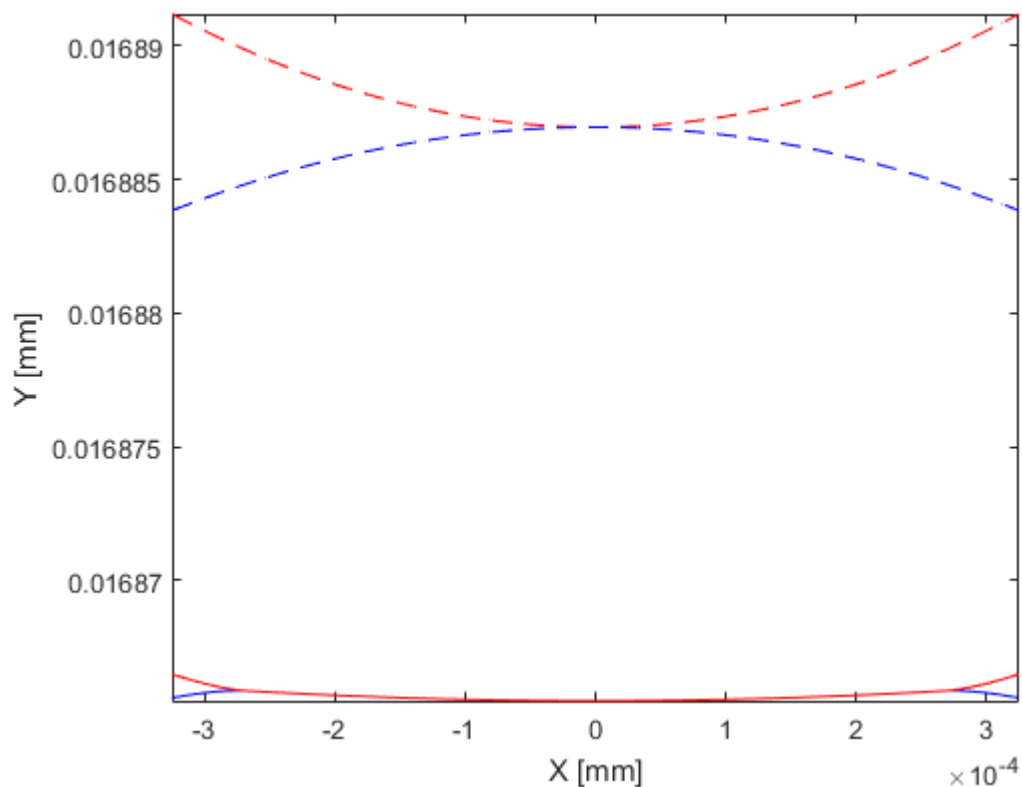


Fonte: (o autor)

A Figura 44 mostra a distribuição de pressão gerada pelo carregamento na engrenagem considerando superfícies lisas. Essa distribuição entra em concordância com o que foi abordado por Hertz e apresentado no capítulo 2.7 deste trabalho, fazendo com que o programa seja validado.

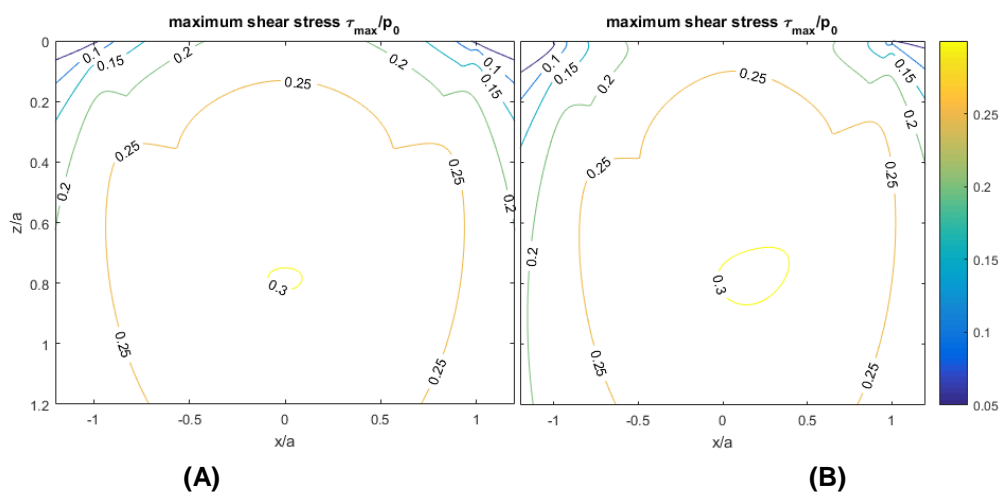
A partir da aplicação de pressão sobre uma superfície, conforme a carga é aumentada, há uma deformação. Este fenômeno é representado na Figura 45, onde as linhas tracejadas representam o contato entre coroa e pinhão, considerando seus respectivos raios de curvatura e as linhas contínuas representam este mesmo contato porém após a aplicação da carga.

Figura 45 - Contato e deformação



Fonte: (o autor)

Figura 46 - (A) Tensão cisalhante segundo Tresca para consideração sem atrito, (B) Tensão cisalhante considerando o atrito médio



Fonte: (o autor)

Na Figura 46 está representada a distribuição de tensão cisalhante de Tresca perante a superfície da engrenagem. Nota-se que que o valor máximo é de 0,3 e é

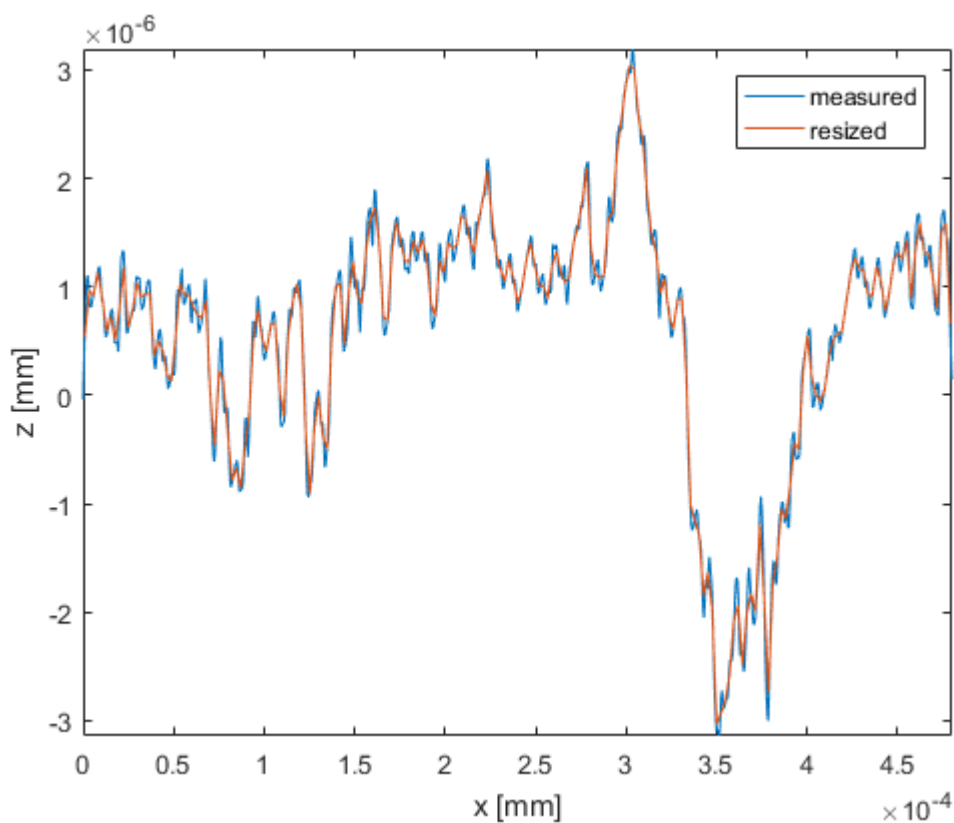
encontrado a  $z/a$  aproximadamente 0,8 da superfície. No caso (A) este valor encontra-se centralizado sob a superfície do dente, porém, ao considerar um fator de atrito de aproximadamente ocorre uma distorção nas curvas de nível iniciais, deslocando assim o ponto de máxima tensão para a direita e aumentando sua área.

#### 4.2.2 Pinhão em estado de fabricação (rugoso) e coroa lisa

Em um segundo momento, os dados de rugosidade medidos foram inseridos como parâmetros de entrada no código para que as tensões pudessem ser analisadas em comparação com o mostrado na literatura. As análises consideram 2 momentos, sendo, primeiramente o estado de tensões gerado pela rugosidade do material em seu estado de fabricação, seguido das tensões geradas pela topografia da superfície após o ensaio.

Os dados gerados pelo rugosímetro apresentam uma gama muito grande de pontos  $x$  e  $z$ . Logo, para que o custo computacional fosse diminuído, uma aproximação do perfil de rugosidades foi feita conforme mostrado na Figura 47.

Figura 47 - Simplificação dos dados

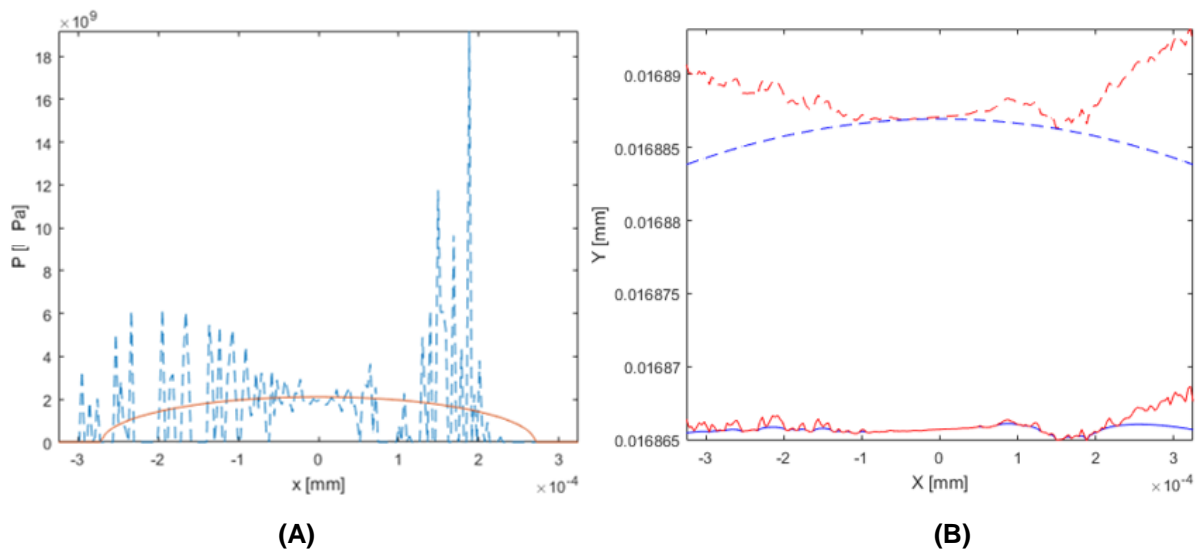


Fonte: (o autor)

A linha azul representa os dados que foram medidos e a linha em vermelho representa a aproximação feita pelo código. Consta-se então que a aproximação gerada é muito semelhante aos dados originais.

Abaixo é apresentada a Figura 48 que tem o intuito de mostrar os picos de tensão gerados por conta das asperezas da superfície.

**Figura 48 - (A) Tensão de Hertz; (B) Deformação**

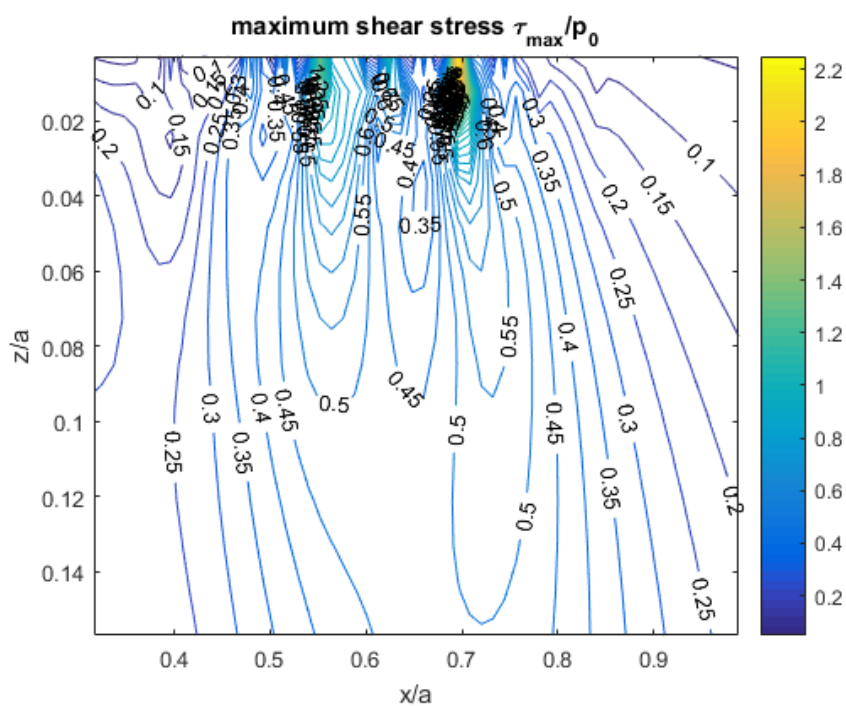
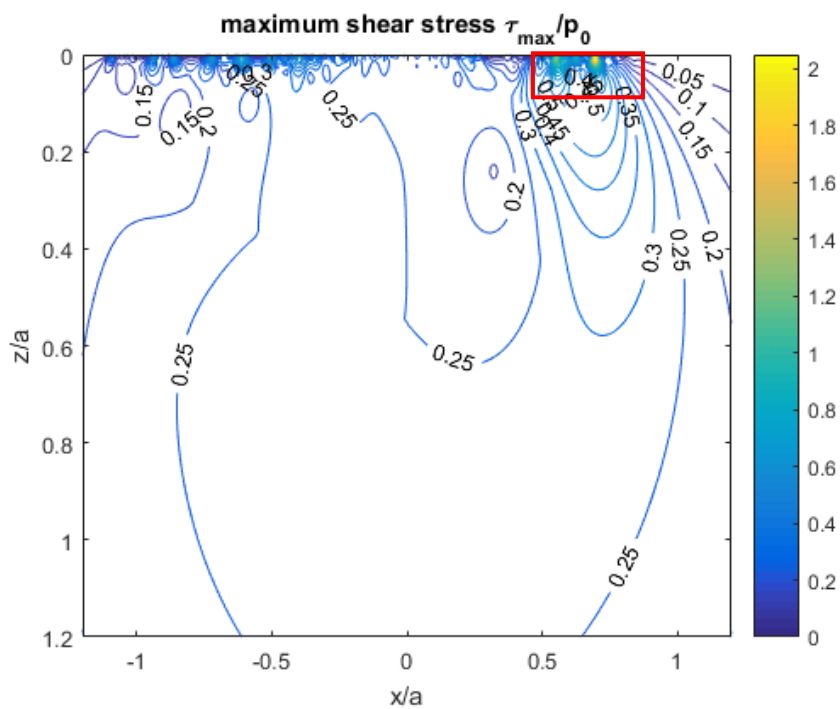


Fonte: (o autor)

Na Figura 48 (A) nota-se que os picos de aspereza geraram picos de tensões representados em azul, em comparação com a tensão gerada para superfície lisa (em vermelho). Este fenômeno está de acordo com o previsto pela literatura e está representado também na Figura 12. Já a Figura 48 (B) apresenta em linhas tracejadas o contato entre pinhão rugoso e coroa lisa antes da aplicação de carga e em linhas contínuas a deformação gerada por este contato. Logo, ao analisar esta figura em sua totalidade, nota-se que são os picos de asperezas que provocam este aumento de tensão por conta de que fazem com que a carga se concentre em pequenas áreas, causando assim também uma grande deformação.

Outro efeito causado pelos picos de aspereza é a localização das máximas tensões cisalhantes como mostrado na Figura 49.

Figura 49 - (A) Tensões cisalhantes (B) Tensões cisalhantes com zoom na parte seleccionada



Fonte: (o autor)

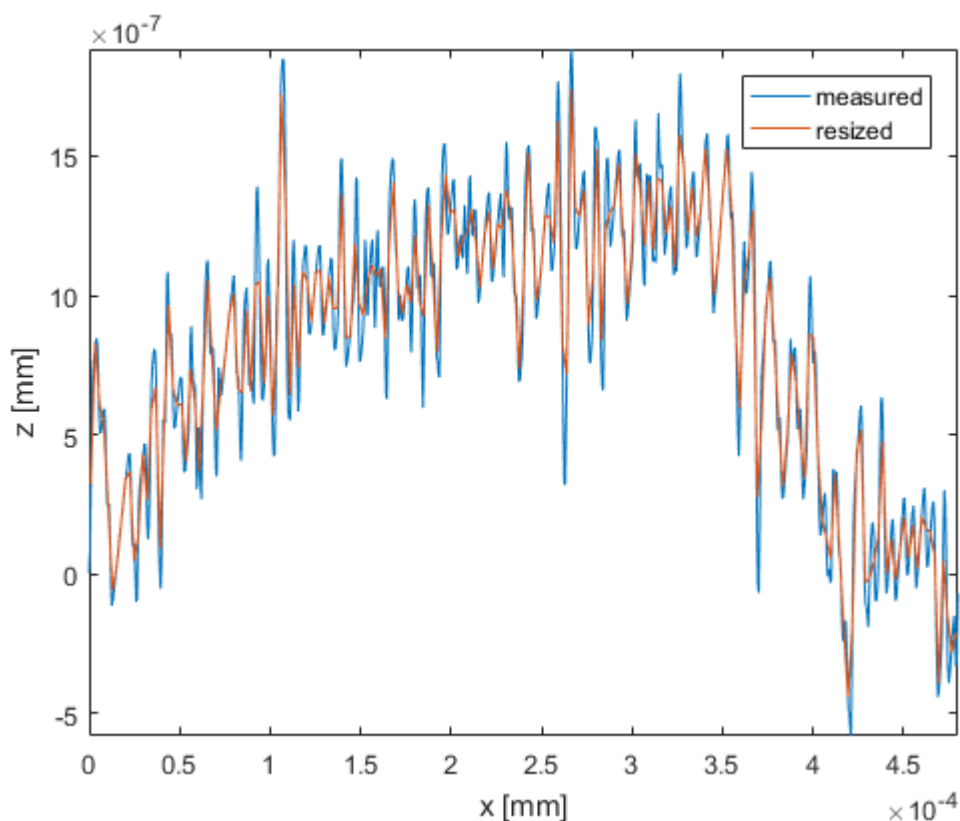
Nota-se que, em comparação com a Figura 46, o ponto de maior tensão foi modificado, se deslocando para a superfície do contato tendo seu valor máximo

aumentado em cerca de 9 vezes e a sua localização coincidindo com o posicionamento dos maiores picos de aspereza. Todos estes fatores fazem com que o desgaste seja intensificado nestas regiões. A Figura 49 (B) apresenta a região da superfície em destaque para que fique mais evidente esta mudança de localização do pico de tensão.

#### 4.2.3 Pinhão ensaiado (rugoso) e coroa lisa

Por fim, foi considerado o estado de tensões causado pela topografia do dente da engrenagem em seu estado de pós ensaio. A Figura 50 apresenta novamente a simplificação dos dados. Porém outro dado interessante pode ser retirado desta imagem que em comparação com a Figura 47 apresenta picos de aspereza menores ( $18e-7$  contra  $6e-6$ ) mesmo após horas de ensaio.

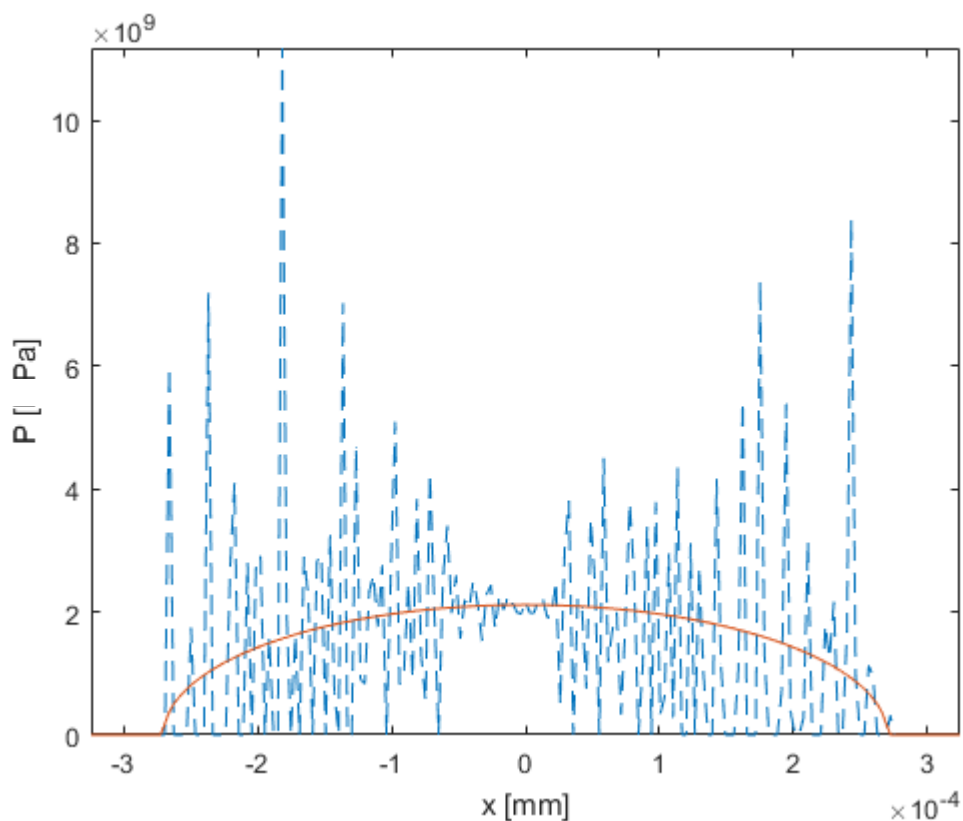
Figura 50 - Simplificação dos dados



Fonte: (o autor)

Conseqüentemente, os picos de tensão são menores conforme pode ser visto na Figura 51.

Figura 51 - Tensão de Hertz



Fonte: (o autor)

Os gráficos de deformação e tensão cisalhante também foram gerados para este caso, porém, por apresentarem grande semelhança não serão apresentados.

#### 4.2.4 Correlação entre resultados obtidos

Todos estes dados mostrados nas seções anteriores foram gerados para os dentes 1, 7 e 10 e estão apresentados a seguir na Tabela 11 para os pontos 7 e 9 do pinhão que compreendem ao adendo e diâmetro primitivo, respectivamente.

Tabela 11 – Dados (referência no pinhão)

Estado	Ponto	Dente	Tensão máxima de Hertz [Pa] x10 <sup>9</sup>	Tensão de Hertz média [Pa] x10 <sup>9</sup>
Fabricação	7 (Adendo)	1	9,67	13,1 ± 4,5
		7	19,18	
		10	11,33	
	9 (Diâmetro primitivo)	1	8,52	11,2 ± 2,3
		7	12,77	
		10	12,17	
Ensaiado	7 (Adendo)	1	8,01	8,5 ± 2,5
		7	11,17	
		10	6,33	
	9 (Diâmetro primitivo)	1	16,75	17,1 ± 4,8
		7	21,94	
		10	12,45	

Nesta tabela a coluna denominada “Estado” significa o momento no qual a medição de rugosidade foi feita onde “Fabricação” sugere que o valor medido foi encontrado com a engrenagem antes de ser ensaiada, tendo assim sua superfície com as características do processo produtivo, enquanto que a nomenclatura “Ensaiado” foi utilizada para representar os dados obtidos após a engrenagem passar pelo processo de ensaio na máquina FZG. A partir destes dados fica visível que existe uma diferença na topografia de uma engrenagem ensaiada e em comparação ao



estado de fabricação. Essa diferença é mais notada ao observar que inicialmente havia uma distribuição de tensões estável na superfície dos dentes, representada pelas médias de tensões, porém, após o ensaio as tensões se elevaram na região do diâmetro primitivo e tiveram uma queda no adendo.

Assim, considerando a Tabela 10, que mostra a quantificação do desgaste sofrido na engrenagem, estes valores apresentados na Tabela 11 acima ficam evidenciados, pois o desgaste mais expressivo é visto na região do diâmetro primitivo devido às inversões no sentido das velocidades de deslizamento que podem ser vistas na Figura 42 enquanto, em conjunto com isso a rugosidade deste local aumenta. É interessante ressaltar que mesmo que a área em preto que representa o fenômeno de abrasão seja maior, esta não representa um mecanismo crítico para o desgaste de engrenagem e nem uma aspereza muito alta, além de que conforme citado anteriormente, este tipo de análise de imagem consegue apenas quantificar a área representativa de cada tipo de desgaste e não sua intensidade.

Quanto às tensões, é interessante salientar a importância no que se refere à consideração ou não das características superficiais da engrenagem, uma vez que, de acordo com a Figura 41, que não considera rugosidade no cálculo da tensão, apresenta valores aproximados de tensão entre  $1 \times 10^9 \text{Pa}$  e  $2 \times 10^9 \text{Pa}$  na zona do adendo, enquanto que nesta mesma zona, quando considerado a aspereza da superfície essa tensão se dá por volta de  $13 \times 10^9 \text{Pa}$  mostrando o quão importante é essa consideração. Vale ressaltar que os valores de tensão citados existiriam para o caso de o material ser duro o suficiente para suportar tais tensões. Porém em um caso real, temos que quando a tensão ultrapassa o limite de escoamento do material, que neste caso é de 460 MPa de acordo com a Tabela 5, inicia-se o processo de deformação plástica que gera o alívio destas tensões.

Assim, estas tensões altas indicam que a rugosidade está alta, pois a superfície fica imperfeita devido à ação dos mecanismos de desgaste e uma vez que as tensões começam a subir, tendem a desgastar cada vez mais a engrenagem.

## 5 CONCLUSÕES

De acordo com os estudos apresentados, percebe-se que podem ser feitos dois tipos de caracterização quanto às tensões em um elemento. Esses tipos de caracterização são: cálculo de tensões segundo o modelo de Hertz, que considera os aspectos macroscópicos do elemento em questão e apresenta uma distribuição de tensões semi-elíptica, e o estudo microscópico que passa a considerar os efeitos dos picos de asperezas do material. Neste segundo caso, nota-se uma distribuição de tensões completamente dependente da ondulação apresentada pela superfície, o que faz com que os picos de tensão ultrapassem aqueles calculados segundo a teoria Hertziana.

Ao avaliar a Tabela 11 um fato interessante é notado: No ponto 7 que representa o adendo do pinhão há uma diminuição dos picos de tensão entre o estado de fabricação e após terem sido feitos os ensaios. Isso pode ser explicado justamente pelo fenômeno de *scuffing* que faz com que os picos de aspereza se soldem por conta de que o carregamento está sobre estes picos e assim a topografia do flanco da engrenagem se modifica, podendo causar redução dos picos e conseqüentemente redução da tensão máxima gerada. Porém, ao analisar a zona do diâmetro primitivo esta diminuição de picos de tensão não se verifica, sendo assim justificada pela deformação plástica causada pela característica do movimento nesta região.

Portanto, foi possível constatar que a aspereza da superfície tem grande influência na tensão gerada e conseqüentemente nos fenômenos de desgaste que se fazem presentes na superfície. Assim, para complementar tal estudo, seria necessária uma avaliação do filme lubrificante de forma aprofundada para que seja possível descrever a intensidade do contato entre estes picos de rugosidade.

## REFERÊNCIAS

- ALMACINHA, J. A. **Redutor de Engrenagens Cilíndricas de Dentado Exterior**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. [S.I.], p. 30. 2002. Notas de aulas feitas a partir de vários livros.
- GERDAU. Aços finos Piratini. **Manual de aços**, São Paulo, n. 2 (atualizada), p. 105, 2003.
- HAMROCK, B. J.; DOWSON, D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part III - Fully. **Journal of Lubrication Technology**, 1977. 264-276.
- HOCHMANN, M.; SIEBERT, H. Gear Lubrication - Stopping Micropitting by Using the Right Lubricant, Junho 2012.
- HOEHN, B. -R.; MICHAELIS, K. **Influence of Oil temperature on gears failures**. [S.I.]: Elsevier, 2003.
- HOEHN, B.-R. et al. Test Methods for Gear Lubricants. **Fuels and lubricants: Journal for tribology lubrication, application of liquid and gaseous fuels and combustion engineering** , v. 47, p. 141-152, Abril 2008.
- HOYASHITA, S.; HASHIMOTO, M.; SETO, K. Basic Studies on Fatigue Strength of Case-Hardened Gear Steel - Effects of Shot Peening an/or Barreling processes. **AGMA 98FTM9**.
- JOHNSON, K. L. The strength of surfaces in rolling contact. **Annual BP Tribology Lecture - Department of Engineering, University of Cambridge**, 1989.
- KODA, F. Estudo da fadiga de contato em engrenagens cilíndricas de dentes retos. **Dissertação de mestrado produzida no PPGEM- UTFPR**, Curitiba, p. 187, 2009.
- KRANTZ, T. L. On the Correlation of Specific Film Thickness and Gear Pitting Life. **Gear Technology**, Janeiro 2015.
- MAITRA, G. M. **Handbook of gear design**. 2. ed. [S.I.]: McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2001.

MICHALCZEWSKI, R. et al. New Scuffing Test Methods for the Determination of the Scuffing Resistance of Coated Gears. In: \_\_\_\_\_ **Tribology fundamentals and advancements**. [S.l.]: [s.n.], 2013. Cap. 6.

MURARO, M. A.; JUNIOR, U. R. Estudo da distribuição de tensão ao longo da linha de contato em transmissões que utilizam engrenagens cilíndricas de dentes retos. **Monografia de Projeto Final de Curso - Engenharia Industrial Mecânica- UTFPR**, Curitiba, p. 262, Junho 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4. ed. [S.l.]: Bookman, 2013.

PYTKO, S.; SRODA, P. Classification and Evaluation of Machines for Investigation of Materials for Production of Gear Wheels. **ZEM**, 1975.

RADZEVICH, S. P. **Dudley's Handbook of practical gear design and manufacture**. 2. ed. [S.l.]: CRC Press, 2012.

SEABRA, J. Mecânica do Contato Hertziano. **Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial Seção de Mecânica Aplicada da Universidade do Porto**, p. 0-138, 2003.

SEABRA, J.; BERTHE, D. Influence of Surface Waviness and Roughness on the Normal Pressure Distribution in the Hertzian Contact. **ASME**, v. 109, July 1987.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. [S.l.]: Bookman, 2008.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering Tribology**. 2. ed. [S.l.]: Butterworth Heinemann, 2001.

STOLARSKI, T. A. **Tribology in Machine Design**. [S.l.]: Butterworth Heinemann, 1990.

TOMASZEWSKI, J.; DREWNIAK, J. Scuffing of Gears. **CMG KOMAG**, 2007.

WULPI, D. J. **Understanding How Components Fail**. 3°. ed. [S.l.]: ASM International, 2013.