



CARACTERIZAÇÃO DETALHADA DA EVOLUÇÃO DE UMA ENGRENAGEM PADRÃO EM ENSAIO DE MICROPITTING ACCELERADO

CARLOS MIGUEL ROCHA FERREIRA

outubro de 2024

**CARACTERIZAÇÃO DETALHADA DA EVOLUÇÃO DE
UMA ENGRENAGEM PADRÃO EM ENSAIO DE
MICROPITTING ACELERADO**

Carlos Miguel Rocha Ferreira

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Construções Mecânicas**

Orientador: Ramiro Carneiro Martins

Co-orientador: Pedro Correia Romio

Júri:

Presidente:

Armando José Vilaça Campos, Professor Adjunto, ISEP

Vogais:

Pedro Miguel Teixeira Marques, Professor Auxiliar Convidado, FEUP

Ramiro Carneiro Martins, Professor Adjunto, ISEP

Agradecimentos

Gostaria de expressar a minha profunda gratidão ao Doutor Ramiro Carneiro Martins, cuja orientação e apoio foram fundamentais para a realização deste estudo. A sua disponibilidade e sabedoria proporcionaram-me as condições necessárias para concluir este trabalho.

Um agradecimento especial ao Doutor Pedro Romio, cuja presença diária foi crucial ao longo deste percurso. A sua dedicação e disponibilidade para me ajudar a ultrapassar os obstáculos encontrados foram fundamentais para a conclusão deste projeto, e sou profundamente grato pelo tempo e esforço que dispensou.

Agradeço ainda aos funcionários do CETRIB do INEGI, que me acolheram na sua unidade de investigação e contribuíram com os seus conhecimentos e recursos para a concretização deste projeto.

Não posso deixar de agradecer aos meus amigos e colegas de curso, pela camaradagem e companheirismo que sempre demonstraram, tanto nos anos de licenciatura como de mestrado, tornando este percurso mais leve e enriquecedor. Aos meus familiares, um sincero agradecimento pelo incentivo constante para que eu alcançasse este objetivo.

Por fim, um agradecimento muito especial aos meus pais, por todas as palavras de encorajamento, pelos conselhos sábios, pelo esforço incansável e pelo apoio incondicional que me deram ao longo de toda a minha vida académica. Sem eles, este sonho não teria sido possível.

Resumo

Esta dissertação teve como objetivo estudar o fenômeno de *micropitting* em engrenagens, utilizando simulações numéricas como substituto ao ensaio experimental, devido à avaria da máquina de ensaios FZG. Para isso, foram realizadas simulações com diferentes rugosidades e cargas, permitindo avaliar o comportamento das engrenagens sob condições variadas.

Os métodos utilizados incluíram a caracterização detalhada dos corpos de prova, do óleo lubrificante e da textura superficial, além da implementação de um modelo numérico para a análise do *micropitting* desenvolvido por Romio et al. [1].

Os resultados das simulações mostraram que a rugosidade da superfície tem um impacto significativo na formação do *micropitting*, com o seu aumento a levar a uma maior probabilidade de ocorrência do fenômeno. A análise dos coeficientes de segurança à fadiga também indicou uma correlação direta entre o aumento da carga e a redução da segurança contra o *micropitting*, especialmente em superfícies com rugosidade elevada. Além disso, foi realizada uma comparação entre os valores dos coeficientes de segurança à fadiga obtidos nas simulações numéricas e os obtidos no software KISSsoft, verificando-se uma boa concordância, embora o KISSsoft tenha mostrado uma linearidade na relação carga/segurança não observada nas simulações numéricas.

As conclusões destacam a importância da rugosidade na ocorrência do *micropitting* e sugerem trabalhos futuros para explorar a fronteira exata entre as rugosidades que causam e não causam *micropitting*, bem como a validação dos resultados simulados através de ensaios experimentais.

Palavras-chave: *Micropitting*, Engrenagem, Rugosidade, Lubrificação, Simulação Numérica, Coeficiente de Segurança

Abstract

This dissertation aimed to study the phenomenon of micropitting in gears, using numerical simulations as a substitute for experimental tests due to the failure of the FZG testing machine. Simulations were conducted with varying roughness and load conditions, to assess gear performance under different scenarios.

The methods used included detailed characterization of the test bodies, lubricant oil, and surface texture, in addition to the implementation of a numerical model for micropitting analysis developed by Romio et al. [1].

The simulation results showed that surface roughness has a significant impact on the formation of micropitting, with increased roughness leading to a higher probability of occurrence. The analysis of safety factors against fatigue also indicated a direct correlation between increased load and reduced safety against micropitting, especially on surfaces with higher roughness. Additionally, a comparison between the fatigue safety factors obtained from numerical simulations and those from the KISSsoft software revealed good agreement, although KISSsoft exhibited a linear load/safety relationship not observed in the numerical simulations.

The conclusions highlight the importance of roughness in the occurrence of micropitting and suggest future work to explore the exact boundary between roughness that causes and does not cause micropitting, as well as the validation of simulated results through experimental tests.

KEYWORDS: Micropitting, Gears, Roughness, Lubrication, Numerical Simulation, Safety Factor

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract.....	vii
Índice.....	ix
Lista de Figuras.....	xiii
Lista de Tabelas.....	xvii
Acrónimos e Símbolos.....	xix
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Objetivos	1
1.3. Estrutura da dissertação	2
1.4. Listagem de tarefas	2
1.5. Resultados Esperados e Riscos.....	2
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1. <i>Micropitting</i> em Engrenagens.....	5
2.1.1. Definição de <i>Micropitting</i>	6
2.1.2. <i>Micropitting</i> , <i>Pitting</i> e <i>Spalling</i>	8
2.1.3. Influência do Material.....	10
2.1.4. Tensões residuais	11
2.1.5. Critério de Dang Van.....	12
2.1.6. Ensaio em Engrenagens de Dentado Reto e Helicoidal	13
2.2. Lubrificação e a sua influência no <i>Micropitting</i>	13
2.2.1. Lubrificantes sintéticos	14
2.2.2. Viscosidade	14
2.2.3. Termoviscosidade	15
2.2.4. Piezoviscosidade	16
2.2.5. Aditivos	16
2.2.6. Ambiente.....	17
2.2.7. Espessura específica do lubrificante	17
2.3. Efeito da Rugosidade.....	21
2.3.1. Composição da superfície	21
2.3.2. Perfis de rugosidade	22
2.3.3. Rugosidade aritmética média	23
2.3.4. Rugosidade quadrática média	24

2.4.	Ensaio de <i>micropitting</i>	25
2.4.1.	Ensaio de engrenagens FZG.....	25
2.4.2.	Caracterização da engrenagem FZG-C.....	27
2.4.3.	Equipamento do ensaio FZG	28
2.4.4.	Resultados experimentais de testes FZG	30
2.5.	Estado de Arte	31
3.	Desenvolvimento	33
3.1.	Caracterização dos Corpos	33
3.1.1.	Discos Osculadores	34
3.1.2.	Velocidade dos discos	36
3.1.3.	Força de contacto	37
3.1.4.	Pressão Hertziana	39
3.2.	Caracterização do Óleo Lubrificante	40
3.2.1.	Parâmetros Básicos do Óleo	40
3.2.2.	Parâmetros Gold e Viscosidade cinemática.....	41
3.2.3.	Parâmetros de Bair e Winer e Coeficiente de Atrito de Limite	44
3.3.	Caracterização da textura superficial.....	45
3.3.1.	Rugosidade Composta	46
3.3.2.	Perfis Gerados.....	46
3.4.	Modelo Numérico	48
4.	Resultados e Discussão	53
4.1.	Resultados das simulações numéricas	53
4.1.1.	Superfície Lisa	54
4.1.2.	Rugosidade Ra = 0.05.....	57
4.1.3.	Rugosidade Ra = 0.5.....	62
4.1.4.	Rugosidade Ra = 1.5.....	66
4.2.	Discussão de resultados	71
4.2.1.	Comparação entre Superfícies Lisas e Rugosas	72
4.2.2.	Efeito do aumento de Rugosidade.....	73
4.2.3.	Efeito do aumento de carga.....	74
4.3.	Análise de <i>micropitting</i> com KISSsoft.....	76
4.3.1.	Introdução ao KISSsoft.....	76
4.3.2.	Introdução de dados	77
4.3.3.	Comparação de resultados com modelo numérico.....	79
5.	Conclusão	81
5.1.	Conclusões finais	81
5.2.	Limitações e trabalhos futuros.....	82
	Referências.....	83

Declaração de Integridade	87
Anexo A – FICHA TÉCNICA LUBRIFICANTE PAO 150.....	89

Lista de Figuras

Figura 1 – Danos de Micropitting [5]	6
Figura 2 – Fissuras com origem no Micropitting [5]	7
Figura 3 – Esquema da propagação de fissuras e zonas de Micropitting [5].....	7
Figura 4 – Falhas observadas em engrenagens de turbinas eólicas [9].....	8
Figura 5 – Comparação entre (a) Pitting e (b) Micropitting [10].....	9
Figura 6 – Danos de Spalling [10]	9
Figura 7 - Danos por micropitting encontrados nos flancos dos dentes de engrenagens helicoidais e de dentes retos [21].....	13
Figura 8 – Escoamento laminar do lubrificante [28].....	15
Figura 9 – Regimes de Lubrificação em engrenagens [31]	20
Figura 10 – Espessura específica crítica do filme lubrificante [32]	20
Figura 11 – Efeito da rugosidade na distribuição da pressão local, no interior do contacto [2].....	21
Figura 12 – Medições dos perfis de rugosidade de uma engrenagem [36].....	22
Figura 13 – Exemplos de diferentes valores de cut-off e respetivos perfis R e W [37]	23
Figura 14 - Superfícies com o mesmo valor de Ra [37].....	24
Figura 15 – Rugosidade média aritmética [37]	24
Figura 16 – Máquina FZG para ensaios de engrenagens	29
Figura 17 – Esquema de uma máquina FZG.....	30
Figura 18 – Esquema da Linha de Engrenamento e respetivos pontos.....	34
Figura 19 – Discos Osculadores.....	35
Figura 20 – Força Normal de contacto entre dois dentes.....	38
Figura 21 – Repartição da Força Normal sobre a linha de engrenamento	38
Figura 22 – Curva Ajustada para equação de Gold	44
Figura 23 – Perfis de rugosidade 0.05 no Ponto K7/C1	47
Figura 24 – Perfis de rugosidade 0.5 no Ponto K7/C1	47
Figura 25 – Perfis de rugosidade 1.5 no Ponto K7/C1	48
Figura 26 – Algoritmo para modelo TPEHL [1].....	49
Figura 27 – Algoritmo da Solução PEHL [1].....	50
Figura 28 – Cálculo da distância entre superfícies no modelo PEHL [1]	51
Figura 29 – Distribuição da temperatura na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico.....	54
Figura 30 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	55
Figura 31 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	55
Figura 32 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície lisa para um caso geral... ..	56
Figura 33 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície lisa para o caso mais crítico	56
Figura 34 – Tensão de Dang Van na superfície lisa (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	57

Figura 35 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico.....	58
Figura 36 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral	58
Figura 37 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico	59
Figura 38 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	59
Figura 39 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ para um caso geral.....	60
Figura 40 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ para o caso mais crítico.....	60
Figura 41 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	61
Figura 42 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico.....	62
Figura 43 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral	62
Figura 44 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico	63
Figura 45 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral	63
Figura 46 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico	64
Figura 47 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ para um caso geral.....	64
Figura 48 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ para o caso mais crítico.....	64
Figura 49 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ (b) para um caso geral e (a) para o caso mais crítico	65
Figura 50 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico.....	67
Figura 51 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral	67
Figura 52 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico	67
Figura 53 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral e respetivo mapa de contacto	68
Figura 54 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico e respetivo mapa de contacto	68
Figura 55 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ para um caso geral.....	69

Figura 56 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ para um caso crítico	69
Figura 57 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico	70
Figura 58 – Definição das características geométricas no KISSsoft	77
Figura 59 – Definição dos materiais das engrenagens KISSsoft.....	77
Figura 60 - Definição do Lubrificante no KISSsoft	78
Figura 61 – Equação coeficiente de piezoviscosidade no KISSsoft	78
Figura 62 – Condições de carga no programa KISSsoft.....	79
Figura 63 – Distribuição de carga KISSsoft	80

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Comparação entre <i>Micropitting</i> e <i>Macropitting</i>	10
Tabela 2 – Condições de teste micropitting [38]	26
Tabela 3 – Estágios de Carga do teste micropitting [38].....	26
Tabela 4 – Estágios de carga do teste de <i>micropitting</i> acelerado [39]	27
Tabela 5 – Dados geométricos e de qualidade do material da engrenagem FZG- C [38].....	28
Tabela 6 – Estado de Arte	31
Tabela 7 – Raios dos Discos Osculadores.....	36
Tabela 8 – Raios da curvatura equivalente	36
Tabela 9 – Velocidade no pinhão e roda.....	37
Tabela 10 – Forças Normais de contacto	39
Tabela 11 – Pressão Máxima de contacto	40
Tabela 12 – Massas volúmicas Medidas [45].....	41
Tabela 13 - Parâmetros Básicos do Óleo [45]	41
Tabela 14 – Coeficientes de Piezoviscosidade [45].....	42
Tabela 15 – Viscosidades Dinâmicas Medidas	42
Tabela 16 – Valores das Constantes.....	43
Tabela 17 – Massa volúmica, Viscosidade Dinâmica e Viscosidade Cinemática	43
Tabela 18 – Parâmetros Gold.....	44
Tabela 19 – Parâmetros de Bair e Winer [45].....	45
Tabela 20 – Rugosidade quadrática e composta	46
Tabela 21 – Parâmetros do modelo numérico [1]	52
Tabela 22 – Coeficientes de segurança para superfície lisa.....	57
Tabela 23 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$	61
Tabela 24 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$	66
Tabela 25 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$	71
Tabela 26 – Comparação entre superfície lisa e superfície rugosa.....	72
Tabela 27 – Médias dos coeficientes de segurança.....	73
Tabela 28 – Médias dos coeficientes de segurança por carga.....	75
Tabela 29 – Comparação dos CS entre simulação numérica e KISSsoft	79

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
AR	Austenite Retida
CO	<i>Colorado</i>
CoF	Coeficiente de Atrito
CS	Coeficiente de Segurança
DGMK	<i>Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdö</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
FVA	<i>Forschungsvereinigung Antriebstechnik</i>
FZG	<i>Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau</i>
EHD	Elastohidrodinâmico
EHL	<i>Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>
EUA	Estados Unidos da América
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
IV	Índice de Viscosidade
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
PAO	Polialfaolefinas
PEHL	<i>Plasto-Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>
PG	Poliglicóis
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TEHL	<i>Thermal-Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>
TPEHL	<i>Thermal-Plasto-Elasto-Hydrodynamic Lubrication</i>

Lista de Símbolos

a	Entre-Eixo	mm
b	Largura do dente	mm
b_V	Constante da equação de Vogel	—
c_V	Constante da equação de Vogel	—
d_a	Diâmetro Addendum	mm
d_b	Diâmetro Base	mm
d_w	Diâmetro Primitivo de Funcionamento	mm
E	Módulo de Young	Pa
E^*	Módulo de Young Equivalente	Pa
F_N	Força Normal	N
G	Parâmetro do Material	—
G_∞	Módulo de Cisalhamento Elástico Limite do Lubrificante	Pa
h_0	Espessura do Filme Lubrificante	mm
h_{0C}	Espessura Ajustada do Filme Lubrificante	mm
K_V	Constante da equação de Vogel	—
L	Parâmetro térmico do lubrificante	—
m	Módulo	mm
p	Pressão	Pa
p_h	Pressão hertziana	Pa
P	Perfil primário	—
R	Perfil de Rugosidade	—
R_a	Rugosidade média Aritmética	μm
R_c	Rugosidade Composta	μm
R_q	Rugosidade Média Quadrática	μm
R_x	Raio de Curvatura equivalente	mm
s	Parâmetro de Gold	—
SRR	Taxa de escorregamento	—
t	Parâmetro de Gold	—
T	Temperatura	$^\circ\text{C}$

T_1	Binário do motor	Nm
$\overline{T_1 T_2}$	Comprimento Linha de Engrenagem	mm
U	Parâmetro de Velocidade	—
ν	Coeficiente de Poisson	—
W	Perfil de Ondulação	—
W'	Parâmetro de Carga	—
x	Coeficiente de Desvio	—
z	Número de dentes	—
α	Coeficiente de Piezoviscosidade	Pa ⁻¹
α_w	Ângulo de Pressão	°
α_{INV}	Coeficiente de Piezoviscosidade experimental	Pa ⁻¹
η	Viscosidade Dinâmica do lubrificante	Pa s
ϕ_t	Fator de correção térmica	—
ρ	Massa volúmica	Kg/m ³
τ	Tensão de corte imposta ao lubrificante	N/m ²
τ_L	Tensão de Corte Limite do Lubrificante	N/m ²
ν	Viscosidade Cinemática	cSt
$\dot{\gamma}$	Taxa de corte imposta ao lubrificante	s ⁻¹
γ_T	Coeficiente de expansão térmica	°C ⁻¹
Λ	Espessura específica do filme lubrificante	—
Λ_c	Espessura específica crítica	—

1. Introdução

1.1. Contextualização

A problemática do *micropitting* em engrenagens é um tópico de grande importância na engenharia mecânica, pois pode impactar significativamente a confiabilidade e a vida útil de sistemas de transmissão de potência. Estudos e pesquisas nessa área visam desenvolver soluções para minimizar ou prevenir o *micropitting*, contribuindo para o aprimoramento do desempenho e da durabilidade de engrenagens em diversas aplicações industriais.

É escasso na literatura técnica uma descrição detalhada e integrada dos diferentes parâmetros de controlo de uma engrenagem em ensaios de *micropitting* acelerados, nomeadamente: registo visual preciso da evolução dos flancos dos dentes, análise da evolução da rugosidade dos flancos e do runout/defeitos ao longo do ensaio, avaliação da perda de massa ao longo do ensaio, análises de amostras de óleo para caracterização das partículas libertadas ao longo do ensaio e ainda avaliar a perda de potência na engrenagem ao longo do ensaio.

Este projeto procura uma análise de todos estes dados que vão permitir ter uma visão mais integradora do início e evolução da avaria superficial de *micropitting* e a sua conjugação com os parâmetros funcionais de um contacto elastohidrodinâmico.

1.2. Objetivos

Os objetivos deste projeto passam por:

1. Avaliar o comportamento das engrenagens 16 MnCr 5 FZG-C tipo C-GF em simulações numéricas de micropitting, replicando as condições previstas no ensaio original.
2. Analisar o efeito da rugosidade e da carga nas simulações numéricas, verificando a ocorrência de micropitting em diferentes cenários.
3. Comparar os resultados das simulações com os dados obtidos pelo software KISSsoft, a fim de identificar concordâncias e divergências.

1.3. Estrutura da dissertação

A dissertação está organizada em cinco capítulos principais:

- **Capítulo 1: Introdução** - Apresenta a contextualização do tema, os objetivos do estudo, a estrutura da dissertação, a listagem de tarefas realizadas e uma previsão dos resultados esperados, além dos potenciais riscos associados ao trabalho.
- **Capítulo 2: Revisão Bibliográfica** - Fornece uma análise detalhada do estado da arte relacionado ao fenómeno de *micropitting* em engrenagens, abordando a sua definição, os fatores que o influenciam, como o material e a lubrificação, e os ensaios realizados para estudo do fenómeno.
- **Capítulo 3: Desenvolvimento** - Descreve os métodos e procedimentos utilizados na investigação, incluindo a caracterização dos corpos de prova, do óleo lubrificante, da textura superficial, e o modelo numérico implementado.
- **Capítulo 4: Resultados e Discussão** - Apresenta os resultados obtidos nas simulações numéricas e no software KISSsoft, seguido de uma discussão aprofundada que compara as diferentes condições estudadas e as suas implicações no *micropitting*.
- **Capítulo 5: Conclusão** - Resume as principais conclusões do estudo, destacando as limitações encontradas e propondo possíveis direções para trabalhos futuros.

1.4. Listagem de tarefas

As tarefas deste relatório passam por:

1. Realizar uma revisão bibliográfica sobre *micropitting* em engrenagens, lubrificação e rugosidade;
2. Definir o modelo numérico para simulações de *micropitting*, incluindo a parametrização da rugosidade, carga e condições de operação;
3. Realizar simulações numéricas de *micropitting* para as engrenagens FZG-C;
4. Comparar os resultados obtidos nas simulações numéricas com os fornecidos pelo software KISSsoft, verificando a exatidão dos coeficientes de segurança;
5. Analisar os resultados, discutir os principais achados e propor melhorias para futuros trabalhos;
6. Escrever a dissertação em paralelo com as tarefas definidas acima.

1.5. Resultados Esperados e Riscos

É esperado neste relatório obter uma caracterização detalhada e integrada de uma engrenagem 16 MnCr 5 FZG-C tipo C-GF com a realização do ensaio de *micropitting* acelerado. Desta forma este projeto pode ser utilizado como referência para futuros ensaios que utilizem a mesma

abordagem e um procedimento de ensaio bem definido para a caracterização da evolução do *micropitting*.

Este trabalho experimental é realizado numa máquina de ensaio de engrenagens, sendo um risco identificado a sua avaria ou indisponibilidade. Durante a realização deste projeto dá-se a avaria da máquina de testes FZG que impossibilita a realização do ensaio. Esta ocorrência levaria à substituição da parte experimental pela análise numérica do contacto através de um modelo e respetivo algoritmo desenvolvido por Romio et al. no laboratório de CETRIB do INEGI.

Introdução

2. Revisão Bibliográfica

No Capítulo 2, intitulado "Revisão Bibliográfica", será realizada uma análise detalhada da literatura existente sobre o fenômeno do *micropitting* em engrenagens, bem como dos fatores que influenciam o seu desenvolvimento. O capítulo está organizado em cinco partes principais, cada uma abordando um aspecto fundamental do estudo. A primeira parte, "*Micropitting* em Engrenagens", introduz o conceito de *micropitting*, diferenciando-o de outros tipos de falhas, como *pitting* e *spalling*. Além disso, serão discutidos os efeitos do material das engrenagens e das tensões residuais, bem como os ensaios específicos realizados em engrenagens retas e helicoidais para estudar este tipo de desgaste. A parte "Lubrificação e a sua Influência no *Micropitting*" explora a importância do lubrificante e das suas propriedades, como viscosidade, termoviscosidade, piezoviscosidade, e a presença de aditivos, na prevenção do *micropitting*. Também será analisado o impacto do ambiente operacional e a importância da espessura específica do filme lubrificante. A terceira parte, "Efeito da Rugosidade", examina como a rugosidade da superfície das engrenagens influencia o desenvolvimento do *micropitting*. Serão abordados conceitos como a composição da superfície, diferentes perfis de rugosidade, e métricas como a rugosidade média aritmética e média quadrática. Na parte "Ensaio de *Micropitting*", serão descritos os ensaios realizados com engrenagens FZG, destacando as características das engrenagens FZG-C e o equipamento utilizado nesses ensaios. Serão ainda apresentados alguns resultados experimentais obtidos a partir destes testes. Finalmente, a parte "Estado da Arte" compila e sintetiza alguns estudos do *micropitting* em engrenagens.

Este capítulo fornece a base teórica e contextual necessária para os trabalhos experimentais e as simulações que serão discutidos nos capítulos seguintes.

2.1. *Micropitting* em Engrenagens

Micropitting refere-se a danos superficiais decorrentes de mecanismos de fadiga de contato, resultando na propagação gradual de microfissuras nos flancos ativos dos dentes devido às tensões cíclicas aplicadas à engrenagem. A propagação de fissuras requer que as tensões aplicadas ultrapassem um valor específico intrinsecamente ligado às propriedades mecânicas do material, especialmente à sua tensão de ruptura. Entretanto, a presença de defeitos ou inclusões no interior do material atua como concentradores de tensão, favorecendo a propagação de fissuras, mesmo quando a carga aplicada ao dente da engrenagem induziria tensões internas relativamente baixas.[2]

2.1.1. Definição de *Micropitting*

O *micropitting* é uma forma particular de *pitting*, caracterizada pelo tamanho microscópico das crateras superficiais (10 a 25 μm de extensão e 10 a 20 μm de profundidade) e tem origem sobretudo nas tensões de contacto devido à rugosidade. Inicia-se muito rapidamente entre 10000 e 100000 ciclos aproximadamente. Esta forma de *pitting* é característica das engrenagens endurecidas superficialmente e retificadas. Ocorre nas zonas mais carregadas dos flancos dos dentes e tende a propagar-se por mecanismos de fadiga, conduzindo à formação e libertação de pequenas escamas superficiais de material. As zonas afetadas adquirem um aspeto baço acinzentado e revelam o desaparecimento de vestígios das marcas de retificação.[3], [4]

Este fenómeno também se evidencia pelo surgimento de áreas cinzentas localizadas em determinadas regiões dos flancos ativos dos dentes, em situações em que as pressões de contato são relativamente reduzidas. Isso ocorre devido às sobrecargas apenas nas áreas mais proeminentes dos flancos em operação. [2]

A Figura 1 exhibe danos por *micropitting* observados nos dentes de uma engrenagem helicoidal durante testes realizados na Unidade de Projeto da Universidade de Newcastle. A imagem ilustra o desgaste causado pelo *micropitting*, principalmente no *dedendum* dos dentes. O termo "mancha cinzenta" é comumente utilizado para descrever a aparência opaca do *micropitting* no flanco da engrenagem. O grau de desgaste nesse caso corresponde a um desvio máximo de cerca de 6 μm do perfil de involuta. Embora os danos também sejam visíveis no *addendum* dos dentes, eles são menos severos, com partes da superfície permanecendo praticamente intactas. A engrenagem com a qual ela se engrenou apresentava danos semelhantes, mais uma vez concentrados na parte inferior dos dentes. [5]

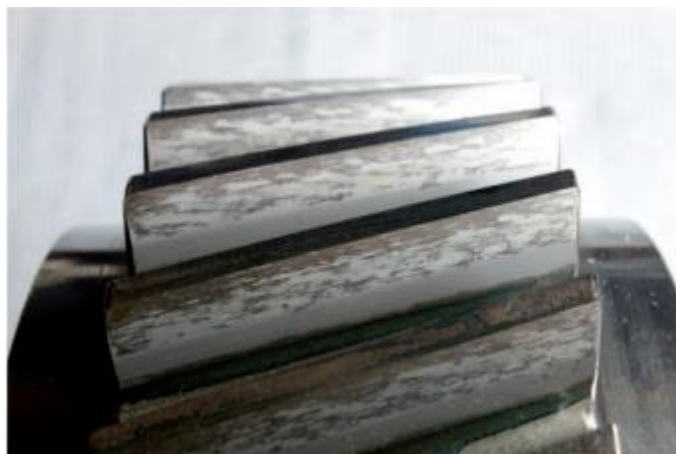


Figura 1 – Danos de *Micropitting* [5]

Como é possível evidenciar, na Figura 2, onde é mostrado as fissuras superficiais na secção de um dente de engrenagem que sofreu *micropitting*, estas tendem a crescer de forma característica numa direção oposta àquela em que a tração, causada pela fricção de deslizamento, atua na superfície afetada.

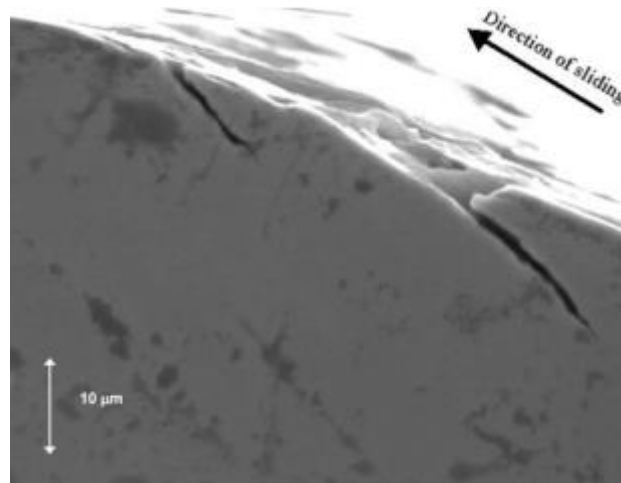


Figura 2 – Fissuras com origem no *Micropitting* [5]

Como esquematizado na Figura 3, as fissuras propagam-se em direção ao círculo primitivo no dente condutor e afastam-se do ponto de passo no dente acionado.

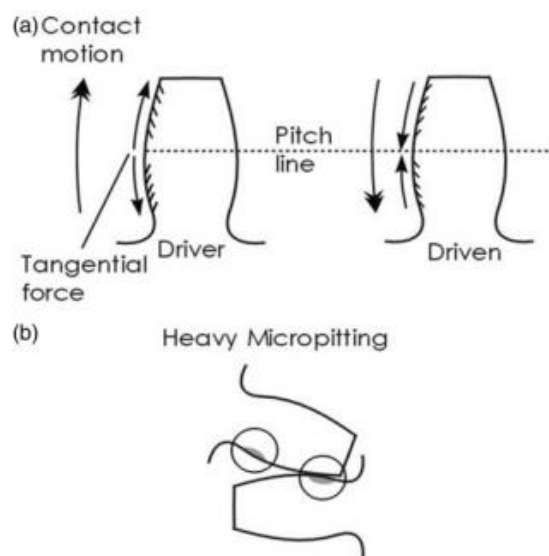


Figura 3 – Esquema da propagação de fissuras e zonas de *Micropitting* [5]

As micro-crateras distribuem-se de maneira ampla quando são aplicadas pressões de contato elevadas nos flancos dos dentes. Quando as pressões de contato ultrapassam um limite, a ação do lubrificante por si só não é suficiente para conter o desenvolvimento desse fenómeno. Embora esse mecanismo de desgaste geralmente não seja destrutivo, pode causar problemas dinâmicos significativos no funcionamento de engrenagens de alta velocidade, resultando num desgaste progressivo do perfil dos dentes na área imediatamente abaixo do raio primitivo.[2]

Na verdade, o *micropitting* não é um tipo de falha catastrófica instantânea, mas pode levar a vibrações, ruídos e desalinhamentos, ou mesmo contribuir a um estado de deterioração mais grave conduzindo ao aparecimento de outros tipos de falha, incluindo *pitting*, *spalling*, *scuffing*

e quebra de dentes [6]. Höhn [7] afirmou em 1996 que o *micropitting* seria o fator mais limitador do comportamento das engrenagens. O *National Renewable Energy Laboratory* (NREL), em Golden, CO, EUA, iniciou um projeto de fiabilidade em caixas de velocidades e organizou um *workshop* sobre *micropitting* em turbinas eólicas, que teve lugar no *National Wind Technology Center* em Boulder, CO, em abril de 2009 [8]. Apenas dois anos mais tarde, o NREL apresentou um relatório sobre a correlação entre a rugosidade da superfície e o *micropitting* no "*Wind Turbine Tribology Seminar*", e o efeito da técnica de superacabamento foi enfatizado [9]. Na Figura 4 verificar como o *micropitting* evolui para falhas mais severas observando o surgimento de *spalling*, causando avarias e acidentes em engrenagens de turbinas eólicas.

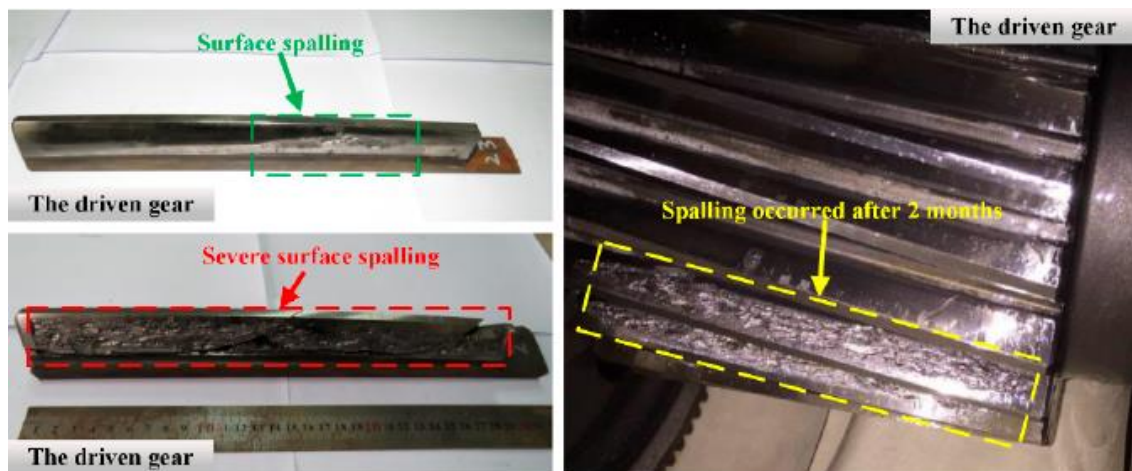


Figura 4 – Falhas observadas em engrenagens de turbinas eólicas [9]

2.1.2. *Micropitting, Pitting e Spalling*

O *Micropitting*, *Pitting* e *Spalling* são tipos de falhas que ocorrem em engrenagens, devido ao desgaste por fadiga e ao contato cíclico entre as peças em movimento. Enquanto o *Micropitting* envolve danos menores e progressivos, o *Pitting* e o *Spalling* (*Macropitting*) envolvem danos mais visíveis e significativos, que podem levar a avarias graves se não forem tratados.

O *Pitting* é uma forma de desgaste idêntica ao *Micropitting*, que tem origem após vários ciclos no interior da superfície onde pequenas fissuras evoluem para pequenas crateras, semelhantes a uma espécie de picadas. Podem alcançar várias profundidades superiores a 100 μm e um diâmetro que pode atingir 1 mm, como se pode observar na Figura 5. [10]

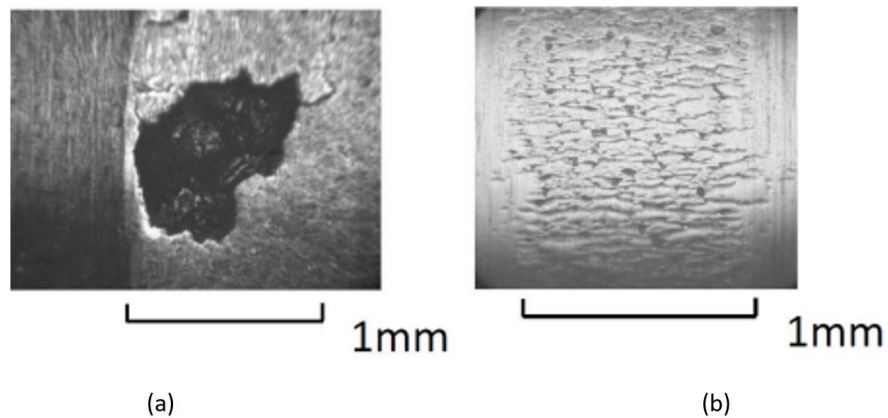


Figura 5 – Comparação entre (a) *Pitting* e (b) *Micropitting* [10]

O *Spalling* é considerado uma forma severa de *Pitting*. Origina-se com o desenvolver de fissuras ao longo dos ciclos podendo atingir crateras já existentes, que levam ao desprendimento de partículas ou pequenas placas de metal, como podemos observar na Figura 6. No entanto pode não estar relacionado com fadiga de contacto, mas sim com defeitos de fabrico. Nestas ocasiões o aparecimento de *Spalling* surge nos ciclos iniciais.

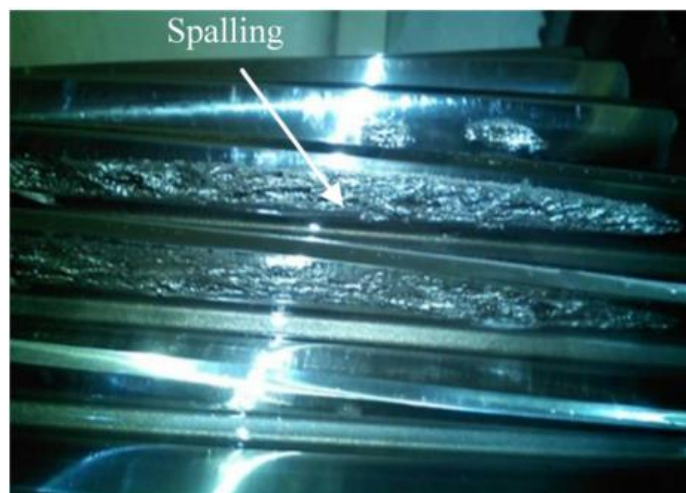


Figura 6 – Danos de *Spalling* [10]

Na Tabela 1, são apresentadas as principais diferenças entre o *Micropitting* e *Macropitting* (*Pitting* e *Spalling*).

Tabela 1 – Comparação entre *Micropitting* e *Macropitting*

	<i>Micropitting</i>	<i>Macropitting</i>
Profundidade	Tipicamente na gama de 5-10 μm ou na superfície do material	Crateras com alguns décimos de milímetro
Tamanho	Invisível ao olho humano; Sombreado cinzento	Visível ao olho humano
Causa Principal	Rugosidade	Pressão de contacto
Outras causas	Dureza; velocidade; temperatura	
Influência do Lubrificante	Elevada	Baixa
Consequências	Perda de precisão geométrica; Ruído; Vibração; Pode desenvolver <i>Macropitting</i>	Estilhaçamento; Desgaste do corpo; Perda de resistência de dente Vibração
Formas de evitar	Aumentar a espessura da película do lubrificante: utilizar óleos com aditivos S-P	Diminuir pressão

2.1.3. Influência do Material

Como revelado por várias observações experimentais [11]–[13], a diferença de materiais do aço para engrenagens e o processo de tratamento térmico podem gerar resistências de *micropitting* distintas.

Geralmente, os materiais usados no fabrico das engrenagens devem ser de elevada qualidade e pureza, isto é, as inclusões metalúrgicas devem estar reduzidas ao mínimo possível já que eliminá-las completamente é difícil e dispendioso. [2]

Tal como referido na referência [14], as engrenagens de ferro fundido dúctil austemperado de elevada resistência foram gradualmente aceites devido ao baixo custo de produção, à eventual redução do ruído e das vibrações e às propriedades auto-lubrificantes através de nódulos de grafite, resultando numa notável capacidade de flanco do dente da engrenagem. Além disso, a diversidade de tratamentos de superfície, como a cementação, a nitruração e o endurecimento, podem melhorar o desempenho da superfície da engrenagem de fadiga da superfície da engrenagem, modificando as propriedades do material ou formando uma camada endurecida sobre o substrato da engrenagem.

As seguintes investigações abrangem desde a influência de transformações de fase até otimizações de ligas, oferecendo uma visão abrangente sobre estratégias para mitigar os efeitos prejudiciais do *micropitting*.

Wilkinson et al. [15], pesquisadores do *Imperial College London*, Londres, Reino Unido, conduziram ensaios em engrenagens ao utilizar diferentes materiais para detetar danos por *micropitting*. Segundo os resultados obtidos, o aço AISI M50NiL cementado não demonstrou melhorias significativas em comparação com o aço 4%NiCrMo cementado convencional. No entanto, observou-se que o aço AISI M50NiL, quando cementado e subsequentemente

nitruado, pode apresentar melhorias substanciais. Em outra abordagem, Olia et al. [16] realizaram uma análise metalográfica em diversas engrenagens com *micropitting*, concluindo que a iniciação e propagação de fissuras, levando à formação de *micropitting*, estavam relacionadas às transformações de fase induzidas pelo processo de fadiga por contato. A taxa de propagação de *micropits* foi notavelmente maior para o aço de engrenagens no qual o decaimento da martensite foi mais pronunciado.

Le et al. [17] conduziram testes em engrenagens de nitreto de gás utilizando uma máquina de disco duplo. As conclusões indicaram que, apesar da equivalência de dureza e dos gradientes de tensão residual compressiva, as camadas nitruadas com grãos finos e filamentos de cementite foram mais resistentes ao *micropitting* em comparação com as camadas de microestrutura grosseira.

Adicionalmente, Tobie et al. [18], procuraram otimizar o desempenho de engrenagens cementadas por meio da modificação da liga. A conclusão destacou que as engrenagens fabricadas com 20MnCr5 modificado apresentaram uma sensibilidade ao *micropitting* significativamente menor do que as engrenagens fabricadas com 20CrMo5 modificado.

Roy et al. [19] empreenderam uma investigação sobre a influência da austenite retida (AR) no *micropitting* do aço AISI 8620 cementado, no estado de lubrificação limite. Para garantir a eficácia experimental, foram selecionados três níveis de AR% nos ensaios: 0% (AR baixo), 15% (AR médio) e 70% (AR alto). A aplicação do método de difração de raios X revelou que a amostra com 70% de AR apresentou a melhor vida útil em termos de *micropitting*. Esse resultado sugere que níveis mais elevados de AR% devem ser assegurados por meio de tratamentos térmicos apropriados, a fim de garantir a permanência de uma quantidade estável após a transformação de fase, contribuindo para uma maior vida útil. No entanto, é crucial ressaltar que o impacto do nível de AR na fadiga de contato global ainda não foi totalmente esclarecido.

2.1.4. Tensões residuais

Na fadiga de contato, assim como na fadiga clássica dos materiais, as tensões residuais de compressão contribuem para prolongar a vida útil dos componentes, uma vez que retardam a formação e propagação das fissuras de fadiga [20]. Em contrapartida, as tensões residuais de tração, assim como aquelas de compressão com valores absolutos relativamente elevados, têm efeitos prejudiciais no comportamento à fadiga. Com efeito, as tensões residuais atuam como uma tensão média que se sobrepõe às tensões cíclicas de serviço. As tensões residuais de compressão descarregam efetivamente a peça, ao sobrepor-se às tensões de serviço em tração, aumentando, por conseguinte, o limite de fadiga. Não é suficiente controlar o valor das tensões residuais na superfície do componente; é crucial considerar o seu valor nas camadas internas e o perfil do gradiente de tensões residuais em profundidade [21]. Na verdade, na fadiga de contato, as tensões máximas ocorrem a uma determinada profundidade, o que pode levar à iniciação de fissuras em profundidade. Além disso, é essencial não apenas observar os processos de introdução das tensões residuais, mas também a sua estabilidade ao longo do tempo de serviço do componente, uma vez que podem evoluir durante a operação. [2]

2.1.5. Critério de Dang Van

Uma fenda de fadiga, na sua fase inicial, tende a propagar-se ao longo de um plano de máxima deformação de corte, que corresponde, no caso de materiais isotrópicos, ao plano de máxima tensão de corte. Desta forma, a tensão de corte máxima torna-se um parâmetro crucial para o início de uma fenda de fadiga. Além disso, verificou-se que uma tensão hidrostática negativa — ou seja, uma pressão hidrostática — melhora a resistência à fadiga dos materiais.[22]

Com base nestas observações, Dang Van desenvolveu a formulação mais simples possível que relaciona estes parâmetros como mostra a Equação (1).

$$\tau_{max} + \alpha_{DV}\sigma_H \leq \beta_{DV} \quad (1)$$

Neste contexto, τ_{max} e σ_H correspondem à tensão de corte máxima e à tensão hidrostática no campo de tensão mesoscópico, enquanto α_{DV} e β_{DV} são propriedades de fadiga do material. Os valores de β_{DV} e α_{DV} são determinados, respetivamente, através de ensaios de torção invertida e de flexão alternada, permitindo obter dois pontos na reta definida pela Equação (1).

Dado que a tensão de corte máxima se manifesta em dois planos mutuamente perpendiculares, a orientação inicial da fenda pode ocorrer num desses planos, ou até mesmo em ambos.

Existe ainda outra interpretação possível para este critério, derivada do método de obtenção de β_{DV} . Pode-se considerar o ciclo de tensões em cada ponto como equivalente a um ciclo de tensões de torção invertido, resultando na Equação (2). [22]

$$\tau_{DV} = \max(\tau_{max} + \alpha_{DV}\sigma_H) \quad (2)$$

Desta forma, as fissuras de fadiga não se iniciam se a tensão de corte equivalente permanecer abaixo do valor de β_{DV} .

$$\tau_{DV} \leq \beta_{DV} \quad (3)$$

A Equação (3) deve ser verificada em cada instante do ciclo. Qualquer ponto em que esta condição não seja satisfeita pode eventualmente ser o local de origem de uma fissura de fadiga, passando para o regime de fadiga de baixo ciclo. Assume-se desta forma que a Equação (4) define o coeficiente de segurança à fadiga. [22]

$$CS = \frac{\beta_{DV}}{\tau_{DV}} \quad (4)$$

2.1.6. Ensaio em Engrenagens de Dentado Reto e Helicoidal

Está estabelecido que diferentes tipos de engrenagens demonstram distintas resistências ao *micropitting*. Errichello [9], do NREL, concluiu que as engrenagens helicoidais são mais adequadas para ensaios de *micropitting* do que as engrenagens de dentes retos, devido à menor vibração e menor erro de transmissão. Além disso, as engrenagens helicoidais são menos suscetíveis a alterações no perfil e operam de maneira mais suave, resultando em uma qualidade superior nos resultados dos ensaios de fadiga. A pesquisa conduzida pela *British Mechanical Power Transmissions Association* concluiu que engrenagens helicoidais fabricadas com aços 16MnCr5 ou EN36 cementados podem oferecer maior resistência à microfissuração em comparação com engrenagens de dentes retos [23]. A Figura 7 ilustra os danos por *micropitting* encontrados nos flancos dos dentes de engrenagens helicoidais e de dentes retos após testes realizados pela Universidade de Newcastle, Reino Unido.

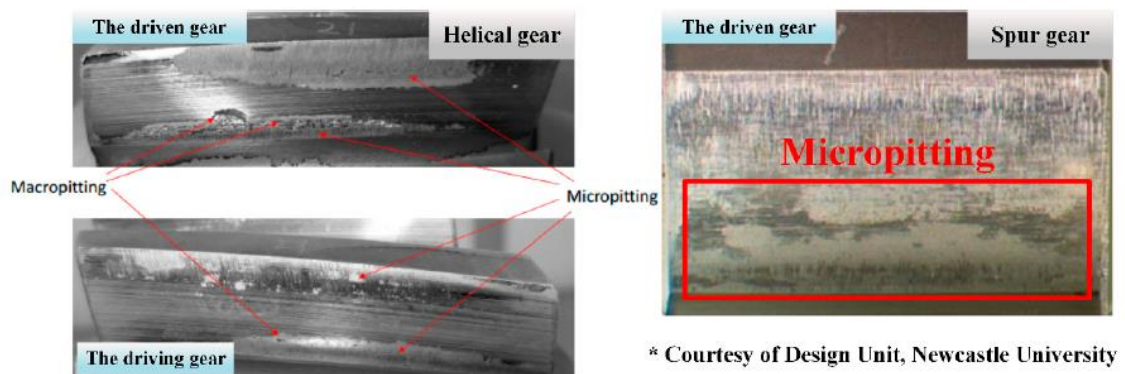


Figura 7 - Danos por *micropitting* encontrados nos flancos dos dentes de engrenagens helicoidais e de dentes retos [21]

2.2. Lubrificação e a sua influência no *Micropitting*

A lubrificação consiste na inserção de um filme de baixa resistência ao corte entre dois corpos sólidos em contacto com movimento relativo. Este filme tem a finalidade de reduzir o atrito, o desgaste e a temperatura de funcionamento, aprimorando, desta forma, o comportamento tribológico dos corpos. [2]

Para uma caracterização adequada de um lubrificante, é essencial conhecer a sua viscosidade e a variação desta em função da pressão e da temperatura, assim como as tensões de corte às quais está sujeito. Seria igualmente benéfico caracterizar de modo específico o efeito de um aditivo, como, por exemplo, os compostos à base de enxofre ou de fósforo, sobre o comportamento do lubrificante. Ao invés de caracterizar apenas globalmente o efeito do óleo base e do pacote de aditivos sobre o comportamento do contacto, a abordagem preferencial consiste em caracterizar a relação material/aditivo. [2]

Desenvolvimentos sucessivos nos óleos base e aditivos têm levado a avanços significativos nos lubrificantes: óleos mais resistentes à oxidação, viscosidade aumentada em temperaturas elevadas e maior capacidade de carga. Essa evolução resulta em tempos de vida mais prolongados nos contatos, taxas de desgaste reduzidas, maior resistência à gripagem,

interações metálicas minimizadas e, conseqüentemente, menores probabilidades de ocorrência de fadiga, especialmente quando esta resulta da iniciação devido às interações entre os picos de rugosidade. [4]

O lubrificante desempenha um papel crucial na fadiga de contato. Além de sua habilidade para criar uma película lubrificante com espessura adequada para separar completamente as superfícies, os componentes químicos de sua composição podem exercer certa influência sobre o desgaste e a fadiga nos contatos EHD. [4]

2.2.1. Lubrificantes sintéticos

Os óleos sintéticos foram desenvolvidos para superar algumas limitações dos óleos minerais, especialmente em aplicações que exigem uma performance superior, como nos motores de aeronaves. Nessas situações, é crucial que o óleo lubrificante mantenha sua integridade sob temperaturas extremas, tanto muito baixas como muito elevadas, sem se degradar.

A base desses óleos é formada por hidrocarbonetos de baixa massa molar, que são quimicamente combinados para formar compostos de maior massa molecular, garantindo assim a viscosidade desejada. Durante o processo de produção, podem ser adicionados aditivos para assegurar que o produto final atenda às especificações requeridas, como a viscosidade. Embora o custo de produção seja mais elevado, os óleos sintéticos frequentemente demonstram um desempenho superior em certas aplicações quando comparados aos óleos minerais.

Esses lubrificantes possuem vantagens inerentes, como maior durabilidade, miscibilidade com a água e, em alguns casos, não serem inflamáveis, o que os diferencia dos lubrificantes de origem mineral. [24]

Dentro da categoria de lubrificantes sintéticos, destacam-se os seguintes tipos [25]:

- **Polialfaolefinas (PAO):** O lubrificante sintético mais comum, conhecido por sua excelente estabilidade térmica, alto índice de viscosidade (IV) e baixa toxicidade.
- **Poliglicóis (PG):** Caracterizam-se por seu baixo coeficiente de atrito, elevado IV, boa solubilidade e baixo coeficiente de piezoviscosidade.
- **Ésteres:** Esta categoria abrange uma ampla variedade de lubrificantes, cada um com propriedades específicas. Entre suas principais vantagens estão a boa resistência à oxidação, bom desempenho em baixas temperaturas e, em alguns casos, a biodegradabilidade, que é um atributo crucial [26].

2.2.2. Viscosidade

A viscosidade representa uma das propriedades fundamentais de um lubrificante, que é maior quanto maior for a resistência ao escoamento. Uma maior viscosidade num lubrificante significa uma maior dissipação de energia durante o funcionamento das engrenagens. O modelo de Newton permite definir a viscosidade dinâmica η através da Equação (5), em que τ representa a Tensão de corte imposta ao lubrificante, e $\dot{\gamma}$ representa a Taxa de corte imposta ao

lubrificante. Os fluidos que respeitam essa condição são designados por fluidos newtonianos.[27]

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (5)$$

Na Figura 8 é possível observar uma placa a mover a uma determinada velocidade relativamente a outra placa, onde a velocidade constante é mantida através de uma força proporcional à viscosidade do fluido.

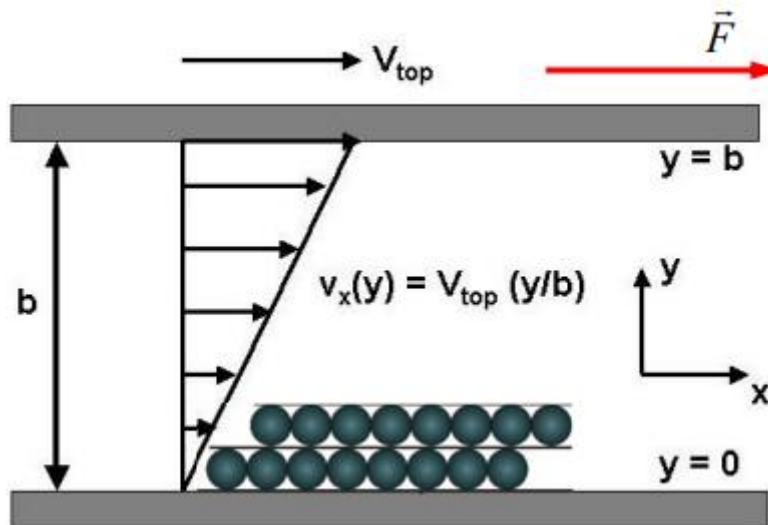


Figura 8 – Escoamento laminar do lubrificante [28]

Também é feita a relação entre a viscosidade dinâmica η e a massa volúmica ρ , que consiste na viscosidade cinemática ν , em que esta é definida pela Equação (6).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (6)$$

2.2.3. Termoviscosidade

A Termoviscosidade de um lubrificante refere-se à forma como a viscosidade do lubrificante varia com a temperatura. Geralmente o efeito comum do aumento da temperatura resulta na diminuição da viscosidade dos lubrificantes. Existem vários modelos que descrevem esta variação, no entanto a fórmula mais utilizada nos cálculos de engenharia é a equação de Vogel, como mostra a Equação (7).

$$\eta = K_V e^{\frac{b_V}{(T+c_V)}} \quad (7)$$

As constantes K_V , c_V e b_V são parâmetros que dependem do lubrificante, que para o seu cálculo utiliza-se as Equações (8), (9) e (10) e os valores de viscosidade dinâmica a 40°C (η_1), 70°C (η_2) e 100°C (η_3).

$$K_V = \exp \left\{ \frac{\left[\frac{(T_1 \ln \eta_1 - T_2 \ln \eta_2)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_2)} - \frac{(T_1 \ln \eta_1 - T_3 \ln \eta_3)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_3)} \right]}{\left[\frac{(T_1 - T_2)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_2)} - \frac{(T_1 - T_3)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_3)} \right]} \right\} \quad (8)$$

$$c_V = \frac{(T_1 - T_2)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_2)} \ln K - \frac{(T_1 \ln \eta_1 - T_2 \ln \eta_2)}{(\ln \eta_1 - \ln \eta_2)} \quad (9)$$

$$b_V = (T_1 + c) \ln \left(\frac{\eta_1}{K} \right) \quad (10)$$

2.2.4. Piezoviscosidade

A variação da viscosidade com a pressão refere-se à Piezoviscosidade, e pode ser definido pela lei de Barus, expressa na equação (11), onde p representa a pressão, η_0 representa a viscosidade dinâmica à pressão ambiente, e α representa o coeficiente de piezoviscosidade.

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (11)$$

O coeficiente de piezoviscosidade pode ser definido pela equação de Gold, representada na equação (12), que é calculado a partir da viscosidade cinemática ν , e s e t são constantes dependentes do lubrificante.

$$\alpha = (s\nu^t) \times 10^{-8} \quad (12)$$

O efeito comum do aumento da pressão resulta num aumento de viscosidade, e para a maioria dos lubrificantes o efeito da pressão é superior ao efeito da temperatura, sabendo que os contactos elastohidrodinâmicos possuem elevadas pressões na ordem dos gigapascals (GPa) e rápidas taxas de aumento de pressão.

2.2.5. Aditivos

Os aditivos são substâncias químicas incorporadas nos lubrificantes com o propósito de proporcionar ou reforçar uma característica desejada. Especificamente, os aditivos de Extrema Pressão (EP) são empregues para prevenir o contato destrutivo entre superfícies metálicas sujeitas a movimento relativo e elevadas cargas. [2]

Rounds observou que a introdução de compostos reativos de cloro em óleos minerais resulta na redução da resistência à fadiga, enquanto a incorporação de éteres polifenílicos clorados e silicone metilfenílico a aumenta. Por sua vez, Cuervo destacou que a adição do aditivo anti-desgaste (AW) dialquil-ditiofosfato de zinco notavelmente amplia a resistência à fadiga de contacto, especialmente sob cargas elevadas [4], [29].

2.2.6. Ambiente

O ambiente desempenha uma função significativa no fenómeno da fadiga de contacto. Dado que a fadiga de contacto é um fenómeno de superfície, e considerando a elevada relação entre superfície e volume nos contactos de rolamento (onde as zonas sob tensão se limitam praticamente às camadas superficiais ou muito próximas da superfície), é razoável supor que o ambiente desempenhe um papel mais relevante no processo de *micropitting* do que nos processos de fadiga não tribológica. [2]

A presença de um ambiente corrosivo pode impactar o comportamento da fadiga de contacto. A existência de água nos lubrificantes pode acelerar o colapso por fadiga em contactos de rolamento. Vários autores sugerem que a presença de água induz a difusão de hidrogénio nas superfícies sujeitas a tensões elevadas, resultando em fragilização pelo hidrogénio e acelerando a propagação das fissuras de fadiga. Circena e Szielet indicaram que a oxidação ácida durante o contacto de rolamento pode libertar hidrogénio devido à reação eletroquímica com o aço, sendo a água o meio condutor nesse processo. [4], [29]

2.2.7. Espessura específica do lubrificante

A espessura específica do filme lubrificante é um indicador do tipo de regime de lubrificação que reflete a severidade de operação do contacto, considerando a possibilidade de gripagem e de outras formas de avarias nos dentes das engrenagens. Existem intervalos de valores típicos da espessura específica do filme lubrificante que podem ser associados à intensidade do desgaste das engrenagens e, de uma forma geral, a todos os tipos de avarias de superfície. A formulação de Dowson, no caso dos contactos lineares, para o cálculo da espessura do filme lubrificante no centro de contacto, h_0 , é definido pela equação (13) [30]:

$$h_0 = 1.95R_x U^{0.727} G^{0.727} W'^{-0.091} \quad (13)$$

O termo R_x representa o raio de curvatura equivalente, o termo U representa o parâmetro da velocidade, o termo G representa o parâmetro do material e o termo W' representa o parâmetro de carga, obtidos a partir das equações (14), (15), (16) e (17). [31]

$$R_x = \left[0.5 \left(\frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \right) \right]^{-1} \quad (14)$$

$$U = \frac{\eta_0(U_1 + U_2)}{2R_x E^*} \quad (15)$$

$$G = 2\alpha E^* \quad (16)$$

$$W' = \frac{F_N}{lR_x E^*} \quad (17)$$

O termo E^* representa o modulo de Young Equivalente e é obtido a partir da equação (18).

$$E^* = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (18)$$

A espessura ajustada do filme lubrificante h_{0C} é obtido pela equação (19), onde a espessura do filme h_0 é multiplicada por um fator de correção térmica ϕ_t , em que é considerado o aquecimento do lubrificante na zona de convergência do contato entre os dentes da engrenagem, originado pela deformação de corte piezoviscosa no lubrificante. [31]

$$h_{0C} = h_0 \phi_t \quad (19)$$

O fator de correção térmica pode ser obtido a partir da equação (20), onde a taxa de escorregamento SRR é obtido a partir da equação (21) e o parâmetro térmico do lubrificante L é obtido a partir da equação (21). [31]

$$\phi_t = \{1 + 0.1[(1 + 14.8(SRR^{0.83}))L^{0.64}]\}^{-1} \quad (20)$$

$$SRR = \frac{|U_1 - U_2|}{U_1 + U_2} \quad (21)$$

$$L = \frac{\beta \eta_0 (U_1 + U_2)^2}{K} \quad (22)$$

A espessura específica do filme lubrificante Λ é então definida pela equação (23).

$$\Lambda = \frac{h_{0C}}{R_c} \quad (23)$$

Em que R_c corresponde à rugosidade composta das duas superfícies em contacto e é definida pela equação (24), em que R_{q1} e R_{q2} correspondem à rugosidade quadrática média da superfície 1 e 2 respetivamente.

$$R_c = \sqrt{(R_{q1})^2 + (R_{q2})^2} \quad (24)$$

A espessura específica do filme lubrificante (Λ) é significativa na fadiga de contato dos flancos dos dentes das engrenagens e define o regime de lubrificação como pode ser observado na figura Figura 9 [3], [4]:

Se $\Lambda < 0.7$ (lubrificação em regime limite), em que a força normal de contacto é totalmente suportada pelo contacto metal-metal entre os picos das rugosidades das superfícies e ocorre inexistência de um filme lubrificante hidrodinâmico. A fadiga ocorrerá principalmente à superfície, facilitando, numa primeira fase, o surgimento de *micropitting*, que, por sua vez, contribuirão para acelerar o desenvolvimento de *pitting*. Se a espessura específica for muito reduzida (< 0.4), verifica-se uma condição severa, pois serão frequentes as interações metálicas entre os picos de rugosidade das superfícies, que, ocorrendo de maneira pronunciada, vão deformar plasticamente a zona superficial dos sólidos, criando condições para a propagação de *micropitting*. [3], [4]

Se $0.7 < \Lambda < 2.0$ (lubrificação em regime misto), em que a força normal de contacto é suportada em simultâneo pelo contacto metal-metal entre os picos das rugosidades das superfícies e pelo filme lubrificante EHD. Podem ocorrer simultaneamente *micropitting* e *pitting*, de forma pontual ao longo da pista de contato, assumindo aqui grande relevância parâmetros como a contaminação do lubrificante, água dissolvida no óleo, forma das rugosidades e propriedades dos materiais. [3], [4]

Se $\Lambda > 2.0$ (lubrificação em regime de filme completo), em que a força normal de contacto é totalmente suportada pelo filme lubrificante EHD que separa completamente as superfícies impedindo a ocorrência de contacto metal-metal. A fadiga ocorrerá principalmente no interior dos sólidos em contato, sendo mais provável o surgimento de *pitting* do que *micropitting*. O fato do campo de tensões no interior dos sólidos ser predominantemente devido ao contato global de Hertz leva a que as tensões máximas ocorram no interior dos sólidos, à profundidade onde ocorre a máxima tensão de corte. Por esse motivo, é razoável supor que as fissuras se iniciem e propaguem a partir do interior dos sólidos, resultando principalmente em *spalls*. [3], [4]

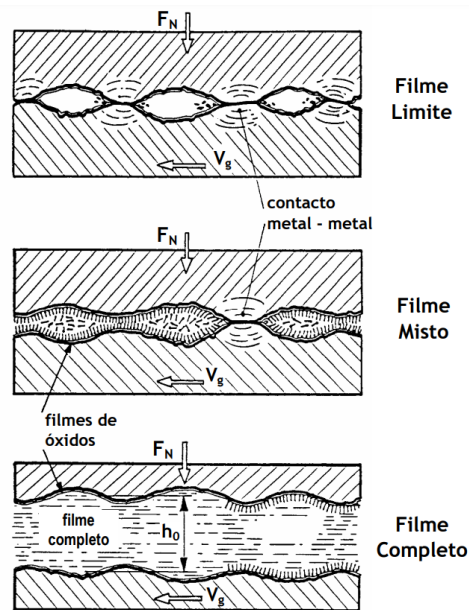


Figura 9 – Regimes de Lubrificação em engrenagens [31]

A durabilidade à fadiga tende a diminuir com a redução da qualidade superficial. Da mesma forma, essa durabilidade tem uma queda mais acentuada com a diminuição da espessura específica Λ .

Quando a fissuração ocorre na superfície, a vida útil à fadiga de contato é significativamente menor em comparação com quando a iniciação ocorre no interior dos sólidos. Todos os pontos dos sólidos devem ser considerados suscetíveis a falhas por fadiga de contato, não se limitando apenas aos pontos onde as tensões são máximas.

Analisando a Figura 10, verifica-se que a espessura específica crítica aumenta com a velocidade tangencial da engrenagem e, a partir de um determinado valor (especificamente acima dos 100-150 m/s), a espessura específica crítica permanece constante ($\Lambda_c=2$) [32], [33].

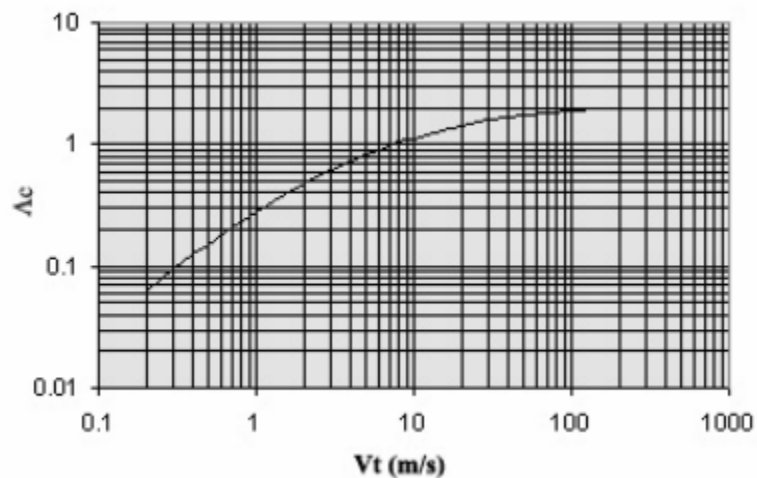


Figura 10 – Espessura específica crítica do filme lubrificante [32]

2.3. Efeito da Rugosidade

A rugosidade é um dos fatores que exerce uma influência significativa na durabilidade de um contato, uma vez que algumas rugosidades podem sofrer deformação plástica, com implicações cruciais na vida útil à fadiga. A rugosidade é, assim, um parâmetro essencial, afetando diretamente ou por meio da espessura específica do filme lubrificante (λ), o desempenho à fadiga dos contatos elastohidrodinâmicos.

Quando um elemento metálico é introduzido em operação, a sua textura superficial é o resultado das ferramentas e dos métodos de fabrico utilizados na sua produção. São superfícies desiguais, ao nível microscópico, e apresentam áreas mais proeminentes do que outras. A persistência do contacto levará a deformações plásticas nos picos mais proeminentes destas superfícies, resultando na diminuição progressiva da sua rugosidade média. Esse efeito é particularmente notável no início da vida útil das superfícies e é comumente denominado de "rodagem". A consequência imediata desse fenómeno é o aumento gradual da área real de contacto e, por conseguinte, a redução da pressão média aplicada para uma força específica nas superfícies [34], [35]. No caso de componentes metálicos operando em condições permanentes, ocorre um desgaste correspondente, principalmente removendo os picos de rugosidade mais proeminentes até que um equilíbrio seja alcançado entre a pressão média no contacto e a resistência mecânica do material, mediante o aumento gradual da área efetiva de contacto.

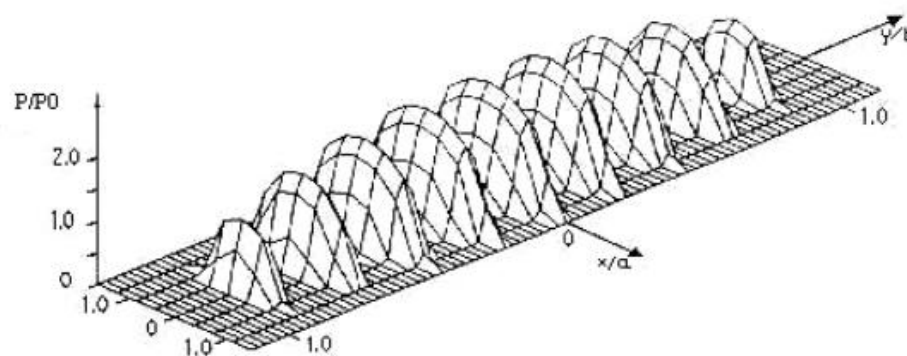


Figura 11 – Efeito da rugosidade na distribuição da pressão local, no interior do contacto [2]

A Figura 11 apresenta uma simulação computacional na qual duas superfícies interagem, resultando numa área global com uma configuração elíptica. Nesta representação, é possível observar o impacto da irregularidade superficial na distribuição da pressão local dentro do contacto. [2]

2.3.1. Composição da superfície

Após o processo de fabricação de uma peça, é possível que ela não apresente a forma exata desejada. Com frequência, são necessárias correções para que a peça adquira a forma correta.

Contudo, mesmo após essas correções, qualquer superfície ainda é composta por diferentes características, como [36]:

- **Forma (1ª ordem):** Erros de forma podem ocorrer devido ao desalinhamento do eixo principal da peça.
- **Ondulação (2ª ordem):** Resulta de vibrações e desalinhamentos durante as operações de corte, além de poder estar relacionada a deformações que ocorrem durante tratamentos térmicos.
- **Rugosidade (3ª a 4ª ordem):** Está associada à geometria da ferramenta de corte, ao material da peça, à velocidade da operação e ao tipo de processo utilizado.

2.3.2. Perfis de rugosidade

Ao medir a rugosidade de uma superfície, podem ser identificados três perfis distintos, conforme ilustrado na Figura 12. Quando se utiliza um rugosímetro de contato para essa medição, o primeiro perfil obtido é o perfil P. No entanto, essa medição está sujeita a erros, como a influência do raio da ponta do apalpador, que atua como um filtro mecânico da superfície, além de já incorporar a filtragem associada à escolha do “cut-off” (λ_c). O perfil resultante após a aplicação do “cut-off” é denominado perfil W [36].

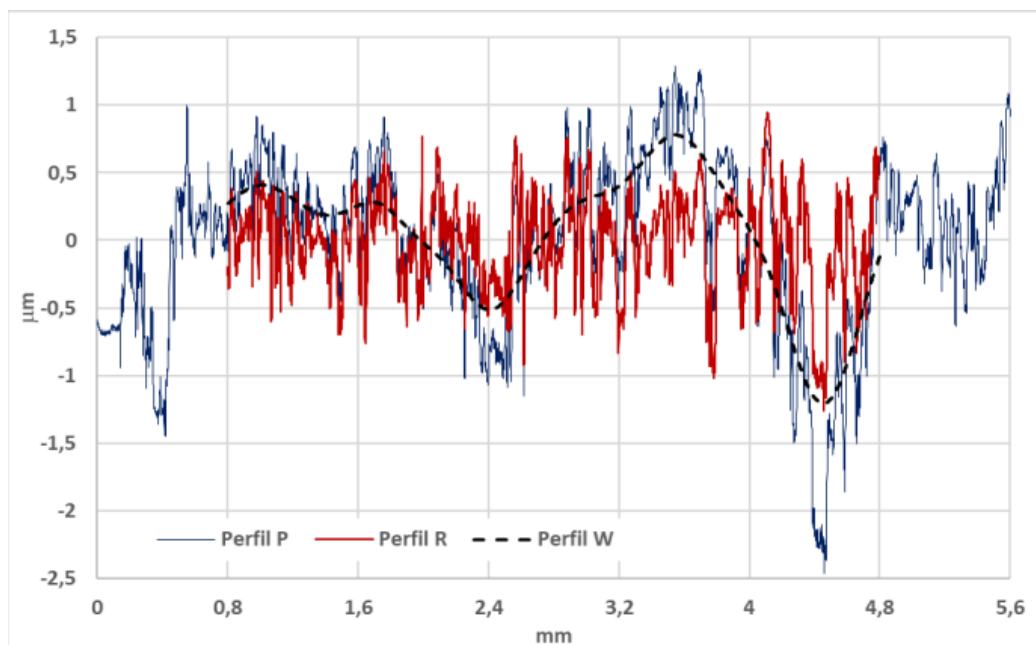


Figura 12 – Medições dos perfis de rugosidade de uma engrenagem [36]

O filtro "cut-off" é o comprimento de onda que distingue a rugosidade da ondulação, e quanto maior for maior é a rugosidade medida e menor é a ondulação, como mostra a Figura 13. Por isso deve ser definido em função do valor esperado de rugosidade.

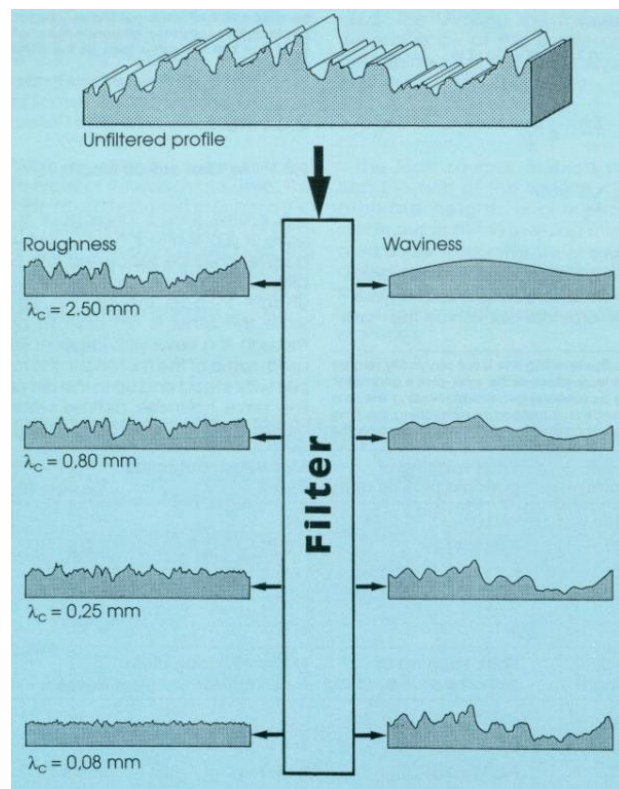


Figura 13 – Exemplos de diferentes valores de *cut-off* e respetivos perfis R e W [37]

Após a obtenção do perfil P e a aplicação da filtragem, chega-se ao perfil de rugosidade R. Conforme mencionado, este perfil inclui apenas os comprimentos de onda inferiores ao “*cut-off*”, sendo que, na área de aplicação do filtro, pode ser definido pela subtração do perfil W do perfil P, como ilustrado na equação (25).

$$R = P - W \quad (25)$$

2.3.3. Rugosidade aritmética média

O parâmetro rugosidade média aritmética (R_a) é amplamente utilizado para caracterizar o estado de superfície de um material. Representando a média aritmética dos desvios absolutos em relação à linha média da superfície, o R_a fornece uma medida clara do nível de rugosidade. Este parâmetro é especialmente valorizado pela sua simplicidade e acessibilidade, sendo o mais comum na indústria e em equipamentos de medição simples e econômicos.

Devido à sua popularidade, o R_a é frequentemente o primeiro parâmetro monitorizado em processos produtivos para garantir a qualidade superficial, e é também o padrão de referência em desenhos técnicos, a menos que outra especificação seja indicada. No entanto, apesar da sua utilidade, o R_a apresenta limitações, uma vez que não é capaz de diferenciar entre diferentes padrões de superfície, como a distribuição e a forma dos picos e vales, como é possível observar na figura Figura 14 - Superfícies com o mesmo valor de R_a [37]. Essa limitação

pode ser significativa em situações onde a textura específica da superfície é crítica para o desempenho do produto final [36].

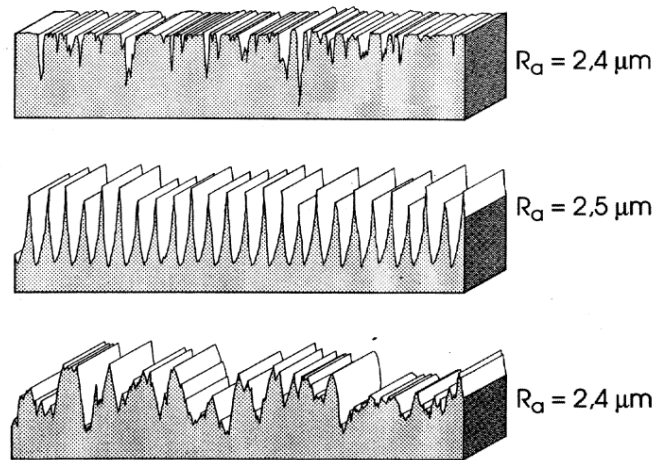


Figura 14 - Superfícies com o mesmo valor de Ra [37]

O R_a é definido como a média dos desvios do perfil em relação à linha de referência, como é ilustrado na Figura 15, e é calculado utilizando a equação (26).



Figura 15 – Rugosidade média aritmética [37]

$$R_a = d \frac{1}{l_m} \times \int_0^{l_m} |y(x)| dx \quad (26)$$

2.3.4. Rugosidade quadrática média

O parâmetro R_q (rugosidade média quadrática) é uma medida que, em relação ao R_a , é mais sensível às variações presentes na superfície, capturando de forma mais eficaz os picos e vales do perfil. Esta sensibilidade adicional torna o R_q especialmente útil na avaliação de condições críticas, como no regime de lubrificação, onde as características detalhadas da superfície influenciam diretamente o desempenho. Além disso, o R_q é mais reativo a mudanças no acabamento superficial, como variações nas alturas máximas, oferecendo uma visão mais detalhada e precisa do estado da superfície em comparação com o R_a . [36]

O parâmetro R_q pode ser definido pela equação (27).

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_m} \times \int_0^{l_m} y^2(x) dx} \quad (27)$$

2.4. Ensaios de *micropitting*

O estudo e avaliação da resistência ao *micropitting* em engrenagens são fundamentais para garantir o desempenho e a durabilidade de sistemas mecânicos. Nesse contexto, diversos pesquisadores têm realizado testes e ensaios abrangentes com o objetivo de compreender o comportamento do *micropitting* e identificar os mecanismos e as condições que oferecem maior resistência a esse tipo de dano superficial.

2.4.1. Ensaios de engrenagens FZG

Os testes em engrenagens FZG são amplamente utilizados para avaliar a resistência dos óleos lubrificantes de engrenagens ao *micropitting*. Esses testes são concebidos para replicar as condições operacionais das engrenagens, permitindo a avaliação da capacidade do óleo lubrificante em proteger as engrenagens contra o *micropitting*, uma forma de falha por fadiga. Durante os testes FZG, as engrenagens são submetidas a condições controladas de carga, enquanto o óleo lubrificante e as superfícies são monitorizados para detetar a formação de *micropitting*. Por meio desses testes, é possível avaliar o desempenho do óleo lubrificante e sua eficácia na prevenção do *micropitting*, contribuindo para a seleção de lubrificantes mais adequados e a prevenção de falhas em engrenagens. [32], [33]

O teste FVA-FZG-micro-pitting GT-C /8.3/90 [38] é amplamente reconhecido como o método padrão para avaliar as características de *micropitting* dos lubrificantes utilizados em sistemas de engrenagens. O ensaio de *micropitting* é dividido em duas partes: um ensaio de carga e uma fase de inspeção.

Durante o ensaio de carga, avalia-se a capacidade do sistema tribológico engrenagem-lubrificante de resistir ao *micropitting*, sob condições de operação específicas, descritas na Tabela 2, como a temperatura do lubrificante e a velocidade circunferencial. Inicia-se com uma fase de rodagem, durante a qual a pressão de contacto hertziana é aumentada gradualmente. Este aumento é realizado utilizando uma carga distinta, o que resulta num binário diferente. As fases de carga começam no estágio de carga 5 e prosseguem até atingir a fase de carga de rutura, progredindo no máximo até ao estágio de carga 10. A Tabela 3 mostra o esquema dos estágios de carga.

A fase de inspeção fornece dados sobre a progressão dos danos após um número mais elevado de ciclos de carga. Os flancos dos dentes são inspecionados após cada fase de carga. Caso sejam observadas microfissuras, o desvio do perfil é medido. Se o desvio médio do perfil ultrapassar o valor limite de 7.5 µm, o ensaio é interrompido. A fase de carga em que o valor-limite foi excedido é registada como a fase de carga de rutura.

Tabela 2 – Condições de teste *micropitting* [38]

Velocidade angular do pinhão (n_1), rpm	2250
Velocidade circunferencial (v) no para o diâmetro primitivo de funcionamento	$0.00383 \cdot n_1$
Engrenagem motora	Pinhão
Temperatura do óleo lubrificante	90° C
Tempo de funcionamento durante a rodagem	Cerca de 1h $1.3 \cdot 10^5$ ciclos do pinhão
Tempo de execução por fase de carga no ensaio de carga	Cerca de 16h $2.1 \cdot 10^6$ ciclos do pinhão
Tempo de funcionamento por intervalo de inspeção no ensaio de resistência	Cerca de 80h $10.5 \cdot 10^6$ ciclos do pinhão

Tabela 3 – Estágios de Carga do teste *micropitting* [38]

Estágio de carga	Torque do pinhão [Nm]	Pressão Hertziana [N/mm ²]	Comprimento do Braço [m]
Rodagem	28.8	510.0	0.35
5	70.0	795.1	0.35
6	98.9	945.1	0.35
7	132.5	1093.9	0.35
8	171.6	1244.9	0.35
9	215.6	1395.4	0.35
10	265.1	1547.3	0.35

Embora este ensaio forneça resultados precisos, é relativamente dispendioso e consome bastante tempo. Por esta razão, foi necessário complementar o teste FVA-FZG-micro-pitting com um método de ensaio curto normalizado que permite classificar os lubrificantes de maneira semelhante.

Desta forma é desenvolvido o ensaio de *micropitting* acelerado DGMK-FZG micro-pitting short test GFKT-C/8.3/90 (abreviado como GFKT) [39], como complemento ao método padrão existente, que oferece uma alternativa normalizada e eficaz para diferenciar diversos lubrificantes quanto à sua capacidade de carga em condições de *micropitting*.

Todas as condições deste teste mantêm-se iguais às do teste padrão com a exceção dos estágios de carga, sendo apenas considerados os que se encontram na tabela Tabela 4.

Tabela 4 – Estágios de carga do teste de *micropitting* acelerado [39]

Estágio de carga	Torque do pinhão [Nm]	Pressão Hertziana [N.mm ⁻²]	Comprimento do Braço [m]
Rodagem	28.8	510.0	0.35
7	132.5	1093.9	0.35
9	215.6	1395.4	0.35

2.4.2. Caracterização da engrenagem FZG-C

As engrenagens do tipo "C" apresentam uma velocidade de deslizamento equilibrada, refletindo condições mais próximas da prática operacional. Adicionalmente, as engrenagens do tipo "C" possuem uma menor largura de dentes (14 mm em vez de 20 mm), em comparação com as do tipo "A", com o objetivo de reduzir a carga aplicada no banco de ensaio. Esta diferença é compensada pela utilização de um braço de alavanca mais curto de 0,35 m na definição do binário como mostra a Tabela 3/5, assegurando que a pressão de contacto hertziana no ponto de engrenamento, em cada fase de carga durante o ensaio de *micropitting*, seja aproximadamente equivalente à pressão alcançada na mesma fase de carga durante o ensaio de *scuffing* (DIN 51 354). [38]

As engrenagens do tipo "C" incluem a utilização de retificação *Maag* 0°, com rugosidade Ra de 0,4 - 0,6 µm medida na direção da involuta. O material usado é o 16MnCr5. Os dados geométricos e de qualidade do material da engrenagem FZG-C podem ser observados na Tabela 5.

Tabela 5 – Dados geométricos e de qualidade do material da engrenagem FZG- C [38]

Dimensão	Símbolo	Valor Numérico	Unidade	
Entre-eixo	a	91.5	mm	
Largura do dente	b	14.0	mm	
Diâmetro base	Pinhão	d_{b1}	67.7	mm
	Roda	d_{b2}	101.5	mm
Diâmetro primitivo de funcionamento	Pinhão	d_{w1}	73.2	mm
	Roda	d_{w2}	109.8	mm
Diâmetro de addendum	Pinhão	d_{a1}	81	mm
	Roda	d_{a2}	117	mm
Módulo	m	4.5	mm	
Número de dentes	Pinhão	Z_1	16	-
	Roda	Z_2	24	-
Coeficiente de desvio	Pinhão	x_1	0.1817	-
	Roda	x_2	0.1715	-
Ângulo de pressão	α	20.0	° (Graus)	
Ângulo de pressão de funcionamento	α_{wt}	22.44	° (Graus)	
Ângulo de hélice	β	0.0	° (Graus)	
Material	16 MnCr 5 de acordo com DIN 17210			
Rugosidade Ra dos dentes	0.5 ± 0.1 μm			
Tratamento térmico	As engrenagens de teste são cementadas, com dureza superficial 750 HV1, na área do flanco do dente. Profundidade de cementação a 550 HV1: 0,8 - 1,0 mm (após retificação), resistência do núcleo 1000 - 1250 N/mm ² . A zona próxima da superfície não deve ter qualquer teor residual de austenite visível ao microscópio (< 20%).			

2.4.3. Equipamento do ensaio FZG

A máquina FZG para ensaio de engrenagens é utilizada para realizar vários tipos de testes, nomeadamente, ensaios de gripagem de óleos para engrenagens, ensaios de desgaste para massas lubrificantes e ensaios de fadiga superficial (pitting e micro-pitting). [33]

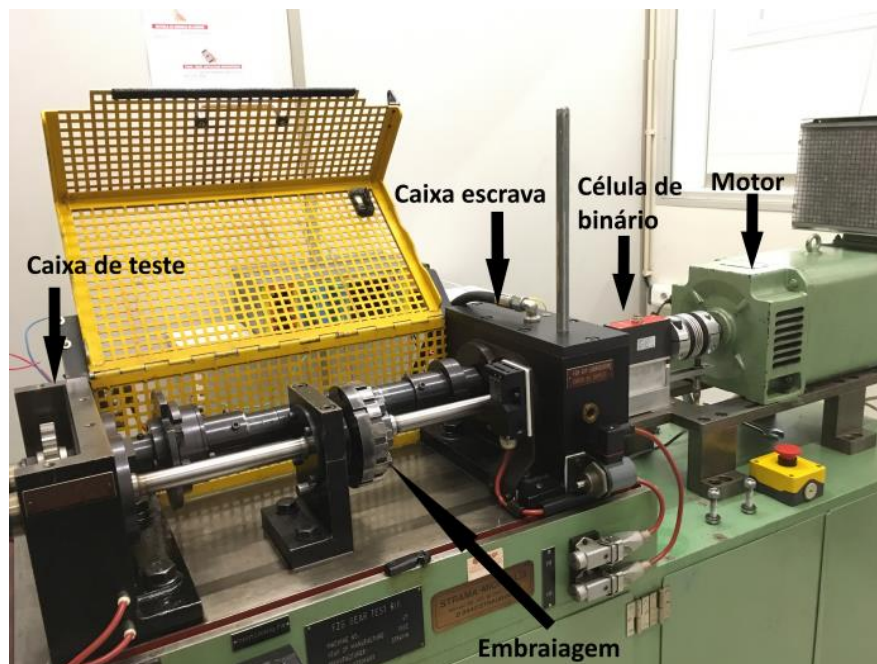
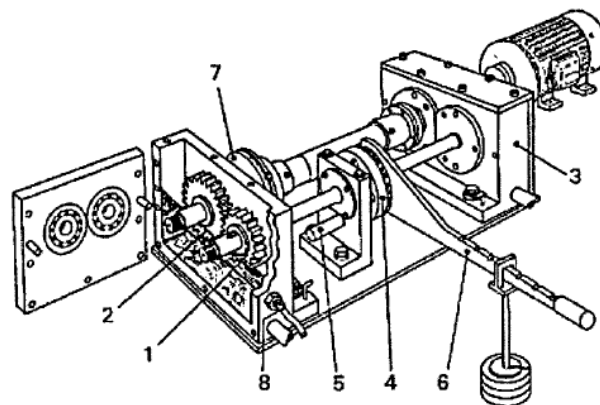


Figura 16 – Máquina FZG para ensaios de engrenagens

A máquina FZG é mostrada na Figura 16 e esquematizada na Figura 17. As engrenagens de teste encontram-se ligadas às engrenagens motoras através de dois veios. Um dos veios é dividido em duas partes com uma embraiagem intermédia que permite a aplicação de binários estáticos. Os binários aplicados podem variar de 3.3 Nm a 644 Nm, apesar de, normalmente, não serem ultrapassados os 543 Nm (correspondentes ao nível de carga 12 ou estágio de carga FZG 12). A velocidade de rotação do motor e da roda pode variar entre 50 e 3000 r.p.m., a que correspondem no pinhão 75 a 4500 r.p.m, já que a relação de transmissão (u) é 1.5. [34]

Normalmente, as engrenagens de teste são lubrificadas em banho de óleo. Este banho de óleo pode ser aquecido através de resistências elétricas e arrefecido através de um circuito de circulação de água. A temperatura do banho de óleo pode variar desde a temperatura ambiente até cerca de 200°C. A partir dos 200°C as uniões dos tubos de borracha são danificadas pelo que não é conveniente ultrapassar esta temperatura. [40]



- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1 - Pinhão teste | 5 - Pino de imobilização |
| 2 - Roda teste | 6 - Braço e cargas |
| 3 - Engrenagens motoras | 7 - Medidor de binário |
| 4 - Embraiagem | 8 - Sensor de temperatura |

Figura 17 – Esquema de uma máquina FZG

2.4.4. Resultados experimentais de testes FZG

Na pesquisa conduzida por JA Brandao et al. [41], foi realizado um teste de *micropitting*, sendo também simulado numericamente, utilizando engrenagens de dentes retos tipo C em uma máquina de ensaios FZG. O ensaio compreendeu quatro fases de carga crescente, interrompidas periodicamente durante as três primeiras para monitorização das superfícies dos flancos dos dentes e das alterações no óleo lubrificante. Cada fase de carga foi subdividida em subfases, onde ocorreu o engrenamento simulado entre o flanco de um dente do pinhão e o flanco de um dente da roda.

A simulação envolveu a aplicação de um modelo, incorporando um modelo de lubrificação de filme misto e o critério de fadiga de Dang Van, para avaliar a fadiga de contato na superfície do flanco do dente do pinhão e em sua proximidade.

A análise das subfases de carga indicou a improvável aplicação de um critério de fadiga de ciclo, pois essas subfases são demasiado curtas para serem consideradas de duração quase infinita. Contudo, a análise sugere a viabilidade de utilizar um critério modificado de Dang Van, incorporando uma curva de Wöhler para a resistência à fadiga.

Ao comparar os resultados das simulações com a perda de massa medida e o perfil do flanco do dente, constatou-se que a inclusão de um modelo de desgaste no modelo numérico global é essencial para representar com precisão as alterações no perfil da superfície do flanco do dente.

2.5. Estado de Arte

O estado de arte, observado na Tabela 6, abrange uma extensa gama de investigações relacionadas com o *micropitting*.

Tabela 6 – Estado de Arte

Referência Bibliográfica	Descrição do Trabalho
[6]	Este trabalho examina estudos recentes pertinentes ao <i>micropitting</i> em engrenagens de aço, concentrando-se especialmente no fenómeno competitivo que ocorre entre vários modos de falha por fadiga de contato durante a evolução do desgaste da superfície dos dentes da engrenagem. Paralelamente, os resultados correspondentes às recentes investigações sobre questões de <i>micropitting</i> de engrenagens, obtidos pelos autores, são apresentados com explicações mais detalhadas.
[42]	Neste projeto de pesquisa, foi desenvolvido e testado o ensaio DGMK de curta duração com lubrificantes cuja resistência à corrosão é conhecida pelos ensaios existentes. O ensaio classifica os lubrificantes em classes de capacidade de carga baixa, média e alta, sendo concluído em aproximadamente duas semanas. As classes determinadas estão correlacionadas com os resultados dos métodos de teste de corrosão FVA 2/IV e FVA 371, embora seja necessário considerar a possível influência do <i>micropitting</i> no tempo de vida do <i>pitting</i> no ensaio FVA 2/IV. O ensaio DGMK de curta duração é um procedimento adequado, diferenciando os lubrificantes quanto à capacidade de suportar corrosão com boa repetibilidade e duração reduzida, sendo visto como um suplemento aos atuais métodos de ensaio de corrosão FVA.
[43]	O teste de <i>micropitting</i> pode ser utilizado para quantificar o impacto dos lubrificantes, em particular dos aditivos, na temperatura do lubrificante e em outros fatores que afetam a <i>micropitting</i> . Este ensaio distintivo de <i>micropitting</i> permite a discriminação entre diferentes óleos, facilitando a seleção de um lubrificante com adequada resistência ao <i>micropitting</i> .
[44]	Este estudo apresenta um modelo que incorpora as características da interface, as propriedades mecânicas e os gradientes de tensão residual, visando explorar o mecanismo competitivo durante o desgaste de um par de engrenagens em uma turbina eólica. Os resultados indicam que a posição crítica do dano acumulado vai aumentando a sua profundidade a partir da subsuperfície ao longo do processo de desgaste, sinalizando uma transição gradual do modo de falha predominante de falha de contacto na superfície para falha de contacto na subsuperfície. Este cenário destaca que o projeto anti-fadiga do flanco das engrenagens pode não ser adequado para as complexas condições de contacto, uma vez que o modo de falha dominante pode evoluir durante a operação.

Revisão Bibliográfica

3. Desenvolvimento

Como previsto e mencionado previamente, a parte experimental planeada deste projeto será substituída por simulações numéricas do ensaio.

Esta análise numérica irá dividir-se em duas fases. Numa primeira fase será feita a análise em condições de superfície lisa e de três níveis diferentes de rugosidade, onde as superfícies terão valores de Ra de 0.05, 0.5 e 1.5. Para cada nível de rugosidade será feita a simulação três vezes, em que cada simulação terá um perfil gerado aleatoriamente pelo código, sendo desta forma possível uma análise estatística e validação dos valores. Numa segunda fase será feita uma comparação e validação dos resultados das simulações numéricas com os resultados obtidos com o programa KissSoft que permite analisar o contacto das engrenagens nas condições analisadas e determinar o risco de ocorrer *micropitting* de acordo com a norma ISO 6336-22:2018.

Neste capítulo, descreve-se o desenvolvimento na realização do estudo, abordando a caracterização dos corpos de prova, do óleo lubrificante utilizado, da textura superficial, bem como a elaboração do modelo numérico. Na primeira secção, "Caracterização dos Corpos", define-se os pontos particulares da linha de engrenamento, reduz-se o contacto a dois discos osculadores tendo em conta as características do perfil da envolvente, e é detalhado a velocidade dos discos, a força de contacto e a pressão hertziana. Na segunda secção, "Caracterização do Óleo Lubrificante", são apresentados os parâmetros básicos do óleo, e os parâmetros específicos de Gold, Bair, e Winer, que influenciam diretamente o comportamento tribológico das superfícies em contato. A terceira secção, "Caracterização da Textura Superficial", explora a rugosidade composta e os perfis gerados, elementos fundamentais para compreender a interação entre as superfícies durante o ensaio. Por fim, na secção "Modelo Numérico", é discutido o desenvolvimento do modelo numérico utilizado para simular as condições experimentais.

3.1. Caracterização dos Corpos

No modelo numérico para caracterizar os corpos em contacto define-se as variáveis que descrevem a ação das engrenagens.

O local geométrico dos pontos de contacto sucessivos de dois dentes em engrenamento é uma reta $T_1 T_2$, frequentemente designada por linha de engrenamento. Na realização das simulações numéricas, estabeleceu-se cinco pontos que serão analisados e comparados. Os pontos selecionados correspondem aos pontos notáveis na linha de engrenamento: A, B, C, D e I, que

Desenvolvimento

podem ser observados na Figura 18. O ponto A corresponde ao início do engrenamento, enquanto o ponto B marca o final do engrenamento. O ponto I é o ponto primitivo, o ponto C representa a transição de um para dois pares de dentes engrenados, e o ponto D indica a transição de dois para um par de dentes engrenados [31].

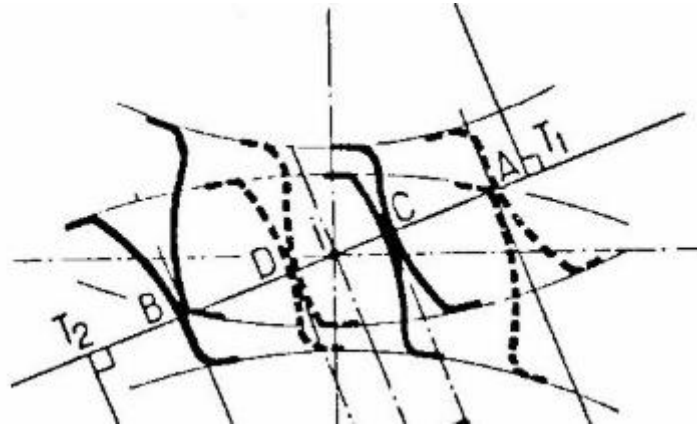


Figura 18 – Esquema da Linha de Engrenamento e respectivos pontos

3.1.1. Discos Osculadores

O comprimento da linha de engrenamento $\overline{T_1 T_2}$ é calculado pela Equação (28):

$$\overline{T_1 T_2} = (r_{b1} + r_{b2}) * \text{tg}\alpha_{wt} = 3.493 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (28)$$

Em que α_{wt} e r_b representam o ângulo de pressão de funcionamento e o raio de base, respectivamente, sendo obtidos a partir da Tabela 5.

Considere-se um ponto genérico M da linha de engrenamento situado entre A e B, como se mostra na Figura 19. No ponto M , o contacto de dois perfis de evolvente de círculo pode ser comparado àquele dos dois círculos de raios $R_1 = \overline{T_1 M}$ e $R_2 = \overline{T_2 M}$. Estes círculos são chamados “discos osculadores” e permitem simular o contacto entre dentes de engrenagens, nesse ponto M .

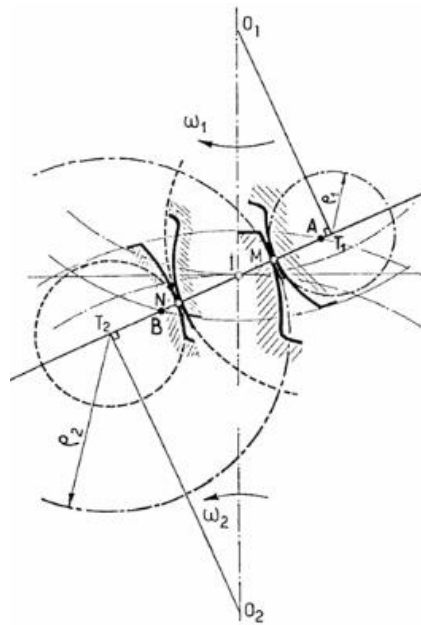


Figura 19 – Discos Osculadores

Deste modo em cada ponto que se pretende analisar é necessário definir em cada um deles os pares de raios dos discos osculadores, calculando os raios de curvatura da envolvente para o pinhão $\overline{T_1M}$, engrenagem motriz, e para a roda $\overline{T_2M}$, engrenagem movida. Estes raios dependem das características geométricas do par de engrenagens e são calculados através de fórmulas específicas para cada ponto. [31]

No ponto A o raio da envolvente para a pinhão é calculado através da Equação (29).

$$\overline{T_1A} = (r_{b1} + r_{b2}) * \operatorname{tg}\alpha_{wt} - \sqrt{(r_{a2})^2 - (r_{b2})^2} \quad (29)$$

No ponto B o raio da envolvente para a pinhão é calculado através da Equação (30).

$$\overline{T_1B} = \sqrt{(r_{a1})^2 - (r_{b1})^2} \quad (30)$$

No ponto C o raio da envolvente para a pinhão é calculado através da Equação (31).

$$\overline{T_1C} = \sqrt{(r_{a1})^2 - (r_{b1})^2} - \pi * m * \cos\alpha \quad (31)$$

No ponto D o raio da envolvente para a pinhão é calculado através da Equação (32).

$$\overline{T_1D} = (r_{b1} + r_{b2}) * \operatorname{tg}\alpha_{wt} - \sqrt{(r_{a2})^2 - (r_{b2})^2} + \pi * m * \cos\alpha \quad (32)$$

No ponto I o raio da envolvente para a pinhão é calculado através da Equação (33).

Desenvolvimento

$$\overline{T_1 I} = r_{b1} * \text{tg}\alpha_{wt} \quad (33)$$

Para calcular o valor do raio da envolvente para a roda $\overline{T_2 M}$ de cada ponto subtrai-se o valor do comprimento da linha envolvente pelo respetivo raio da envolvente do pinhão, como demonstra a equação (34).

$$\overline{T_2 M} = \overline{T_1 T_2} - \overline{T_1 M} \quad (34)$$

Aplicando as equações e as características geométricas da engrenagem obtém-se os resultados apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Raios dos Discos Osculadores

	Pinhão $\overline{T_1 M}$	Roda $\overline{T_2 M}$	
A	$4.468 * 10^{-3}$	$3.046 * 10^{-2}$	
C	$1.028 * 10^{-2}$	$2.464 * 10^{-2}$	
I	$1.397 * 10^{-2}$	$2.096 * 10^{-2}$	[m]
D	$1.775 * 10^{-2}$	$1.717 * 10^{-2}$	
B	$2.357 * 10^{-2}$	$1.136 * 10^{-2}$	

Conhecidos os raios de curvatura de cada um dos discos osculadores $\overline{T_1 M}$ e $\overline{T_2 M}$ é possível definir um raio de curvatura equivalente, R_x , em qualquer ponto M , através da equação (35).

$$\frac{1}{\overline{T_1 M}} + \frac{1}{\overline{T_2 M}} = \frac{1}{R_x} \quad (35)$$

Aplicando a equação obtém-se os valores de R_x para cada ponto na Tabela 8.

Tabela 8 – Raios da curvatura equivalente

	R_x	
A	$3.896 * 10^{-3}$	
C	$7.255 * 10^{-3}$	
I	$8.382 * 10^{-3}$	[m]
D	$8.729 * 10^{-3}$	
B	$7.665 * 10^{-3}$	

3.1.2. Velocidade dos discos

Outro dado necessário de definir para o modelo numérico é a velocidade na roda e no pinhão de cada ponto, que depende do raio de curvatura da envolvente e da velocidade de rotação.

Para calcular a velocidade do pinhão em cada ponto aplica-se a equação (36), onde $n_1 = 2250$ rpm, que é convertido para rad/s, representa a velocidade angular do pinhão para o teste de *micropitting*, expressa na Tabela 2.

$$V_{1M} = \overline{T_1 M} * n_1 \quad (36)$$

Para calcular a velocidade da roda em cada ponto aplica-se a equação (38), onde n_2 representa a velocidade angular da roda para o teste de *micropitting*, calculado a partir da equação (37).

$$n_2 = \frac{Z_1}{Z_2} * n_1 \quad (37)$$

Os parâmetros Z_1 e Z_2 correspondem ao número de dentes do pinhão e da roda respetivamente, que são obtidos a partir da Tabela 5.

$$V_{2M} = \overline{T_2 M} * n_2 \quad (38)$$

Aplicando as equações obtemos os resultados das velocidades para cada ponto apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Velocidade no pinhão e roda

	Pinhão V_{1M}	Roda V_{2M}	
A	1.0527	4.7842	
C	2.4226	3.8710	
I	3.2916	3.2916	[m.s ⁻¹]
D	4.1828	2.6975	
B	5.5527	1.7842	

3.1.3. Força de contacto

Tal como mencionado no capítulo, o teste de micropitting é realizado em seis estágios de carga progressivos. Em cada estágio de carga existe um determinado binário-motor T_1 , que leva a uma determinada força de contacto entre dois dentes, F_N , que atua na direção da linha de engrenamento e exerce-se sempre na mesma direção, como se pode observar na Figura 20.

Desenvolvimento

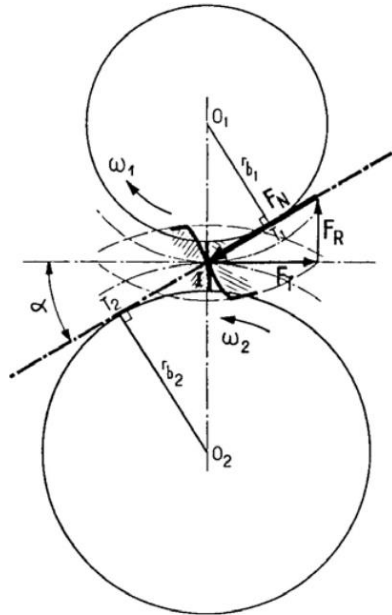


Figura 20 – Força Normal de contacto entre dois dentes

Esta força é igual ao binário-motor T_1 dividido pelo raio de base do pinhão-motor r_{b1} , tal como mostra a equação (39).

$$F_N = \frac{T_1}{r_{b1}} \quad (39)$$

Para a engrenagem FZG tipo C foi adotada uma repartição de carga 1/3, 2/3 e 1. Os pontos A e B suportam apenas 1/3 da carga total e os pontos C e D suportam 2/3 carga total, tal como mostra a Figura 21. Na zona de contacto único, ponto I, a força normal de contacto é totalmente absorvida por um único par de dentes.

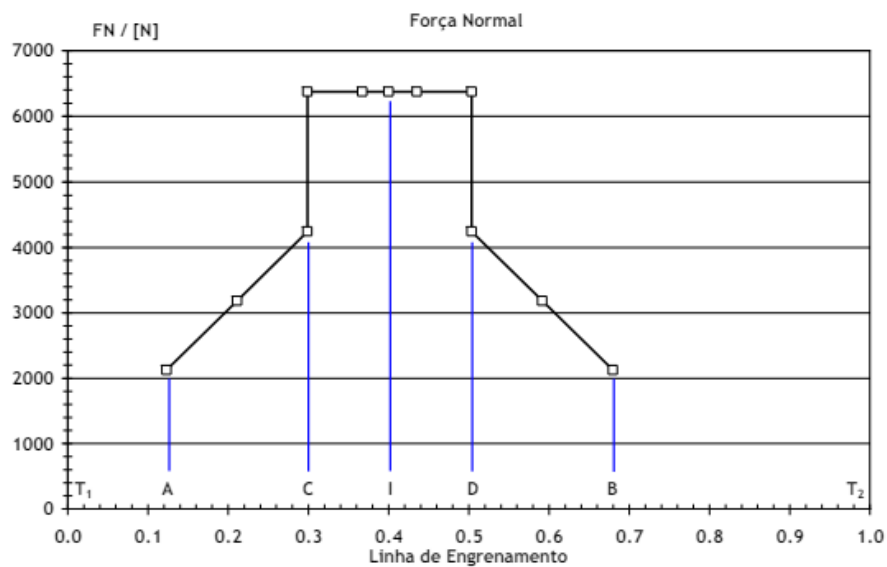


Figura 21 – Repartição da Força Normal sobre a linha de engrenamento

Como é possível observar na Figura 21, os pontos C e D possuem uma fase de transição entre ser aplicada apenas 2/3 da carga e a totalidade da carga. Esses pontos serão também analisados nas condições em que a carga é totalmente aplicada, sendo identificados como C1 e D1.

Aplicando-se a equação e distribuição de carga que se observa na figura, obtém-se os valores das forças normais para cada estágio de carga e para cada ponto que se encontram na Tabela 10 – *Forças Normais de contacto*.

Tabela 10 – Forças Normais de contacto

	K5	K6	K7	K8	K9	K10	
A	689.74	974.51	1305.59	1690.86	2124.41	2612.16	
C	1379.49	1949.02	2611.18	3381.72	4248.83	5224.32	
C1	2069.23	2923.53	3916.77	5072.58	6373.24	7836.49	
I	2069.23	2923.53	3916.77	5072.58	6373.24	7836.49	[N]
D1	2069.23	2923.53	3916.77	5072.58	6373.24	7836.49	
D	1379.49	1949.02	2611.18	3381.72	4248.83	5224.32	
B	689.74	974.51	1305.59	1690.86	2124.41	2612.16	

3.1.4. Pressão Hertziana

A pressão de contacto ou pressão de Hertz, p_H , em cada ponto de contacto ao longo da linha de engrenamento, pode ser determinada recorrendo á teoria de Hertz, através da equação (40), que considera o contacto linear entre dois discos sólidos.

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N * E^*}{\pi * b * R_x}} \quad (40)$$

Onde F_N é a força normal de contacto, b é a largura útil da engrenagem, R_x é o raio de curvatura equivalente obtido a partir da equação (35), e E^* é o módulo de Young equivalente para dois sólidos em contacto é definido através da equação (41), onde os módulos de Young e os coeficientes de Poisson são $E_1 = E_2 = 2.10 * 10^{11}$ Pa e $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - 0.3^2}{2.10 \times 10^{11}} + \frac{1 - 0.3^2}{2.10 \times 10^{11}} = 1.154 \times 10^{11} \text{ Pa} \quad (41)$$

Desta forma obtém-se os valores da pressão máxima de contacto teórico para os diferentes pontos nos diferentes estágios de carga, apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Pressão Máxima de contacto

	K5	K6	K7	K8	K9	K10	
A	681	810	938	1067	1196	1326	
C	706	840	972	1106	1240	1374	
C1	865	1028	1190	1354	1518	1683	
I	805	957	1107	1260	1412	1566	[MPa]
D1	789	937	1085	1235	1384	1535	
D	644	765	886	1008	1130	1253	
B	486	578	668	761	853	946	

3.2. Caracterização do Óleo Lubrificante

Para realizar as simulações dos ensaios, optou-se por seleccionar o óleo lubrificante PAO ISO VG 150, o mais comumente utilizado nos ensaios no laboratório onde este projeto foi desenvolvido. Segundo Cortez et al. [45] e Quintal et al. [46], em ambos os seus trabalhos, foi utilizado nos testes o óleo comercial Renolin Unisyn CLP 150, da Fuchs Europe Schmierstoffe GmbH, possível de consultar em anexo.

Para caracterizar o lubrificante, foi realizada uma análise das medições feitas por Cortez et. al. Dessa forma, foi possível estabelecer os valores dos parâmetros básicos do óleo, os valores de referência para a viscosidade cinemática, os parâmetros de Gold e os parâmetros de corte.

3.2.1. Parâmetros Básicos do Óleo

Embora a variação da massa volúmica não seja um fator primordial na caracterização do lubrificante, a sua consideração no modelo elasto-hidrodinâmico melhora significativamente a precisão dos resultados. A variação da massa volúmica pode ser definida pela equação (42), que depende da temperatura de referência T_0 , da massa volúmica de referência ρ_0 , e de um coeficiente de expansão térmica γ_T , que caracteriza o tipo de fluido. Esses dados correspondem aos parâmetros básicos do óleo que são incorporados no modelo numérico.

$$\rho_T = \rho_0 \times [1 + \gamma_T(T_0 - T)] \quad (42)$$

Para definir os parâmetros básicos recorre-se aos resultados das medições feitas por Cortez et al. [45], das quais são obtidos valores de massa volúmica para diferentes temperaturas e podem ser observados na Tabela 12.

Tabela 12 – Massas volúmicas Medidas [45]

T [°C]	ρ [g.cm ⁻³]
18.08	0.8498
27	0.8452
37	0.8376

A partir dessas medições fez-se uma interpolação linear da qual se obtêm a equação (43) e, conseqüentemente, os valores dos parâmetros pretendidos que podem ser observados na Tabela 13.

Tabela 13 - Parâmetros Básicos do Óleo [45]

ρ_0	0.8498	g.cm ⁻³
γ_T	$7.53 \cdot 10^{-4}$	°C ⁻¹
T_0	18.08	°C

$$\rho_T = 849.84 \times [1 + 7.53 \times 10^{-4}(18.08 - T)] \quad (43)$$

3.2.2. Parâmetros Gold e Viscosidade cinemática

Os Parâmetros Gold e a Viscosidade Cinemática representam fatores importantes para caracterizar o lubrificante em estudo, e como tal, é necessário definir os seus valores. Como visto no capítulo dois é possível relacionar os Parâmetros Gold, a Viscosidade Cinemática e o coeficiente de Gold a partir da equação (12). Apesar de os valores de s e t serem também constantes definidas, neste projeto decidiu-se encontrar esses valores a partir de medições experimentais ao óleo em estudo feitas por Cortez et. al [45].

Os resultados experimentais obtidos consistem em medições da espessura do filme lubrificante para três valores de temperatura: 65 °C, 80 °C e 120 °C. Os ensaios foram realizados no aparelho EHD2-Ultra Thin Film Measurement System, que usa interferometria ótica para medir a espessura do filme no centro de contacto entre uma esfera de aço com 19.05 mm de diâmetro e um disco de safira. Cortez utilizou a abordagem feita por Van Leewen que aplica a fórmula de Hammrock e Dowson para a espessura de filme que permite obter o valor do coeficiente de piezoviscosidade, como mostra a equação (44).

Desenvolvimento

$$\alpha_{INV} = \left(\frac{h_m}{2.69R_x U^{0.67} E'^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.7519})} \right)^{\frac{1}{0.53}} \quad (44)$$

Desta forma, para cada temperatura calculou-se o valor médio de espessuras de filme para cada temperatura, e obteve-se os respetivos coeficientes de piezoviscosidade α_{INV} que podem ser observados na Tabela 14.

Tabela 14 – Coeficientes de Piezoviscosidade [45]

T [°C]	α_{INV} [Pa ⁻¹]
65	$1.531 * 10^{-8}$
80	$1.337 * 10^{-8}$
120	$1.353 * 10^{-8}$

Para determinar as viscosidades cinemáticas, é essencial primeiro obter as viscosidades dinâmicas e as massa volúmicas para as temperaturas em estudo, utilizando a equação (7) e (43) respetivamente. As constantes K_V , c_V e b_V da equação (7) estão por definir e para o seu cálculo aplica-se as equações (8), (9) e (10) para os valores de referência de Cortez et. al, que podem ser visualizados na Tabela 15 e que resultam nas equações (45), (46) e (47).

Tabela 15 – Viscosidades Dinâmicas Medidas [45]

T [°C]	η [Pa.s]
40	0.1209
70	0.0386
100	0.0162

$$K_V = \exp \left\{ \frac{\left[\frac{40 \ln 0.1209 - 70 \ln 0.0386}{\ln 0.1209 - \ln 0.0386} - \frac{40 \ln 0.1209 - 100 \ln 0.0162}{\ln 0.1209 - \ln 0.0162} \right]}{\left[\frac{40 - 70}{\ln 0.1209 - \ln 0.0386} - \frac{40 - 100}{\ln 0.1209 - \ln 0.0162} \right]} \right\} \quad (45)$$

$$c_V = \frac{(40 - 70)}{(\ln 0.1209 - \ln 0.0386)} \ln K_V - \frac{(40 \ln 0.1209 - 70 \ln 0.0386)}{(\ln 0.1209 - \ln 0.0386)} \quad (46)$$

$$b_V = (40 + c) \ln \left(\frac{0.1209}{K_V} \right) \quad (47)$$

Os resultados das constantes podem ser observados na Tabela 16, resultando na equação (48).

Tabela 16 – Valores das Constantes

K_V	$2.74 \cdot 10^{-5}$
c_V	150.49
b_V	1598.50

$$\eta = 2.74 \times 10^{-5} e^{\frac{1598.501}{T+150.4939}} \quad (48)$$

De seguida são calculadas as massa volúmicas e as viscosidades dinâmicas, para cada temperatura pretendida. Os resultados são aplicados na equação (6) para obter as viscosidades cinemáticas que são apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 – Massa volúmica, Viscosidade Dinâmica e Viscosidade Cinemática

T [°C]	η [Pa.s]	ρ [kg.m ⁻³]	ν [cSt]
65	0.0457	819.81	55.71
80	0.0283	810.22	34.79
120	0.0101	784.62	12.88

Com os valores das viscosidades cinemáticas e dos coeficientes de Piezoviscosidade é então possível estabelecer o sistema de equações (49).

$$\begin{cases} 1.531 \times 10^{-8} = s_g 55.71^{t_g} \times 10^{-8} \\ 1.337 \times 10^{-8} = s_g 34.79^{t_g} \times 10^{-8} \\ 1.353 \times 10^{-8} = s_g 12.88^{t_g} \times 10^{-8} \end{cases} \quad (49)$$

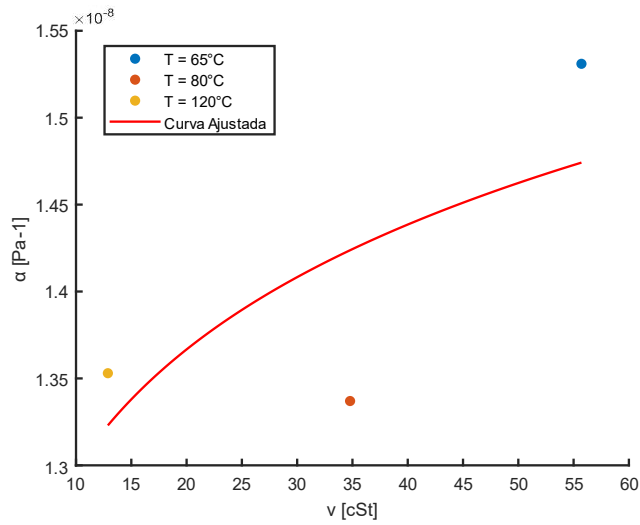


Figura 22 – Curva Ajustada para equação de Gold

A partir de uma curva ajustada, do tipo $y = ax^b$, para a equação de Gold, como se verifica na Figura 22, resulta a equação (50) onde é possível retirar os valores s_g e t_g apresentados na Tabela 18.

A notória distância entre a curva ajustada e os pontos do gráfico deve-se ao facto dos resultados das medições a 120 °C por Cortez não irem de acordo com o expectável. Os danos no disco de medição afetaram os valores da espessura do filme lubrificante medidos para essa temperatura levando a um valor de Coeficiente de Piezoviscosidade elevado.

$$\alpha = 1.09531 \times \nu^{0.073892} \times 10^{-8} \tag{50}$$

Tabela 18 – Parâmetros Gold

s_g	1.09531
t_g	0.073892

3.2.3. Parâmetros de Bair e Winer e Coeficiente de Atrito de Limite

Os parâmetros α_τ , β_τ , α_G e β_G , que representam os Parâmetros de Bair e Winer, são utilizados nas Equações (51) e (52) para calcular a Tensão de Corte Limite do Lubrificante (τ_L) e o Módulo de Cisalhamento Elástico Limite do Lubrificante (G_{∞}). Estes parâmetros são desconhecidos e

precisam ser definidos antes de qualquer simulação numérica para prever o coeficiente de atrito (CoF) no contacto.

$$\tau_L = (\alpha_\tau + \beta_\tau T)p \quad (51)$$

$$G_\infty = (\alpha_G + \beta_G T)p \quad (52)$$

Para determinar os parâmetros α_τ , β_τ , α_G e β_G , recorre-se às medições realizadas e calibradas por Cortez et. al. para as temperaturas de 65 °C, 80 °C e 120 °C. Como é verificado que a temperatura não apresenta uma influência significativa na variação dos resultados, tal como mostra a Tabela 19, considera-se a média das medições.

Tabela 19 – Parâmetros de Bair e Winer [45]

T [°C]	SRR [%]	α_τ	β_τ	α_G	β_G
65	50	$6.878 * 10^{-2}$	$4.039 * 10^{-4}$	4.580	$3.135 * 10^{-2}$
80	50	$9.869 * 10^{-2}$	$4.181 * 10^{-4}$	4.661	$3.141 * 10^{-2}$
80	100	$7.588 * 10^{-2}$	$4.181 * 10^{-4}$	4.661	$3.141 * 10^{-2}$
120	50	$7.064 * 10^{-2}$	$3.925 * 10^{-4}$	4.601	$3.111 * 10^{-2}$
120	100	$9.998 * 10^{-2}$	$4.181 * 10^{-4}$	4.661	$3.141 * 10^{-2}$
Média	-	$8.279 * 10^{-2}$	$4.101 * 10^{-4}$	4.633	$3.134 * 10^{-2}$

Também é definido que o Coeficiente de Atrito de Limite (μ_b) apresenta o valor de 0.14, tendo em conta a análise de Romio et al. [1], que afirma que este deverá ser o valor utilizado nas simulações, dado que a curva de Stribeck não atinge o regime limite para obter o valor real.

3.3. Caracterização da textura superficial

No modelo numérico desenvolvido por Romio et al. [1] é possível definir a textura superficial dos dentes através da geração de um perfil de rugosidade artificial aleatório de acordo com a rugosidade quadrática média pretendida. O algoritmo considera o contacto entre as duas superfícies, uma rugosa e outra lisa. A superfície rugosa, que representa o pinhão, é definida a partir da rugosidade composta das duas superfícies, A superfície 2, que representa roda, é definida como uma superfície lisa.

Neste projeto procurou-se analisar a influência da rugosidade no surgimento de *micropitting*, aproveitando a infinidade de desfechos possíveis que o modelo numérico pode gerar. De tal forma foram realizadas as simulações para quatro texturas superficiais diferentes: superfície lisa, superfície polida ($R_a = 0.05$), superfície de acordo com a norma para o ensaio FZG ($R_a = 0.5$) e superfície com elevado desgaste ($R_a = 1.5$). No entanto é de salientar que cada simulação cria um perfil de rugosidade único, e, portanto, não é possível analisar a mesma superfície em cada ponto e em cada carga.

3.3.1. Rugosidade Composta

A partir do valor de rugosidade média aritmética, R_a , calcula-se o desvio médio quadrático do perfil de rugosidade, R_q , de cada uma das superfícies, a partir da equação (53).

$$R_q = 1.4 \times R_a \quad (53)$$

A seguir, calcula-se a rugosidade composta das duas superfícies, R_c , aplicando a equação (53) na equação (24), o que resulta na equação (54). Os resultados são apresentados na Tabela 20.

$$R_c = \sqrt{(1.4 \times R_{a1})^2 + (1.4 \times R_{a2})^2} \quad (54)$$

Tabela 20 – Rugosidade quadrática e composta

R_{a1} [μm]	R_{a2} [μm]	R_{q1} [μm]	R_{q2} [μm]	R_c [μm]
0.05	0.05	0.07	0.07	0.1
0.5	0.5	0.7	0.7	1.0
1.5	1.5	2.1	2.1	3.0

Como mencionado, neste modelo numérico, define-se a rugosidade composta, R_c , para a superfície 1 e uma superfície lisa para a superfície 2.

3.3.2. Perfis Gerados

Os perfis gerados no modelo numérico em cada simulação são aleatórios e únicos para o mesmo valor de R_a , que levará desta forma a resultados diferentes para os três testes em cada ponto para cada carga, que permitem que se analise a consistência dos resultados, e a influência que a geração de cada perfil único pode ter nos valores. Nas Figuras Figura 23 e Figura 25 pode se verificar alguns exemplos da vista de corte lateral de perfis gerados para os três valores de R_a em estudo no ponto C1 para o estágio de carga K7. Bergström et al. desenvolveu o algoritmo que gera os perfis estudados. [47]

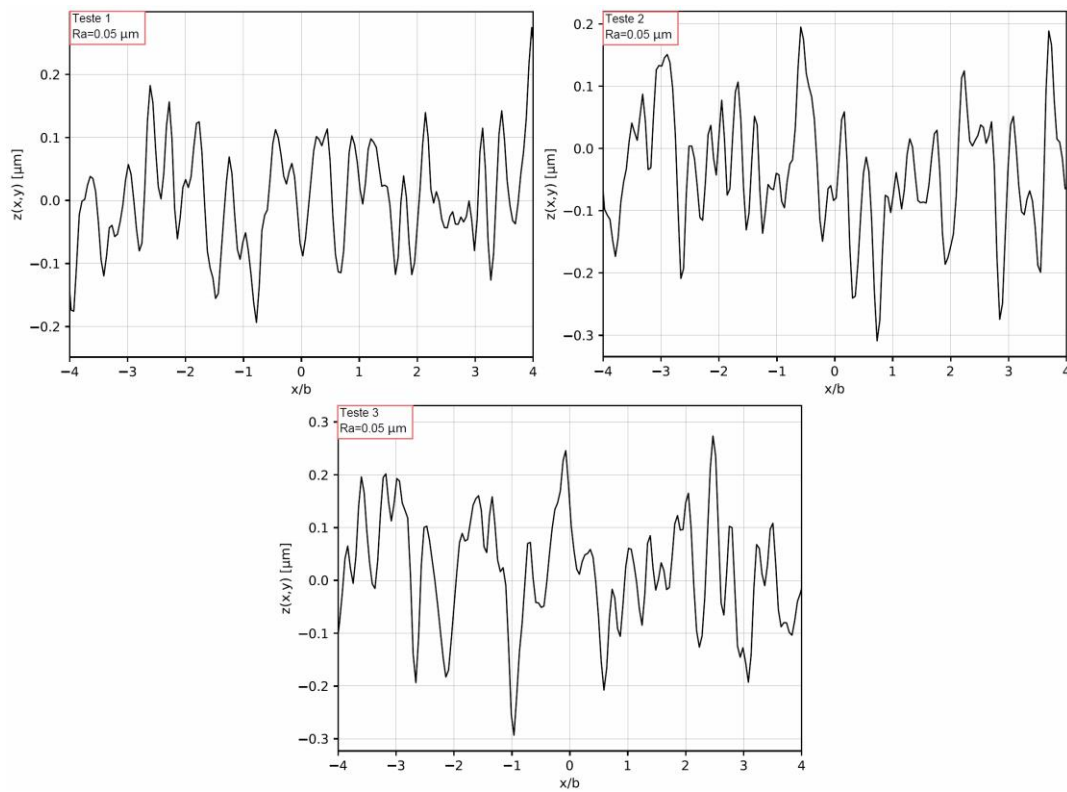


Figura 23 – Perfis de rugosidade 0.05 no Ponto K7/C1

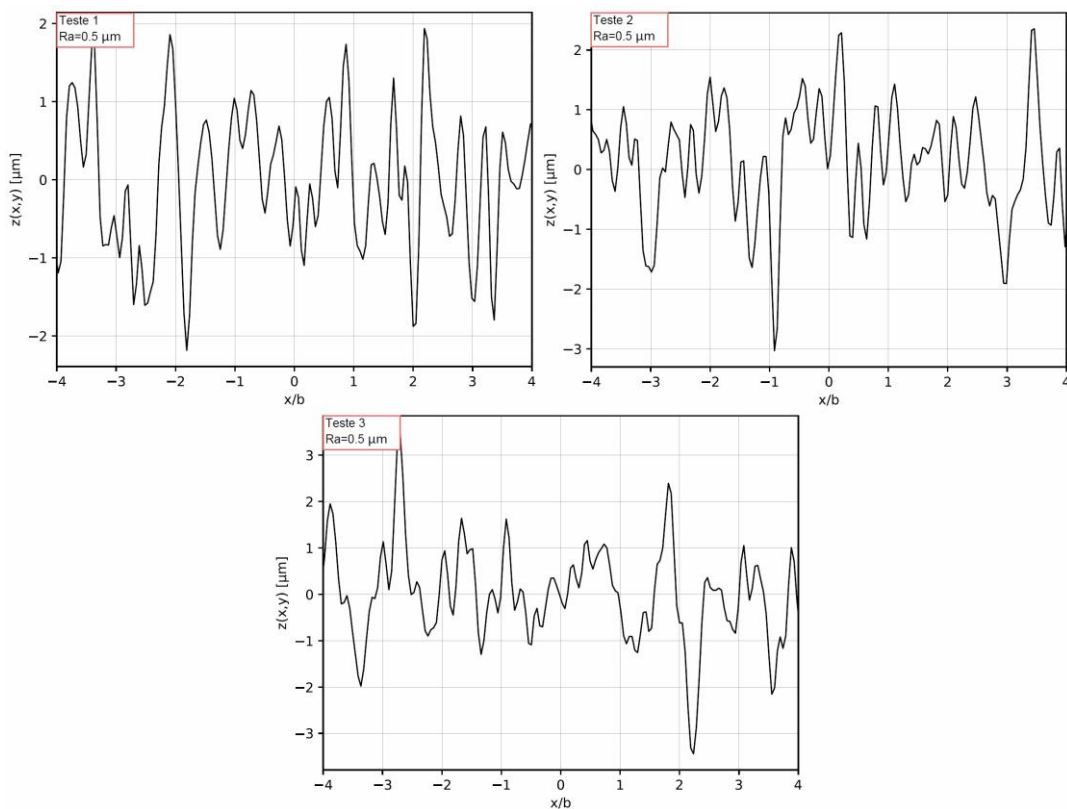


Figura 24 – Perfis de rugosidade 0.5 no Ponto K7/C1

Desenvolvimento

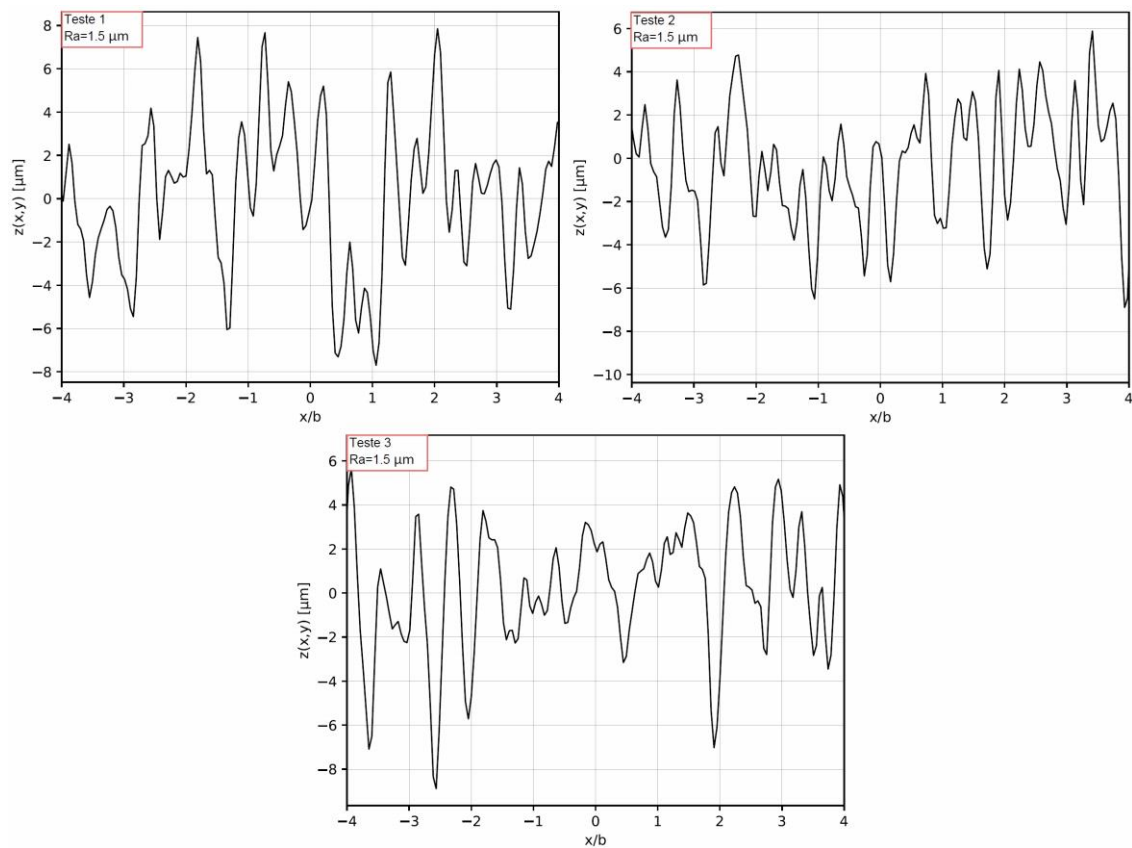


Figura 25 – Perfis de rugosidade 1.5 no Ponto K7/C1

3.4. Modelo Numérico

Romio et al [1] desenvolveu o algoritmo usado neste estudo, que consiste num modelo de lubrificação térmica plasto-elasto-hidrodinâmica (TPEHL) para um contacto circular rugoso. Esse modelo numérico, apresentado na Figura 26, integra o modelo de lubrificação térmica elasto-hidrodinâmica (TEHL) para atualizar a temperatura do lubrificante devido aos efeitos de atrito e o modelo de lubrificação plasto-elasto-hidrodinâmica (PEHL) para restringir o campo de pressão.

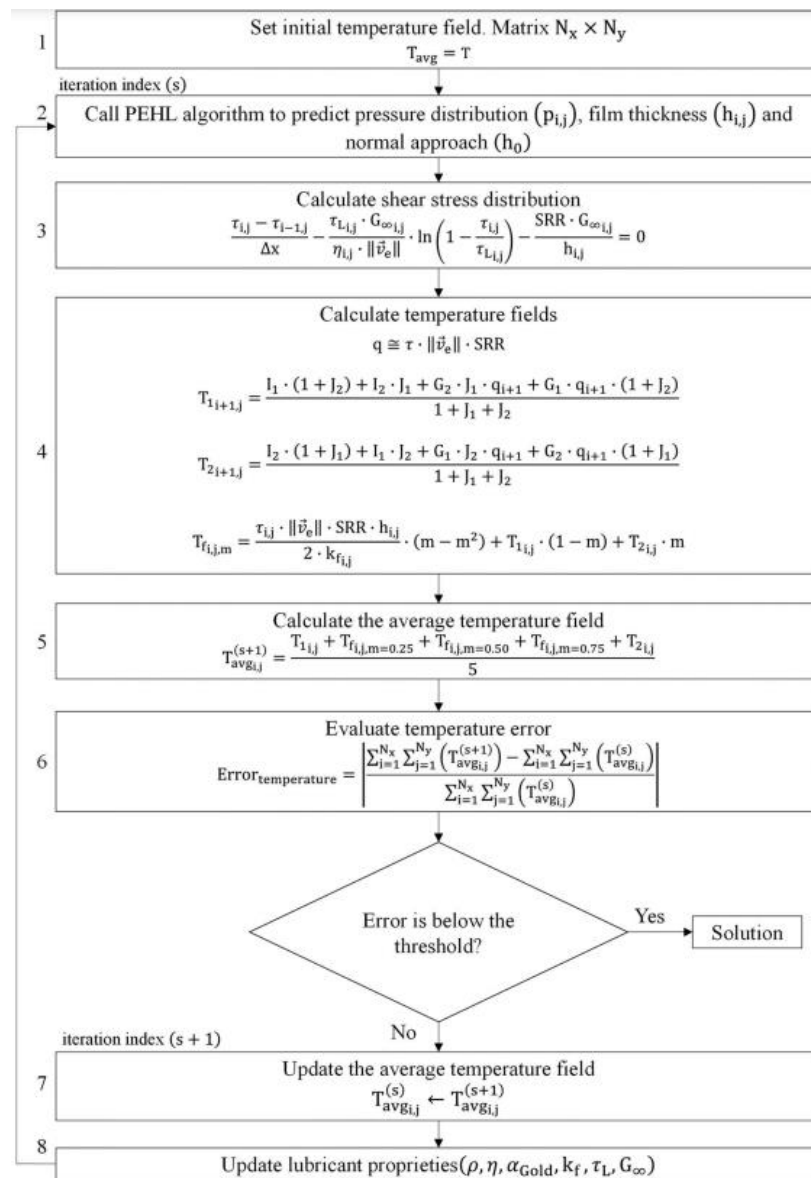


Figura 26 – Algoritmo para modelo TPEHL [1]

A Figura 27 descreve o modelo PEHL, necessário no segundo passo do TPEHL.

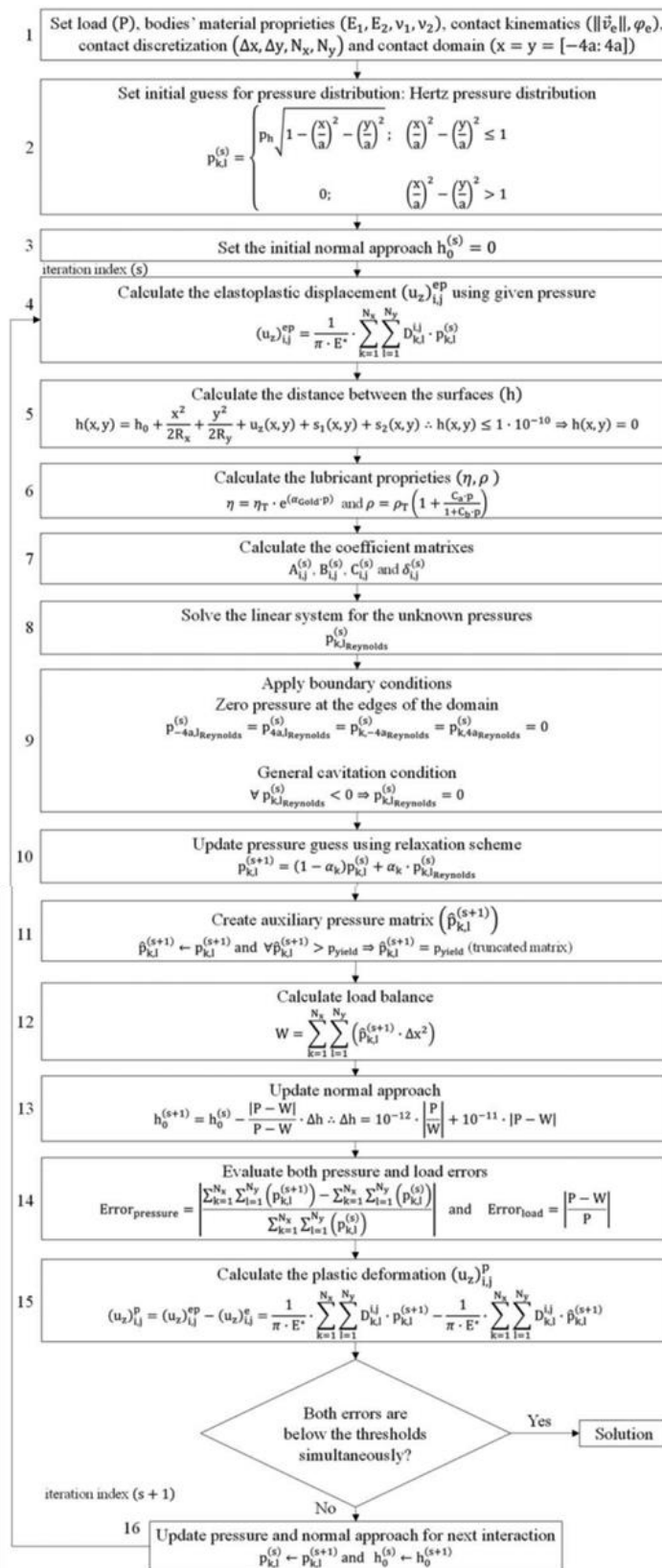


Figura 27 – Algoritmo da Solução PEHL [1]

Romio et al desenvolveu uma solução para o algoritmo que possibilita a análise de diferentes geometrias de contacto. Para a etapa 5 do algoritmo PEHL observada na Figura 28 em que é calculada a distância entre as superfícies, considera-se $R_y = R_x$ para um contacto circular, $R_y = \infty$ para o contacto linear e $R_y \neq R_x$ para contacto elíptico.

Calculate the distance between the surfaces (h)

$$5 \quad h(x,y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + u_z(x,y) + s_1(x,y) + s_2(x,y) \therefore h(x,y) \leq 1 \cdot 10^{-10} \Rightarrow h(x,y) = 0$$

Figura 28 – Cálculo da distância entre superfícies no modelo PEHL [1]

Assumindo que este projeto está a ser analisado para contacto linear, assume-se $R_y = \infty$, que resulta na equação (55).

$$h(x,y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + u_z(x,y) + s_1(x,y) \quad (55)$$

Em suma, com os principais parâmetros a introduzir no modelo numérico definidos, que se encontram na Tabela 21 – Parâmetros do modelo numérico, é possível realizar as simulações pretendidas.

Tabela 21 – Parâmetros do modelo numérico [1]

Propriedades das Engrenagens	
Módulo de Young E	$2.10 * 10^{11}$ [Pa]
Coefficiente de Poisson ν	0.30
Massa volúmica ρ	7800 [kg.m ⁻³]
Condutividade Térmica k	14.0 [W.(m.°C) ⁻¹]
Calor específico C	440 [J.(m.°C) ⁻¹]
Dureza HV_0	750 [HV1]
Dureza HV_z	550 [HV1]
zHV	$1.0 * 10^{-3}$ [m]
Limite Tensão Máxima σ_{max}	$5.91 * 10^8$ [Pa]
Pressão Limite Máxima p_{max}	$2.13 * 10^9$ [Pa]
Propriedades do Lubrificante	
Temperatura do banho de óleo T_b	90 [°C]
Coefficiente de expansão térmica do lubrificante	$7.53 * 10^{-4}$ [°C ⁻¹]
Massa volúmica a temperatura de referência ($T_0=18.08$ °C)	0.84984 [g.cm ⁻³]
Viscosidade cinemática ($T =65$ °C)	55.71 [cSt]
Viscosidade cinemática ($T =80$ °C)	34.79 [cSt]
Viscosidade cinemática ($T =120$ °C)	12.88 [cSt]
s_g	1.0953
t_g	0.0739
Constante de Tensão de Corte Limite do Lubrificante α_τ	$8.279 * 10^{-2}$
Constante de Tensão de Corte Limite do Lubrificante β_τ	$4.101 * 10^{-4}$
Constante de Módulo de Cisalhamento Elástico Limite do Lubrificante α_G	4.633
Constante de Módulo de Cisalhamento Elástico Limite do Lubrificante β_G	$3.134 * 10^{-2}$
Coefficiente de Atrito de Limite μ_b	0.14
Outros Parâmetros	
Nós de malha N	256
Largura de contacto l	0.014 [m]

4. Resultados e Discussão

Este capítulo apresenta e analisa os resultados obtidos neste estudo, dividindo-se em três secções principais: "Resultados das Simulações Numéricas", "Discussão de Resultados" e "Análise de *Micropitting* com KISSsoft".

Na primeira secção, são detalhados os resultados das simulações numéricas, com foco na influência da rugosidade e da carga em parâmetros críticos como a temperatura, pressões de contacto, espessura do filme lubrificante, e tensões nas engrenagens.

A segunda secção discute estes resultados, comparando superfícies lisas e rugosas e avaliando o efeito do aumento da rugosidade e da carga no surgimento de *micropitting*. A análise é apoiada por tabelas que sintetizam os coeficientes de segurança médios para cada condição testada.

Finalmente, na terceira secção, é explorada a utilização do software KISSsoft na replicação dos ensaios de *micropitting* FZG-C, comparando os resultados do software com os das simulações numéricas para validar e aprofundar as conclusões do estudo.

4.1. Resultados das simulações numéricas

Após a realização das simulações, foi possível obter resultados que permitem avaliar o comportamento das engrenagens nas condições em estudo. Para cada simulação, foram analisados os seguintes parâmetros:

- Distribuição da temperatura da engrenagem;
- Pressões de contacto;
- Espessura do filme lubrificante;
- Distribuição do coeficiente de atrito;
- Distribuição de tensões;
- Tensão máxima de Dang Van.

Para compreender o comportamento das engrenagens em diferentes condições de rugosidade, foram considerados os resultados de um caso que representa o comportamento mais geral e do caso que apresenta o comportamento mais crítico. O caso mais crítico corresponde ao ensaio com coeficiente de segurança à fadiga mais baixo. O caso mais geral corresponde ao caso com o coeficiente de segurança à fadiga mais próximo da média.

4.1.1. Superfície Lisa

Os resultados obtidos nas simulações para a superfície lisa indicam que o comportamento dos dentes das engrenagens sob estas condições analisadas é bastante estável e previsível, em que os efeitos térmicos e plásticos são mínimos (ou mesmo nulos). Para esta superfície, o caso mais geral é o ponto K7/C, e o mais crítico é K10/C1.

O aumento da temperatura nos dentes foi praticamente insignificante, como é possível verificar na Figura 29, onde os valores de temperatura são ainda bastante próximos da temperatura de banho de óleo (90 °C). A distribuição da temperatura ao longo da largura do dente revelou-se constante, com os valores máximos concentrados na zona de contacto. Observa-se que, na entrada de contacto do dente, a temperatura mantém-se igual à temperatura do banho de óleo, seguida de uma subida abrupta à medida que se aproxima da zona de contacto. Posteriormente, a temperatura diminui de forma mais gradual na zona de saída de contacto do dente.

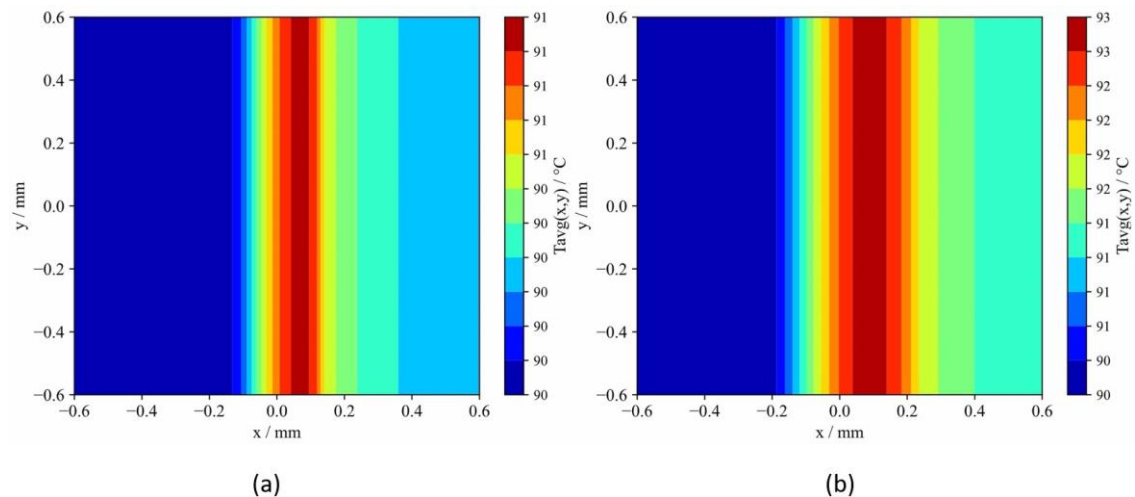


Figura 29 – Distribuição da temperatura na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Em relação à pressão de contacto, verificou-se que os valores alcançados foram baixos/moderados, com a maior concentração de pressão na área de contacto direto. No entanto, é importante destacar que a pressão de contacto não é truncada pelo valor de pressão limite máxima ($p_{max} = 2.13$ GPa), e os seus valores máximos vão de encontro com os valores de pressão máxima hertziana, calculados e expressos na Tabela 11. A distribuição da pressão (TPEHL) e os seus valores máximos podem ser observados na Figura 30.

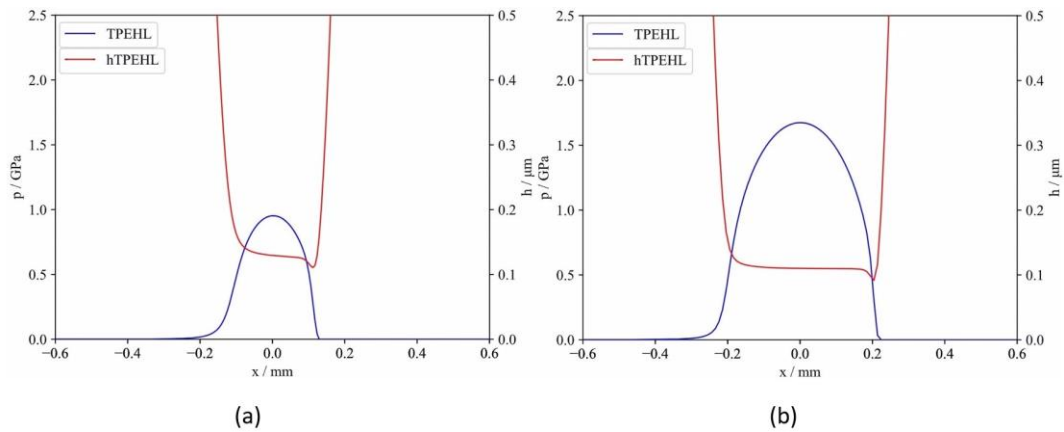


Figura 30 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Como é ilustrado na Figura 30, a espessura do filme lubrificante demonstrou uma uniformidade na zona de contacto, sem oscilações, apresentando apenas uma ligeira diminuição na zona de saída do contacto, que é um fenómeno natural no contacto entre superfícies lisas lubrificadas. Esta consistência na espessura do filme contribuiu para um coeficiente de atrito uniformemente baixo (na ordem dos 10^{-3}), constante ao longo da largura do dente. Contudo, foi notado que o coeficiente de atrito era ligeiramente superior nas regiões onde a espessura do filme era menor, o que é coerente com o comportamento esperado em condições de lubrificação. A Figura 31 mostra a distribuição do coeficiente de atrito, onde o valor global corresponde a $8.99 \cdot 10^{-4}$ para o caso geral e $1.35 \cdot 10^{-3}$ para o caso mais crítico.

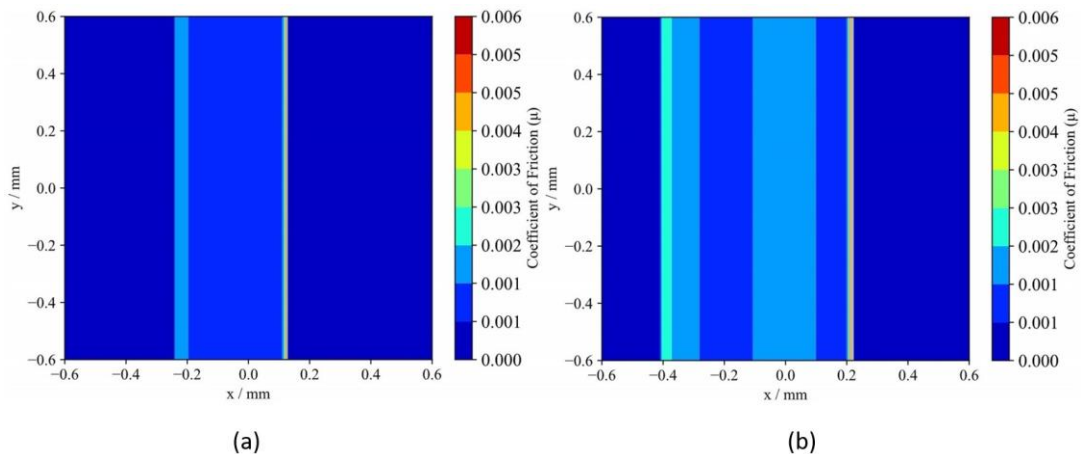


Figura 31 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície lisa do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

No que diz respeito às tensões internas nos dentes, os valores máximos registados não foram elevados, atingindo cerca de 450 MPa. As tensões mais significativas foram localizadas em profundidade, entre 0.04 e 0.20 milímetros, indicando a presença predominante de tensões primárias, sem sinais de tensões secundárias que pudessem sugerir o início de danos críticos, como é possível de verificar na Figura 32 e na Figura 33.

Resultados e Discussão

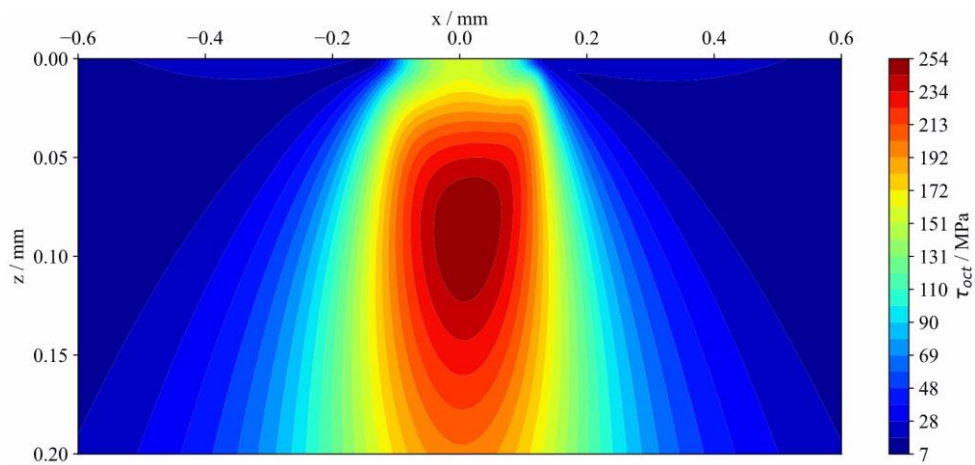


Figura 32 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície lisa para um caso geral

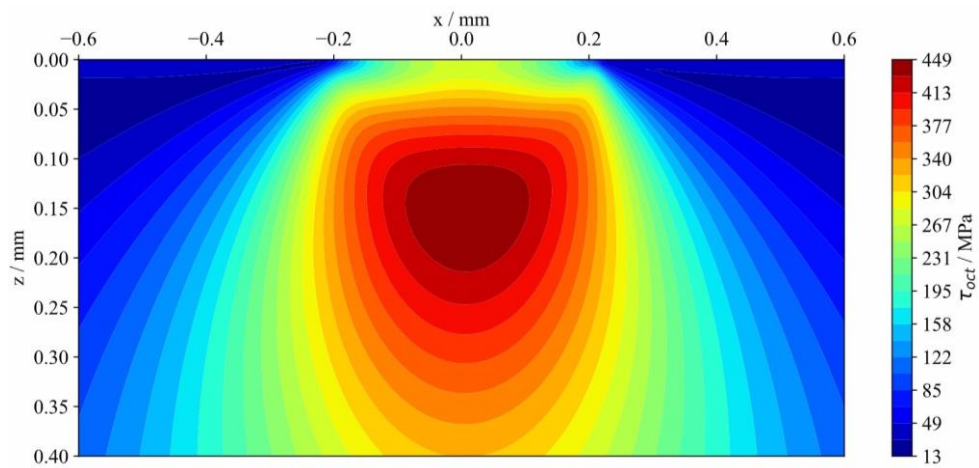


Figura 33 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície lisa para o caso mais crítico

Adicionalmente, a análise dos resultados revelou que não ocorreu a formação de *micropitting* na superfície lisa. A avaliação da tensão máxima segundo o critério de Dang Van mostrou que esta não atingiu a tensão limite do material, como mostra a Figura 34, assegurando a ausência de falhas por micropitting. Além disso, todos os coeficientes de segurança calculados superaram o valor de 1, como é possível de ver na Tabela 22, corroborando a segurança e a fiabilidade do sistema sob as condições simuladas.

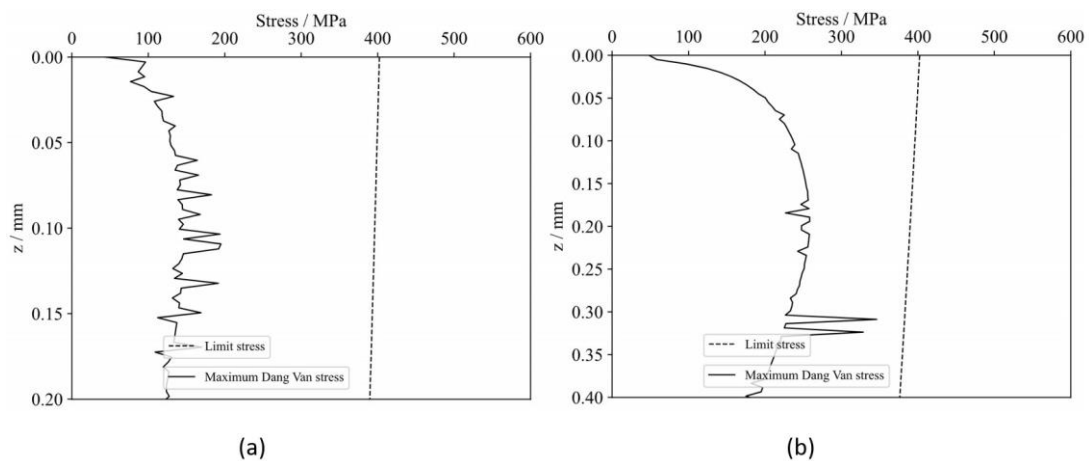


Figura 34 – Tensão de Dang Van na superfície lisa (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Tabela 22 – Coeficientes de segurança para superfície lisa

Carga	A	C	C1	I	D1	D	B
K5	2.77	2.62	2.17	2.43	2.43	2.84	4.84
K6	2.53	2.36	1.82	2.14	2.22	2.55	3.09
K7	2.15	2.03	1.65	1.58	1.58	2.17	2.88
K8	1.95	1.59	1.41	1.42	1.47	2.06	2.73
K9	1.56	1.74	1.28	1.34	1.29	1.57	2.15
K10	1.45	1.29	1.11	1.36	1.21	1.44	2.12
CS mais baixo		Sem micropitting		Com micropitting		Gráficos Analisados	

4.1.2. Rugosidade Ra = 0.05

Nas simulações realizadas para a superfície com rugosidade $Ra = 0.05 \mu\text{m}$, observou-se um aumento da temperatura dos dentes mais significativo em comparação com a superfície lisa, embora ainda relativamente baixo. A distribuição da temperatura tornou-se mais aleatória, como ilustra a Figura 35, o que pode ser atribuído à introdução da rugosidade. Como no caso da superfície lisa, a temperatura na entrada do contacto manteve-se próxima da temperatura do banho de óleo, alcançando os valores máximos na zona de contacto e diminuindo gradualmente na saída do contacto. Para esta superfície, o caso mais geral é o ponto K7/D1, e o mais crítico é K10/D1.

Resultados e Discussão

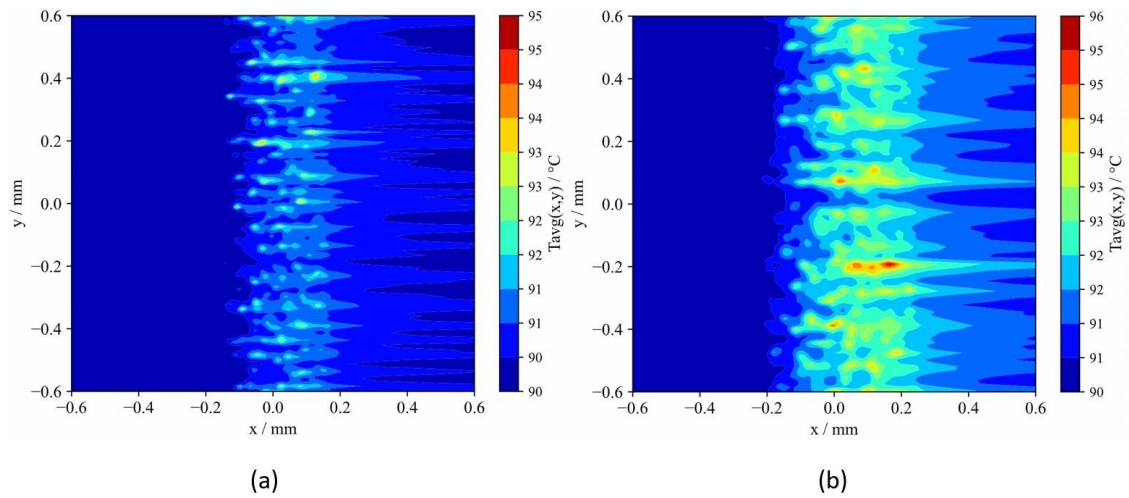


Figura 35 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Relativamente à pressão de contacto, os valores obtidos foram mais elevados e mais próximos da pressão limite máxima do material ($p_{max} = 2,13 \text{ GPa}$), em que este valor limite é apenas atingido em certos casos e pontualmente. A distribuição da pressão tornou-se também mais irregular, com a presença de picos e vales, refletindo a influência da rugosidade superficial. Como esperado, a pressão de contacto foi maior na zona de contacto direto entre os dentes. Na Figura 36 e Figura 37 pode-se observar a distribuição da pressão (TPEHL) e os seus valores máximos, inclusive o mapa da vista de cima.

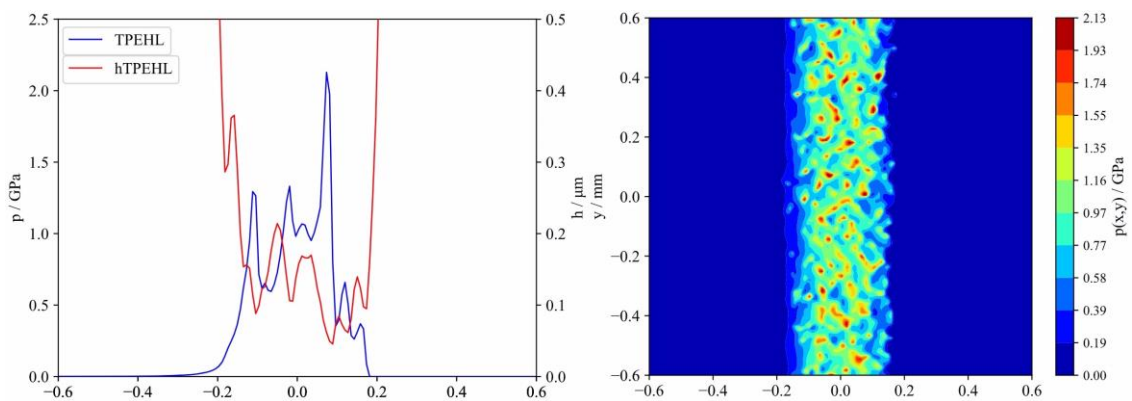


Figura 36 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral

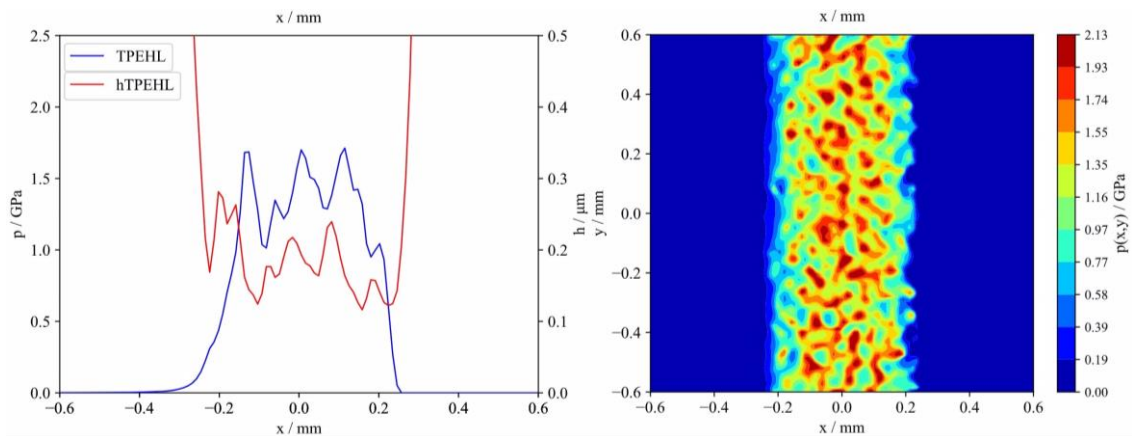


Figura 37 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico

A espessura do filme lubrificante, apresentou uma variação oscilatória, mas não muito acentuada (na ordem dos $10^{-1} \mu\text{m}$), correlacionada com a distribuição da pressão de contacto. Notou-se que, em cada pico de pressão, correspondia um vale na espessura do filme lubrificante, indicando uma interação direta entre estas duas variáveis. Verifica-se que a espessura do filme lubrificante nunca atinge o valor de zero, indicando o não contacto entre metais.

O coeficiente de atrito, que se manteve em valores baixos, também apresentou uma distribuição mais aleatória, como mostra a Figura 38 (na ordem dos 10^{-3}). As áreas com coeficiente de atrito mais elevado situavam-se predominantemente na zona de saída do contacto, seguidas por regiões onde o atrito era praticamente inexistente. O valor global do coeficiente de atrito corresponde a $1.16 \cdot 10^{-3}$ para o caso geral e $1.38 \cdot 10^{-3}$ para o caso mais crítico.

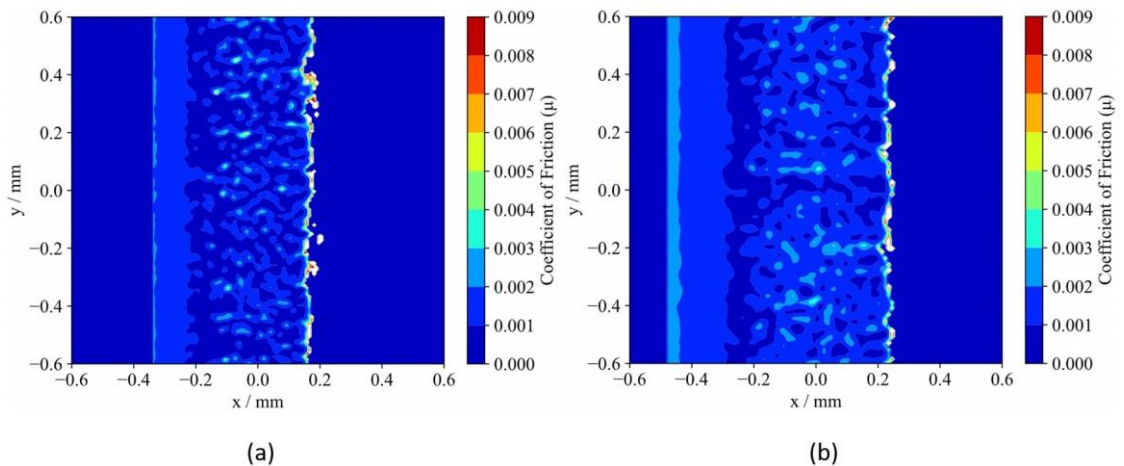


Figura 38 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Em relação às tensões nos dentes, os resultados, ilustrados na Figura 39 e Figura 40, mostraram valores moderados, com as tensões primárias a atingirem entre 300 e 400 MPa, localizadas em profundidade. No entanto, ao contrário do caso da superfície lisa, já foi possível observar o

Resultados e Discussão

surgimento de tensões secundárias à superfície. Estas tensões secundárias, em alguns casos, representaram os valores máximos de tensão registados.

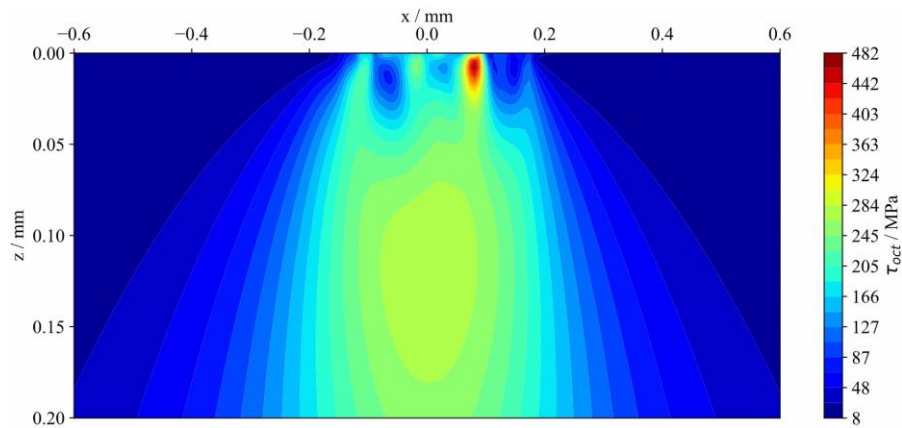


Figura 39 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ para um caso geral

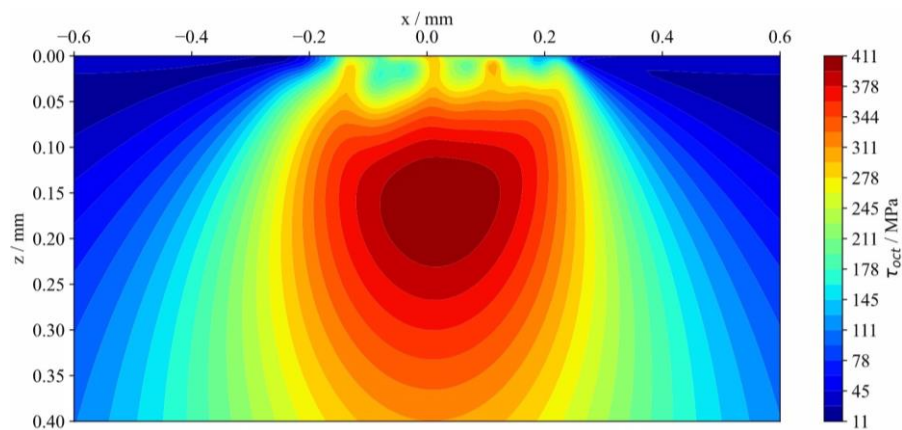


Figura 40 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ para o caso mais crítico

Apesar das mudanças observadas, ainda não foi detetada a formação de *micropitting* nesta superfície. A análise baseada no critério de Dang Van indicou que a tensão máxima não ultrapassou o limite do material, como é visível na Figura 41, embora se tenha verificado um aumento das tensões na superfície devido à presença da rugosidade.

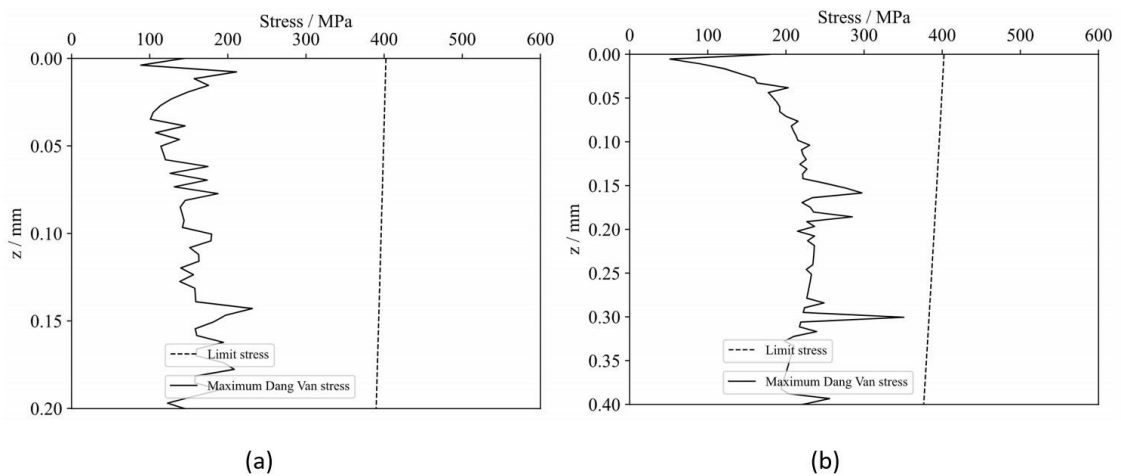


Figura 41 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $Ra = 0.05 \mu\text{m}$ (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Importa destacar que os coeficientes de segurança continuaram a ser superiores a 1, para os três testes de cada caso, como mostra a Tabela 23 – *Coefficientes de segurança para superfície de rugosidade $Ra = 0.05$* , garantindo a integridade do sistema sob as condições simuladas.

Tabela 23 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade $Ra = 0.05 \mu\text{m}$

Carga	A	C	C1	I	D1	D	B	
K5	1.39	2.58	2.25	1.96	2.12	2.89	2.46	Teste 1
K6	1.80	2.01	2.22	1.87	2.22	2.05	1.58	
K7	1.48	2.02	1.93	1.83	1.70	1.23	2.39	
K8	1.48	1.90	1.54	1.56	1.78	1.59	2.63	
K9	1.27	1.49	1.18	1.21	1.75	1.46	2.55	
K10	1.50	1.48	1.54	1.15	1.22	1.73	1.78	
K5	1.60	2.81	2.36	2.61	2.50	3.19	2.91	Teste 2
K6	1.62	1.67	2.25	1.81	1.72	1.68	3.35	
K7	1.93	1.68	1.81	1.70	1.94	2.14	2.71	
K8	1.88	2.04	1.21	1.73	1.44	1.95	2.20	
K9	1.42	1.97	1.58	1.51	1.54	1.50	1.63	
K10	1.66	1.38	1.24	1.36	1.09	1.71	2.10	
K5	1.66	2.87	1.82	2.43	2.23	3.77	3.80	Teste 3
K6	1.54	2.05	1.87	2.09	2.03	2.44	1.46	
K7	2.39	1.84	1.47	1.78	1.62	1.79	2.23	
K8	1.82	1.83	1.13	1.49	1.77	2.07	1.78	
K9	1.63	1.72	1.61	1.26	1.44	2.03	2.40	
K10	1.61	1.51	1.30	1.25	1.31	1.80	2.05	
CS mais baixo		Sem micropitting		Com micropitting		Gráficos Analisados		

4.1.3. Rugosidade Ra = 0.5

Nas simulações realizadas para a superfície com rugosidade $Ra = 0.5 \mu\text{m}$, observou-se um aumento significativo da temperatura nos dentes, com alguns pontos a atingirem valores entre 300 e 400 °C. A distribuição da temperatura manteve-se aleatória, influenciada pela rugosidade acentuada da superfície. Tal como nos casos anteriores, a temperatura na entrada do contacto permanece próxima da temperatura do banho de óleo, atingindo os valores máximos na zona de contacto e diminuindo gradualmente na saída. A Figura 42 mostra a distribuição de temperatura para esta condição. Para esta superfície, o caso mais geral é o ponto K7/D1, e o mais crítico é K9/D1.

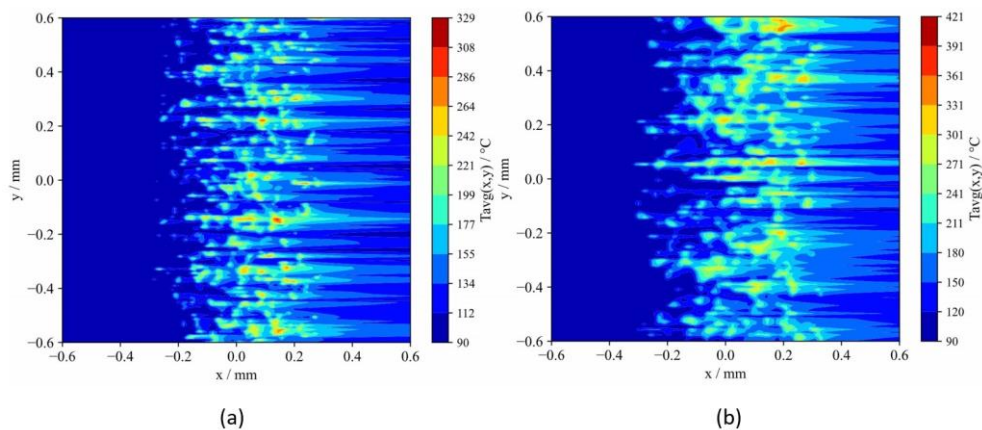


Figura 42 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $Ra = 0.5 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

A pressão de contacto, nesta superfície, apresentou valores extremamente elevados, chegando a ser truncada pela pressão limite máxima do material. Este fenómeno, identificado através da distribuição plana da pressão em certas regiões, sugere que os efeitos plásticos são já significativos. A presença de rugosidade acentuada intensifica os picos de pressão, o que contribui para essa truncagem, observada na Figura 43 e Figura 44.

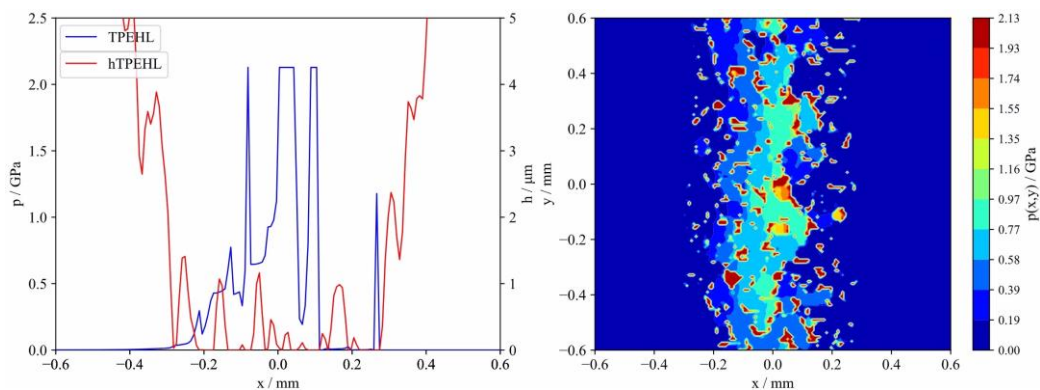


Figura 43 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $Ra = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral

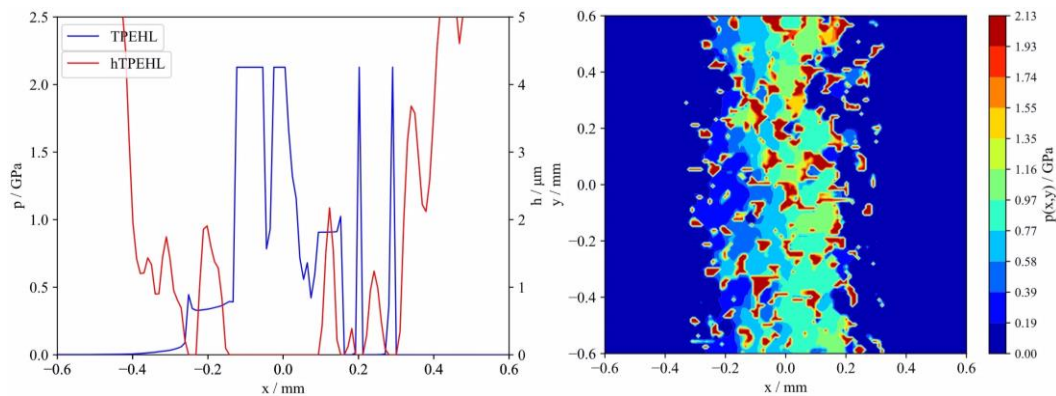


Figura 44 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico

A espessura do filme lubrificante, também ilustrada na Figura 43 e Figura 44, que desta vez apresenta oscilações mais acentuadas (na ordem dos $1 \mu\text{m}$), refletiu diretamente a pressão de contacto. Em particular, foi possível observar que, em momentos onde a pressão é truncada, a espessura do filme lubrificante se reduz a zero, indicando o contacto direto entre metais. Este facto evidencia uma condição de funcionamento desfavorável, onde o filme lubrificante já não consegue separar eficazmente as superfícies de contacto.

O coeficiente de atrito, nesta superfície, observado na Figura 45 e Figura 46, atingiu os valores máximos previstos, aproximando-se do limite de 0.14, que é indicativo de contacto metal-metal. Esta situação de contacto direto, especialmente na presença de rugosidade elevada, contribui para um aumento considerável das forças de atrito, exacerbando o desgaste e o risco de danos. O valor global do coeficiente de atrito corresponde a $8.70 \cdot 10^{-2}$ para o caso geral e $9.03 \cdot 10^{-2}$ para o caso mais crítico.

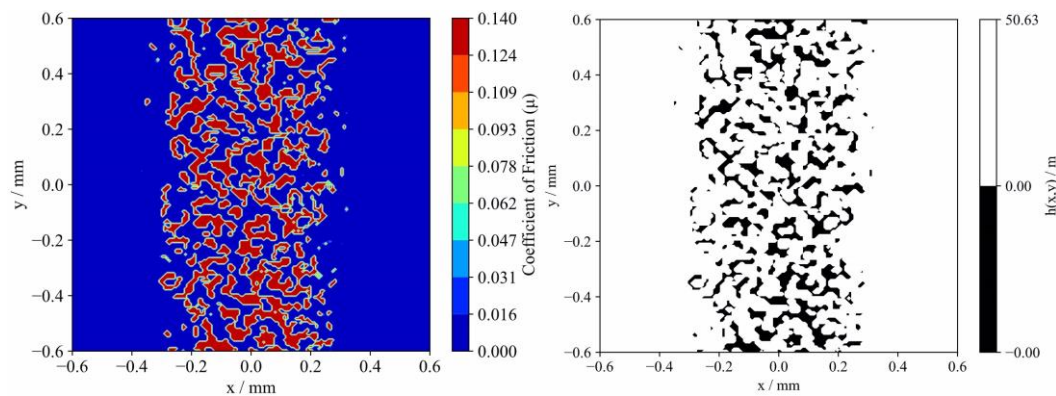


Figura 45 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral

Resultados e Discussão

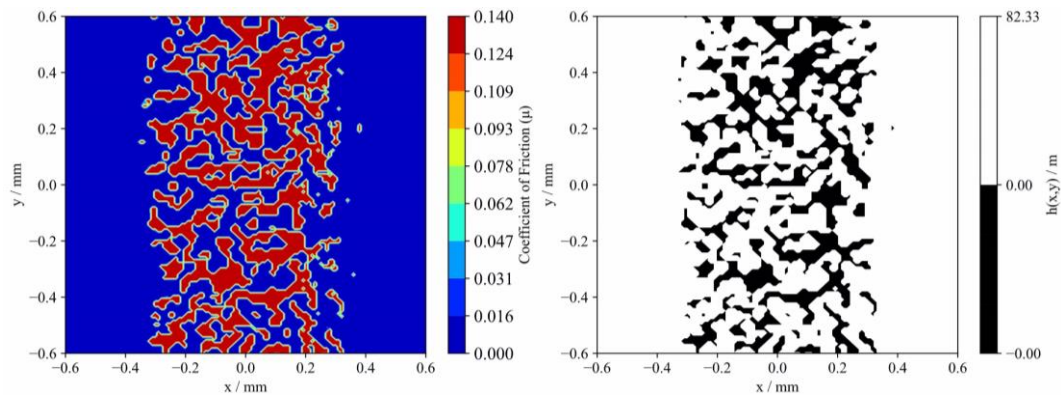


Figura 46 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico

No que respeita às tensões nos dentes, os resultados, observados na Figura 47 e Figura 48, revelaram valores substancialmente mais elevados comparativamente às superfícies com menor rugosidade. As tensões secundárias, que se manifestam à superfície, registaram os maiores valores, variando em torno dos 650 MPa e, em casos mais severos, ultrapassando os 1000 MPa. Por outro lado, as tensões primárias, localizadas em profundidade, mantiveram-se na ordem dos 300 a 400 MPa.

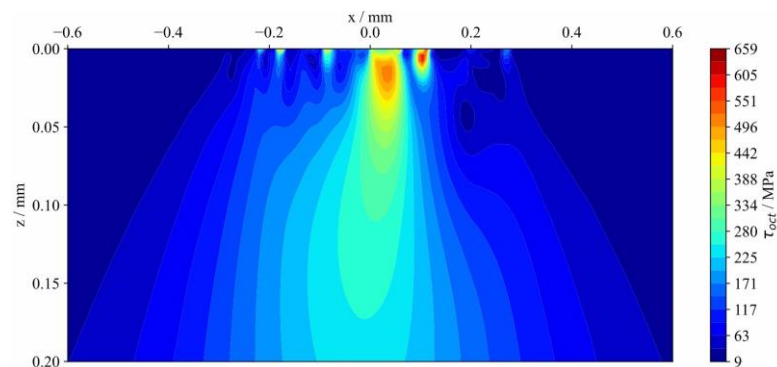


Figura 47 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ para um caso geral

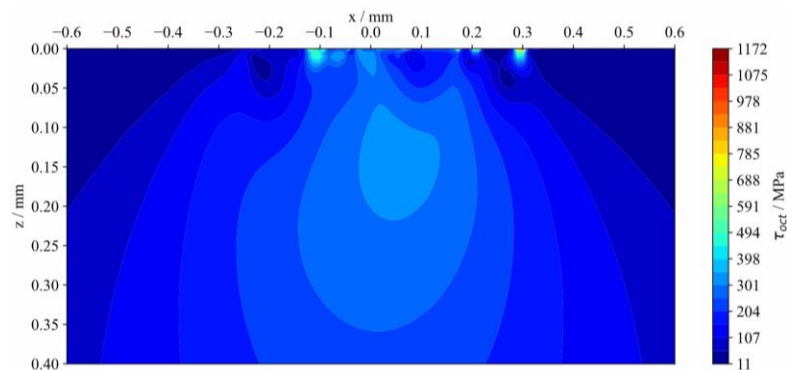


Figura 48 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ para o caso mais crítico

Para esta superfície, verificou-se a ocorrência de *multipitting*, uma vez que, tal como a Figura 49 ilustra, a tensão máxima de Dang Van atingiu e, em alguns pontos, excedeu a tensão limite à superfície. Esta condição é crítica, pois indica que o material está a sofrer fadiga superficial, conduzindo à formação de micropits.

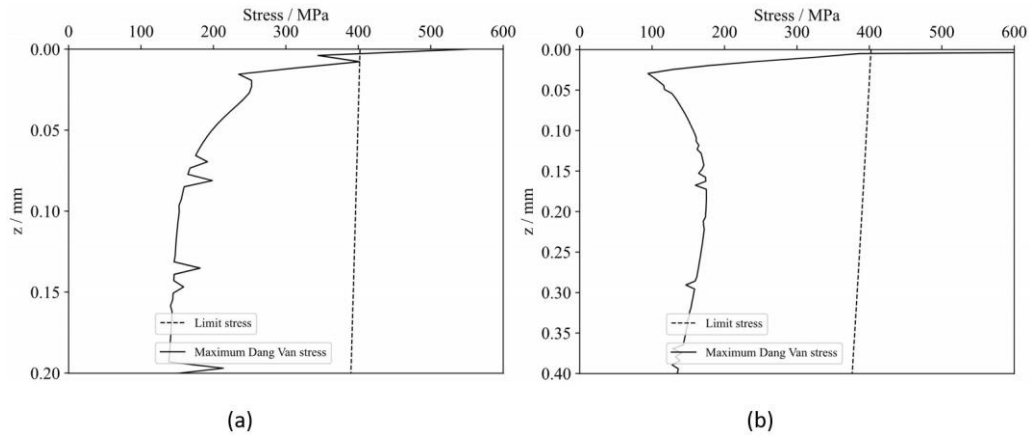


Figura 49 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ (b) para um caso geral e (a) para o caso mais crítico

Os coeficientes de segurança, nesta simulação, variaram, sendo que a maioria dos valores ficaram abaixo de 1, confirmando a vulnerabilidade ao *multipitting*, embora em algumas regiões ainda se observem coeficientes de segurança superiores a 1, como mostra a Tabela 24. Nas 126 simulações para esta rugosidade, ocorreu *multipitting* em 73 delas (57.9%).

Tabela 24 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade Ra = 0.5 µm

Carga	A	C	C1	I	D1	D	B	
K5	1.11	2.34	1.06	1.42	1.18	0.64	1.10	Teste 1
K6	1.79	0.78	0.45	0.79	0.70	0.94	0.35	
K7	0.36	1.08	1.09	1.58	0.57	0.43	1.18	
K8	0.94	1.37	1.50	0.63	1.97	0.37	0.56	
K9	0.54	0.59	0.66	1.26	0.31	1.12	0.51	
K10	0.32	0.99	0.68	0.46	0.61	0.43	1.64	
K5	1.30	1.32	0.63	0.57	0.48	1.23	0.36	Teste 2
K6	0.62	0.47	1.37	1.07	1.44	1.07	0.40	
K7	0.34	1.07	0.56	0.39	0.73	0.69	0.33	
K8	1.16	0.77	1.32	0.35	0.32	0.60	1.27	
K9	0.66	0.91	1.46	1.40	1.23	0.64	0.37	
K10	0.66	0.57	0.70	1.05	0.41	0.59	0.62	
K5	0.36	1.02	1.32	1.17	0.99	1.16	1.38	Teste 3
K6	1.98	0.57	0.32	1.02	1.03	1.04	1.18	
K7	1.16	0.55	0.99	1.43	0.59	0.95	1.01	
K8	0.47	0.68	0.93	1.02	0.50	0.33	1.03	
K9	1.71	0.35	0.53	0.50	1.57	0.58	0.64	
K10	1.71	0.75	0.58	0.98	1.24	1.35	1.07	
CS mais baixo		Sem micropitting		Com micropitting		Gráficos Analisados		

4.1.4. Rugosidade Ra = 1.5

Nas simulações realizadas para a superfície com rugosidade Ra = 1.5 µm, observou-se que as temperaturas dos dentes se mantiveram elevadas, atingindo aproximadamente 400 graus Celsius. A distribuição de temperatura, ilustrada na Figura 50, continuou a seguir o padrão observado nos casos anteriores, mas com uma área afetada maior. A região correspondente às temperaturas mais elevadas, que representa a zona de contacto, alargou-se, mostrando pontos de temperatura elevada tanto na zona central de contacto como nas áreas circundantes. Como anteriormente, a temperatura na entrada do contacto manteve-se próxima da temperatura do banho de óleo, com uma subida abrupta na zona de contacto e uma diminuição gradual na saída. Para esta superfície, o caso mais geral é o ponto K7/D1, e o mais crítico é K10/D1.

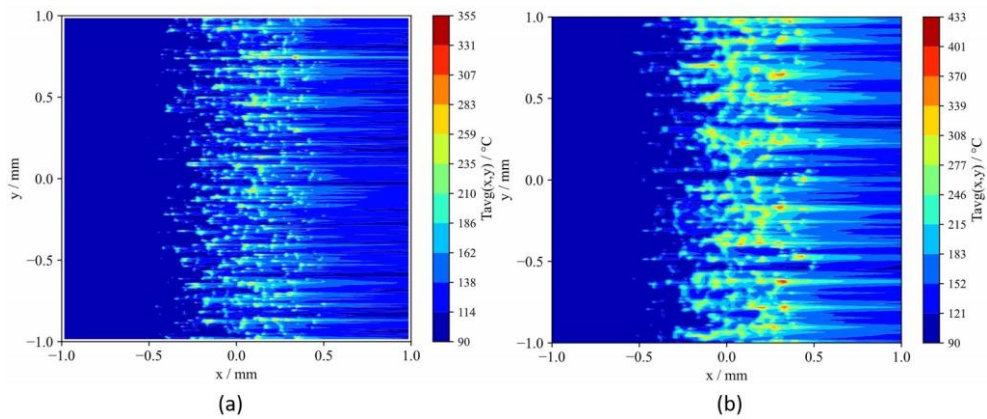


Figura 50 – Distribuição da temperatura na superfície de rugosidade $Ra = 1.5 \mu\text{m}$ do dente (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

A pressão de contacto, nesta superfície, representada na Figura 51 e Figura 52, apresentou valores extremamente elevados, com a pressão a ser truncada pela pressão limite máxima do material, tal como no caso anterior. No entanto, a área onde a distribuição da pressão é plana, indicando a presença de efeitos plásticos, aumentou consideravelmente. Isto sugere que os efeitos plásticos não só são significativos, como também estão a ocorrer numa área maior, o que pode comprometer ainda mais a integridade da superfície do dente.

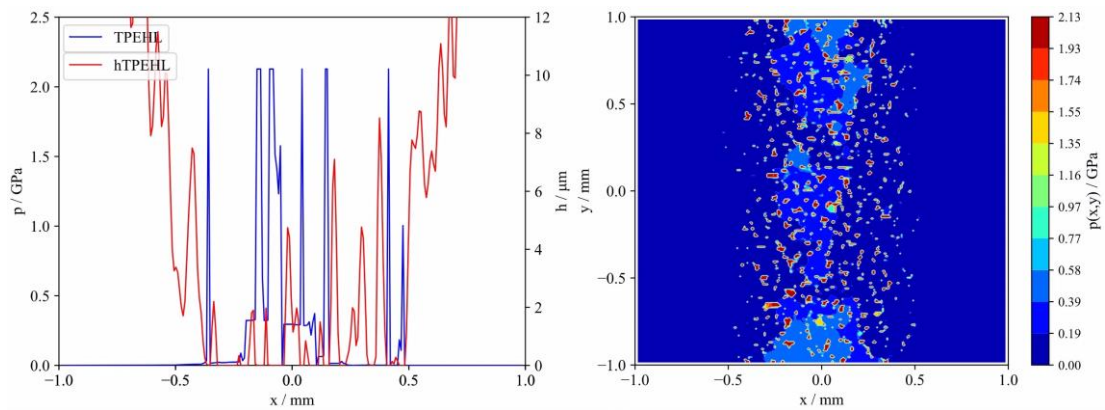


Figura 51 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $Ra = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral

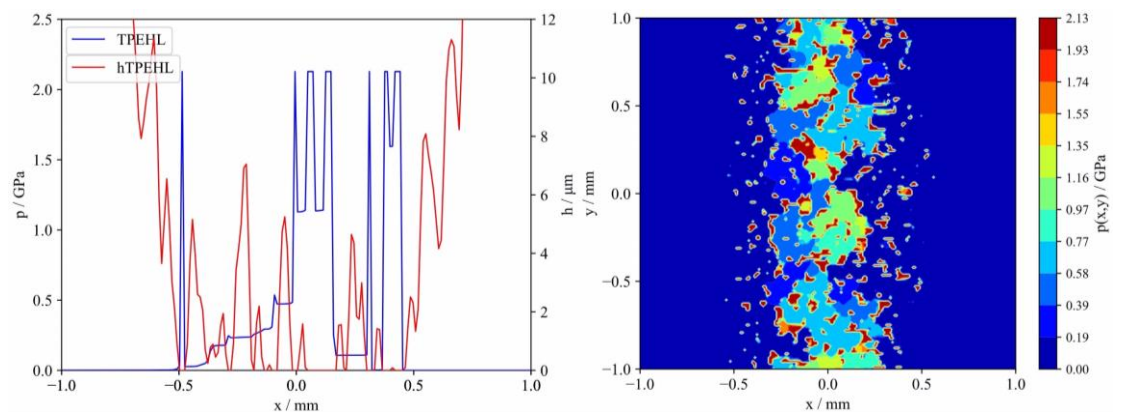


Figura 52 – Distribuição da pressão e da espessura do filme lubrificante na superfície de rugosidade $Ra = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico

Resultados e Discussão

A espessura do filme lubrificante, observada na Figura 51 e Figura 52, mostrou uma distribuição com oscilações ainda mais acentuadas (na ordem dos $6/8 \mu\text{m}$) e irregulares, mantendo-se em sintonia com as variações da pressão de contacto. De acordo com as previsões, observou-se que a espessura do filme se torna nula em várias regiões, especialmente onde a pressão é truncada no seu valor máximo, indicando um contacto direto entre as superfícies metálicas ao longo de uma área maior e a plastificação dos picos de rugosidade.

O coeficiente de atrito, observado na Figura 53 e Figura 54, em consonância com o contacto metal-metal, atingiu os valores máximos previstos, fixando-se no limite de 0.14. Este coeficiente, assim como os outros parâmetros analisados, apresentou-se distribuído por uma área maior em comparação com as superfícies de menor rugosidade, refletindo a severidade acrescida da condição de operação. O valor global do coeficiente de atrito corresponde a $1.01 \cdot 10^{-1}$ para o caso geral e $1.04 \cdot 10^{-1}$ para o caso mais crítico.

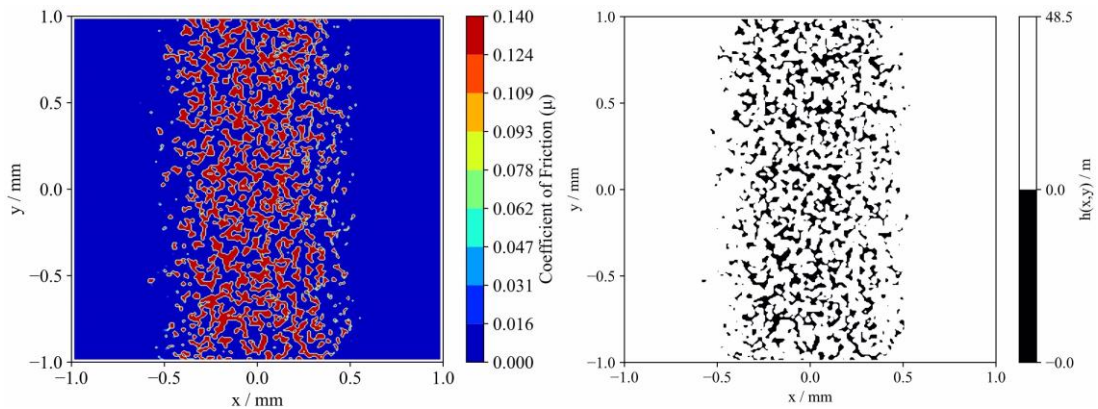


Figura 53 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para um caso geral e respetivo mapa de contacto

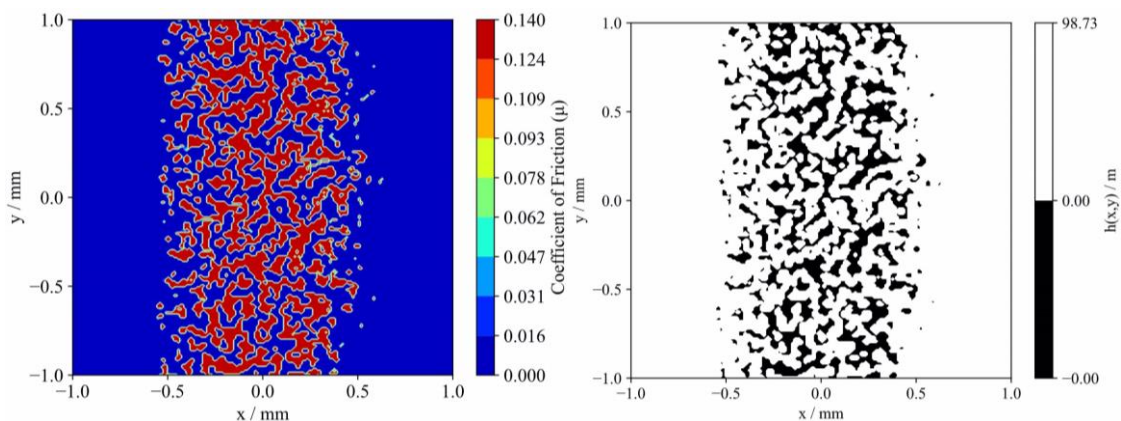


Figura 54 – Distribuição do coeficiente de atrito na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ do dente para o caso mais crítico e respetivo mapa de contacto

As tensões no dente, representadas na Figura 55 e Figura 56, continuaram a mostrar valores elevados, com as tensões secundárias a assumirem os maiores valores registados. Essas tensões rondaram os 650 MPa, podendo, em casos mais críticos, atingir até 1200 MPa. As tensões primárias, por outro lado, diminuiram ligeiramente, situando-se entre 200 e 300 MPa, mas

notou-se um aumento na incidência das tensões secundárias, indicando uma maior concentração de esforços à superfície.

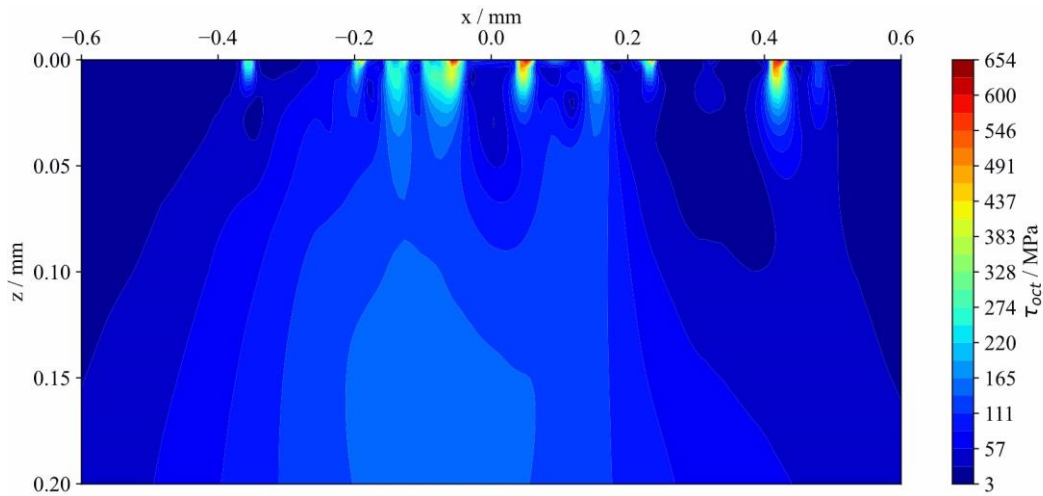


Figura 55 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ para um caso geral

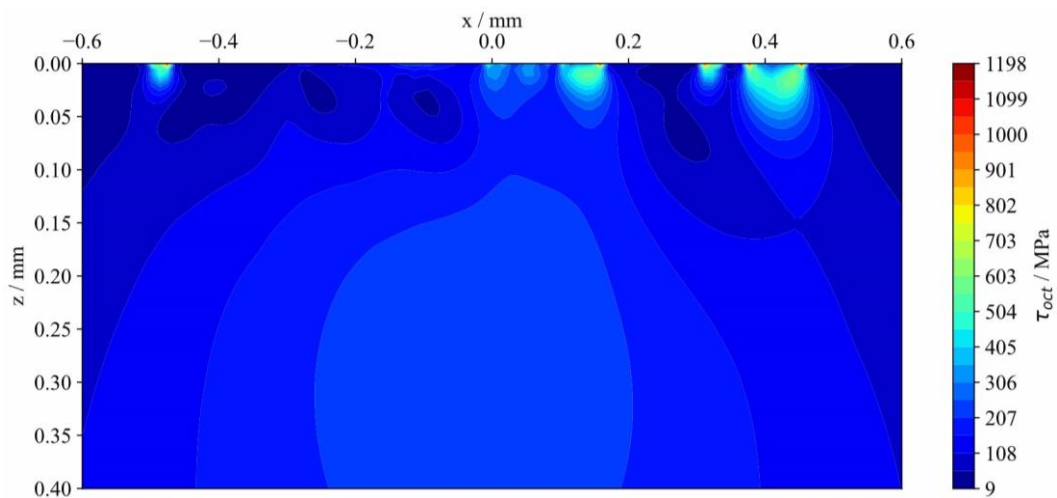


Figura 56 – Distribuição de tensões em profundidade na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ para um caso crítico

Nesta superfície, verificou-se também a ocorrência de *micropitting*, uma vez que a tensão máxima de Dang Van, como mostra a Figura 57, atingiu a tensão limite à superfície do material. Esta condição é crítica e reflete a progressão do desgaste superficial, exacerbada pela rugosidade elevada.

Resultados e Discussão

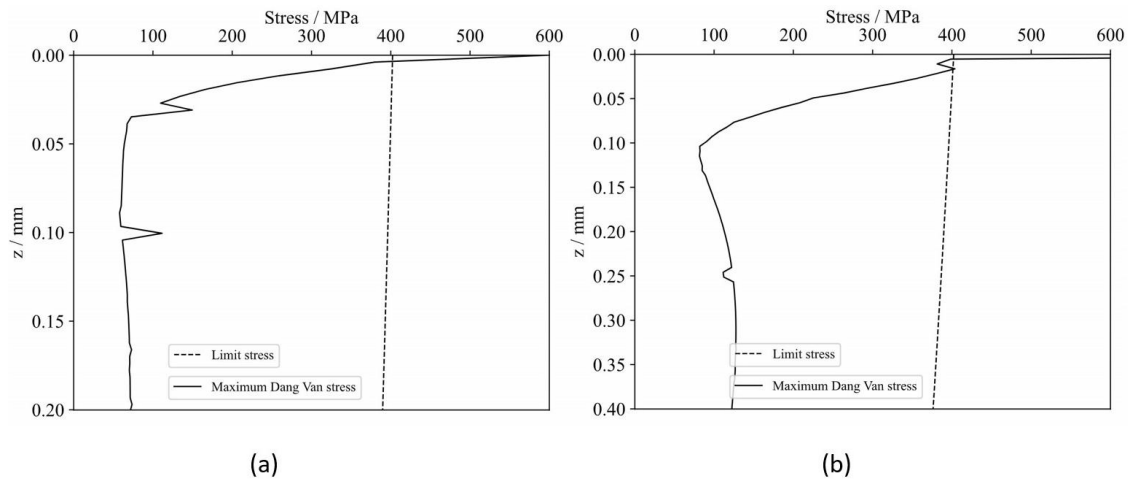


Figura 57 – Tensão de Dang Van na superfície de rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ (a) para um caso geral e (b) para o caso mais crítico

Os coeficientes de segurança mantiveram-se predominantemente abaixo de 1, o que indica uma condição de risco acentuado para o *micropitting*, com apenas algumas áreas isoladas apresentando coeficientes superiores a 1. Apesar de as diferenças em relação à condição anterior não serem significativas, nota-se uma ligeira piora na severidade das condições de operação, evidenciada pela maior extensão das áreas afetadas. Nas 126 simulações para este ensaio ocorreu *micropitting* em 75 deles (59.5%), um aumento de 2.74% de chance de *micropitting* relativamente à condição anterior. Os coeficientes de segurança para esta superfície são apresentados na Tabela 25.

Tabela 25 – Coeficientes de segurança para superfície de rugosidade Ra = 1.5 µm

Carga	A	C	C1	I	D1	D	B	
K5	1.05	0.82	0.82	0.43	0.67	0.61	0.69	Teste 1
K6	0.71	1.00	1.11	1.25	0.37	0.38	0.34	
K7	0.40	1.93	0.73	0.61	1.14	1.14	1.56	
K8	1.08	0.65	0.64	0.94	0.65	0.55	0.36	
K9	1.03	0.32	0.98	1.50	1.24	0.61	0.36	
K10	1.46	0.55	0.41	1.42	0.69	0.61	0.66	
K5	3.05	0.64	1.36	0.98	0.64	0.67	0.68	Teste 2
K6	2.18	1.06	0.33	1.19	0.62	1.03	0.69	
K7	2.02	0.39	0.72	0.62	0.67	1.14	1.10	
K8	0.75	0.34	1.00	0.33	1.53	1.01	0.65	
K9	0.34	0.95	1.05	1.39	0.62	1.06	0.34	
K10	0.91	1.15	0.41	0.60	0.30	1.12	1.07	
K5	0.80	2.03	0.99	2.07	1.04	1.01	1.94	Teste 3
K6	0.61	1.07	1.11	0.35	1.08	0.33	1.76	
K7	1.08	0.96	0.60	1.23	0.61	0.69	1.19	
K8	1.16	0.33	0.55	0.48	1.09	0.56	0.46	
K9	1.51	0.58	0.60	0.57	0.58	1.09	0.34	
K10	1.06	0.58	0.35	0.63	0.55	1.32	0.32	
CS mais baixo		Sem micropitting		Com micropitting		Gráficos Analisados		

4.2. Discussão de resultados

No subcapítulo dedicado à discussão dos resultados, será apresentada uma análise dos fenómenos observados nas simulações realizadas, com o objetivo de compreender a influência de diferentes parâmetros no comportamento das engrenagens, nomeadamente no que respeita ao desenvolvimento de *micropitting*. Inicialmente, será efetuada uma comparação entre as superfícies lisas e rugosas, destacando as diferenças nos padrões de temperatura, pressão de contacto, espessura do filme lubrificante e tensões no dente. Em seguida, será explorado o impacto do aumento da rugosidade, onde se observa uma correlação direta entre a irregularidade da superfície e a propensão para o aparecimento de *micropitting*. Esta análise permitirá compreender os limites críticos de rugosidade que podem comprometer a integridade das engrenagens. Por fim, será abordado o efeito do aumento da carga sobre o comportamento das engrenagens. A análise centrar-se-á em como a intensificação das forças aplicadas altera as condições de operação, exacerbando as tensões internas e, consequentemente, o risco de falhas por *micropitting*.

4.2.1. Comparação entre Superfícies Lisas e Rugosas

Neste estudo, a comparação entre a superfície lisa e a superfície rugosa revela como a rugosidade afeta o desempenho das engrenagens, particularmente no que diz respeito ao desenvolvimento de *micropitting*. Na Tabela 26 é possível analisar esta comparação com base nos resultados obtidos.

Tabela 26 – Comparação entre superfície lisa e superfície rugosa

	Superfície Lisa	Superfície Rugosa
Temperatura	O aumento da temperatura nos dentes é baixo, com uma distribuição linear e uniforme.	A temperatura nos dentes torna-se mais elevada e irregular.
Pressão de contacto	A pressão de contacto permanece abaixo da pressão de cedência, com uma distribuição uniforme e valores mais baixos que na superfície rugosa.	A pressão de contacto torna-se mais elevada e irregular. Em superfícies mais rugosas, a pressão atinge e até ultrapassa a pressão de cedência, indicando a ocorrência de deformação plástica em algumas áreas.
Espessura Filme Lubrificante	A espessura do filme lubrificante é bastante uniforme na zona de contacto.	A espessura do filme lubrificante torna-se oscilante e diminui significativamente em áreas de alta pressão, especialmente onde a rugosidade é mais pronunciada. Em algumas situações, ocorre a rutura do filme lubrificante, resultando em contacto direto entre metais.
Coefficiente de Atrito	O coeficiente de atrito é uniformemente baixo (valores globais inferiores a 10^{-3}) ao longo da superfície.	O coeficiente de atrito aumenta significativamente com a rugosidade (valores globais entre 10^{-3} e 10^{-1}), atingindo valores máximos em algumas zonas do contacto (~ 0.14).
Tensões no Dente	As tensões no dente são moderadas e apenas tensões primárias são observadas.	As tensões no dente aumentam substancialmente com a rugosidade. As tensões secundárias, que ocorrem à superfície, tornam-se mais pronunciadas e atingem valores elevados (até 1200 MPa).
<i>Micropitting</i>	Não se observa a ocorrência de <i>micropitting</i> , uma vez que a tensão máxima de Dang Van não atinge o limite de resistência à fadiga.	Com o aumento da rugosidade, observa-se o surgimento de <i>micropitting</i> . A tensão máxima de Dang Van atinge e ultrapassa o limite de resistência à fadiga do material à superfície, especialmente nas áreas onde o filme lubrificante é insuficiente.

A superfície lisa apresenta um comportamento mais estável e menos propenso a falhas por *micropitting*, devido à distribuição uniforme de temperatura, pressão de contacto controlada, e manutenção de um filme lubrificante adequado. Em contraste, a superfície rugosa, devido às

suas características irregulares, tende a sofrer um aumento significativo de tensões, atrito, e calor, o que favorece a ocorrência de *micropitting*.

4.2.2. Efeito do aumento de Rugosidade

O aumento da rugosidade da superfície tem um impacto significativo no desenvolvimento do *micropitting* em engrenagens. À medida que a rugosidade aumenta, as condições de contacto entre os dentes das engrenagens tornam-se mais severas, levando a um conjunto de efeitos que promovem a formação de *micropitting*.

Para suportar esta análise, os coeficientes de segurança foram organizados na Tabela 27 que apresentam as médias obtidas em diferentes níveis de rugosidade.

Tabela 27 – Médias dos coeficientes de segurança

Carga	A	C	C1	I	D1	D	B	
K5	2.77	2,62	2.17	2.43	2.43	2.84	4.84	Superfície Lisa
K6	2.53	2.36	1.82	2.14	2.22	2.55	3.09	
K7	2.15	2.03	1.65	1.58	1.58	2.17	2.88	
K8	1.95	1.59	1.41	1.42	1.47	2.06	2.73	
K9	1.56	1.74	1.28	1.34	1.29	1.57	2.15	
K10	1.45	1.29	1.11	1.36	1.21	1.44	2.12	
K5	1.55	2.75	2.14	2.33	2.28	3.28	3.06	Rugosidade 0.05
K6	1.65	1.91	2.11	1.92	1.99	2.06	2.13	
K7	1.93	1.85	1.74	1.77	1.75	1.72	2.44	
K8	1.73	1.92	1.29	1.59	1.66	1.87	2.20	
K9	1.44	1.73	1.46	1.33	1.58	1.66	2.19	
K10	1.59	1.46	1.36	1.25	1.21	1.75	1.98	
K5	0.92	1.56	1.00	1.05	0.88	1.01	0.95	Rugosidade 0.5
K6	1.46	0.61	0.71	0.96	1.06	1.02	0.64	
K7	0.62	0.90	0.88	1.13	0.63	0.69	0.84	
K8	0.86	0.94	1.25	0.67	0.93	0.43	0.95	
K9	0.97	0.62	0.88	1.05	1.04	0.78	0.51	
K10	0.90	0.77	0.65	0.83	0.75	0.79	1.11	
K5	1.63	1.16	1.06	1.16	0.78	0.76	1.10	Rugosidade 1.5
K6	1.17	1.04	0.85	0.93	0.69	0.58	0.93	
K7	1.17	1.09	0.68	0.82	0.81	0.99	1.28	
K8	1.00	0.44	0.73	0.58	1.09	0.71	0.49	
K9	0.96	0.62	0.88	1.15	0.81	0.92	0.35	
K10	1.14	0.76	0.39	0.88	0.51	1.02	0.68	

Como observado nos resultados, e conforme detalhado na Tabela 27, a rugosidade desempenha um papel crucial na determinação da resistência das superfícies ao *micropitting*. Especificamente, as simulações realizadas para uma rugosidade de 0.5 μm revelaram a ocorrência de *micropitting*, inclusive nas condições de carga mais baixas, como evidenciado pelos coeficientes de segurança inferiores e próximos de 1 no nível de carga K5. Este comportamento indica que, a partir de uma rugosidade de 0.5 μm , as superfícies começam a mostrar uma maior propensão à formação de *micropitting*, mesmo sob as cargas mais baixas.

Além disso, ao comparar as rugosidades de 0.5 e 1.5 μm , observou-se que ambas apresentaram comportamentos muito semelhantes no que diz respeito aos valores dos coeficientes de segurança. Este padrão sugere que, após atingir um determinado limiar de rugosidade, a influência adicional do aumento de rugosidade torna-se menos significativa, afetando de forma semelhante a integridade da superfície e o risco de *micropitting*.

Em contraste, nas simulações para as superfícies lisas e com rugosidade de 0.05 μm , os coeficientes de segurança mantiveram-se elevados, com muitos valores superiores a 1.5 e alguns até superiores a 3. Isto indica que superfícies com menor rugosidade possuem uma maior resistência ao *micropitting*, sendo capazes de suportar as condições de operação sem apresentar sinais de falha.

De forma geral o aumento da rugosidade intensifica os efeitos prejudiciais que levam ao *micropitting*, desde a concentração de tensões até à deterioração do filme lubrificante. Superfícies mais rugosas são, portanto, mais propensas ao desenvolvimento de *micropitting* devido à combinação de pressões de contacto mais elevadas, rutura do filme lubrificante, aumento do atrito, e tensões superficiais exacerbadas. Este fenómeno sublinha a importância de controlar a rugosidade das superfícies em engrenagens para mitigar o risco de *micropitting* e prolongar a vida útil dos componentes.

4.2.3. Efeito do aumento de carga

No que respeita ao efeito do aumento da carga no surgimento de *micropitting*, a análise dos resultados pode ser aprofundada através da Tabela 28, onde os coeficientes de segurança foram sintetizados em valores médios para cada carga aplicada. Esta abordagem permite observar como a variação da carga influencia a ocorrência de *micropitting* em diferentes superfícies rugosas e lisas.

Tabela 28 – Médias dos coeficientes de segurança por carga

Carga	Liso	0.05	0.5	1.5
K5	2.87	2.49	1.05	1.09
K6	2.39	1.97	0.92	0.88
K7	2.00	1.89	0.81	0.98
K8	1.80	1.75	0.86	0.72
K9	1.56	1.63	0.84	0.81
K10	1.43	1.51	0.83	0.77

Para a superfície lisa, verifica-se que, independentemente da redução dos valores de cada ponto da linha de engrenamento para um único valor médio por fase de carga, o coeficiente de segurança diminui consistentemente à medida que a carga aumenta. Esta tendência era expectável, dado que, na ausência de rugosidade, a carga aplicada torna-se o fator predominante a influenciar os resultados. Não há interferências de outros fatores, e a relação direta entre o aumento da carga e a diminuição da segurança contra *micropitting* é evidente.

Na superfície com rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$, a situação já se torna mais complexa. Observa-se alguma irregularidade no comportamento dos coeficientes de segurança à medida que a carga aumenta. Em alguns pontos, o coeficiente de segurança pode tanto descer como subir com o aumento da carga. No entanto, ao realizar a média dos valores para cada carga, é possível constatar que, de forma geral, o aumento da carga leva à diminuição dessas médias. Este comportamento sugere uma interação entre a rugosidade da superfície e a carga aplicada, onde a rugosidade começa a influenciar os resultados. Embora o fator carga ainda seja predominante, a irregularidade introduzida pelo perfil de rugosidade (que é único em cada simulação, apesar do mesmo valor de R_a) começa a mostrar sua relevância.

Na superfície com rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$, as irregularidades tornam-se mais pronunciadas. Em cada ponto da linha de engrenamento, o coeficiente de segurança mostra variações mais significativas, tanto para cima como para baixo, com o aumento da carga. Contudo, ao calcular as médias, observa-se que o aumento da carga continua a resultar numa diminuição geral das mesmas. Uma exceção notável é a descida irregular do valor médio de K7, mas as restantes médias das cargas seguem a tendência esperada. Além disso, verifica-se que o *micropitting* começa a surgir na carga K6, enquanto não se observa o fenómeno na carga K5. Isto evidencia que, para rugosidades mais elevadas, a carga desempenha um papel importante, mas os picos específicos da rugosidade começam a ter um impacto mais direto.

Para a superfície com rugosidade $R_a = 1.5 \mu\text{m}$, as irregularidades observadas são ainda mais acentuadas. Mesmo ao calcular as médias, essa irregularidade permanece notória, sem que se observe uma linearidade clara entre o aumento da carga e a redução do coeficiente de segurança. Observa-se que a média do coeficiente de segurança em K7 é superior à de K6, assim como a média de K10 é superior à de K8. A única explicação plausível para este fenómeno reside no perfil de rugosidade exclusivo de cada simulação, indicando que, à medida que os picos de rugosidade aumentam, a carga desempenha um papel cada vez menor. No entanto, observou-

se que, de maneira semelhante à rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$, o *micropitting* também só surge na carga K6, sendo inexistente na carga K5. Verifica-se também que, apesar das irregularidades, a média das três cargas mais baixas é maior do que a média das três cargas mais altas, sugerindo que, embora a influência da rugosidade seja preponderante, o aumento da carga ainda tem influência nos resultados.

Com esta análise, conclui-se que, embora o aumento da carga geralmente aumente as chances de *micropitting*, este fator pode ser minimizado quando é considerado o perfil de rugosidade. Como previsto, o *micropitting* tende a iniciar-se nos picos mais elevados da superfície, e como os perfis das superfícies são únicos, mesmo para o mesmo valor de R_a , um perfil com picos mais elevados a uma carga mais baixa pode ter mais chances de *micropitting* do que um perfil com picos mais baixos a uma carga mais elevada. Esta observação confirma que, à medida que o valor de R_a aumenta, a rugosidade torna-se o fator dominante na formação do *micropitting*, mas a carga, embora menos influente, ainda desempenha um papel na determinação do surgimento do fenômeno.

4.3. Análise de *micropitting* com KISSsoft

Neste subcapítulo, será abordada a utilização do software KISSsoft na análise do fenômeno de *micropitting* em engrenagens. Este programa, amplamente reconhecido na engenharia mecânica, oferece ferramentas avançadas para a avaliação de diversas condições operacionais em sistemas de engrenagens, sendo particularmente útil na previsão e análise de falhas como o *micropitting*.

Os ensaios FZG para *micropitting* serão replicados no software, com o objetivo de realizar uma comparação entre os resultados obtidos através das simulações numéricas e aqueles fornecidos pelo KISSsoft, analisando as concordâncias e possíveis discrepâncias entre ambos os métodos.

4.3.1. Introdução ao KISSsoft

O KISSsoft é um software de engenharia especializado em cálculos e análises para elementos de máquinas, com particular enfoque em sistemas de engrenagens e transmissões. Desenvolvido pela KISSsoft AG, uma empresa suíça, este software disponibiliza uma vasta gama de funcionalidades para engenheiros e projetistas mecânicos.

Entre as principais características do KISSsoft destacam-se:

- Cálculos baseados em normas internacionais, garantindo precisão e fiabilidade;
- Amplas opções de otimização para o dimensionamento de elementos de máquinas;
- Capacidade de realizar cálculos rápidos e precisos de resistência mecânica;
- Geração de relatórios detalhados com fatores de segurança e valores de vida útil;
- Interfaces com os principais programas CAD disponíveis no mercado;
- Módulo KISSsys para a modelação de unidades de engrenagens completas;

- Análise simultânea de engrenagens, eixos e rolamentos em sistemas de transmissão;
- Linguagem de programação integrada, permitindo a implementação de cálculos e designs personalizados.

O KISSsoft é amplamente utilizado na indústria para o projeto e análise de diversos componentes mecânicos, oferecendo soluções abrangentes desde o dimensionamento inicial até à otimização final de sistemas de transmissão.

4.3.2. Introdução de dados

A versão utilizada no presente estudo é o KISSsoft 2023. Neste software, é possível replicar o ensaio de *micropitting* FZG-C sob condições normalizadas, nomeadamente para uma rugosidade $R_a = 0,5 \mu\text{m}$. Para tal, foi necessário estabelecer os dados de entrada no programa em conformidade com as características da engrenagem e do ensaio em estudo.

Primeiramente, foram definidas as características geométricas, conforme ilustrado na Figura 58, seguidas das características da engrenagem FZG-C, apresentadas na Tabela 5.

Geometria		Engrenagem 1	Engrenagem 2	Detalhes...
Geometria dos dentes	simétrico			
Módulo normal m_n	4.5000 mm	Número de dentes z	16	24
Ângulo de pressão na seção normal α_n	20.0000 °	Largura do dente b	14.0000 mm	14.0000 mm
Engrenagem 1	dente reto	Fator de deslocamento de perfil x	0.1817	0.1715
Ângulo de hélice no círculo de referência β	0.0000 °	Qualidade (ISO 1328:2013) A	6	6
Distância entre eixos a	91.5001 mm			

Figura 58 – Definição das características geométricas no KISSsoft

Posteriormente, especificaram-se os materiais das engrenagens e as condições de lubrificação, como mostrado na Figura 59. Ambas as engrenagens são fabricadas em aço cementado 16MnCr5, cujas propriedades estão pré-definidas no software. No entanto, para o lubrificante, optou-se por introduzir manualmente as propriedades do ISO VG 150 – RENOLIN UNISYLIN CLP, de possível consulta no Anexo A.

Materiais e lubrificação	
Engrenagem 1	Aço de ceme... 16 MnCr 5 (1), endurecido por cementação, ISO 6336
Engrenagem 2	Aço de ceme... 16 MnCr 5 (1), endurecido por cementação, ISO 6336
Lubrificação	Lubrificação + Entrada própria

Figura 59 – Definição dos materiais das engrenagens KISSsoft

A definição do lubrificante, ilustrada na Figura 60, seguiu as propriedades do referido lubrificante. O patamar de carga indicado (k_{10}) vai de acordo com a folha de produto do óleo Renolin Unisyl CLP que se encontra no anexo A.

Resultados e Discussão

Propriedade	Valor	Unidade
Comentário	ISO-VG 150 - RENOLIN UNISYN CLP	
Óleo/graxa	Óleo	
Densidade do óleo	0.8038	kg/dm³
Viscosidade nominal cinética a 40°C	150.0000	mm²/s
Viscosidade nominal cinética a 100°C	19.6000	mm²/s
Limite inferior temperatura de utilização	-15.0000	°C
Limite superior temperatura de utilização	120.0000	°C
Base de lubrificante	Óleo sintético com base de polialfaolefina	
Processo de teste de gripagem (scuffing)	Teste FZG A/16.6/140	
Patamar de carga teste de gripagem (scuffing)	12	
Processo do teste de Micropitting	C-GF/8.3/90 com Ra=0.50 θ=90° (FZG)	
Patamar de carga de teste de micropitting	10	
Fator k para coeficiente de viscosidade de pressão (AGMA 925)	0.6681	
Fator s para coeficiente de viscosidade de pressão (AGMA 925)	0.0739	
Coeficiente de viscosidade de pressão a 38°C	0	m²/N

Figura 60 - Definição do Lubrificante no KISSsoft

Foi necessário calcular os fatores k e s , apresentados na Figura 60, a partir da equação fornecida pelo programa, ilustrada na Figura 61, que relaciona o coeficiente de piezoviscosidade com a viscosidade dinâmica.

Pressure-viscosity coefficient (AGMA 925)

$$\alpha = k \cdot \eta_M^s$$

η_M : Dynamic viscosity at θ_M
 θ_M : Tooth mass temperature

Figura 61 – Equação coeficiente de piezoviscosidade no KISSsoft

Considerando que os parâmetros de Gold previamente calculados (s_g e t_g) relacionam o coeficiente de piezoviscosidade com a viscosidade cinemática, procedeu-se à conversão desses parâmetros para os fatores pretendidos, utilizando a massa volúmica que relaciona a viscosidade cinemática com a viscosidade dinâmica. Após as conversões, considerou-se que $s = t_g$ e, para k , utilizou-se a equação (56).

$$k = \frac{S_g}{\rho^{t_g}} \quad (56)$$

Finalmente, foram definidas as condições de carga dos ensaios, conforme mostrado na Figura 62, onde, para cada estágio de carga, foi inserido o binário correspondente.

Engrenagem de referência	Engrenagem 1	
Velocidade de referência $ n_1 $	2250.0000	1/min <input type="radio"/>
Torque de referência $ T_1 $	70.0000	Nm <input type="radio"/> ←
Potência de referência $ P $	16.4934	kW <input checked="" type="radio"/>

Figura 62 – Condições de carga no programa KISSsoft

4.3.3. Comparação de resultados com modelo numérico

Após a execução do programa KISSsoft para as seis cargas do teste de *micropitting*, foram obtidos os valores dos coeficientes de segurança para cada uma dessas cargas. De forma geral, os resultados do KISSsoft apresentaram valores de coeficientes de segurança relativamente próximos dos valores médios obtidos na simulação numérica para a rugosidade $R_a = 0,5$. Esses valores estão apresentados e comparados na Tabela 29.

Tabela 29 – Comparação dos CS entre simulação numérica e KISSsoft

Carga	0.5	KISSsoft
K5	1.05	1.28
K6	0.92	1.16
K7	0.81	1.04
K8	0.86	0.94
K9	0.84	0.84
K10	0.83	0.76

Observou-se que o intervalo de coeficientes de segurança obtido na simulação numérica, variando entre 0.81 e 1.05, está incluído no intervalo de 0.76 a 1.28 obtido com o KISSsoft. É interessante notar que, para o estágio de carga K9, o coeficiente de segurança obtido na simulação numérica coincide exatamente com o valor calculado no KISSsoft, sendo ambos iguais a 0.84.

Contudo, ao contrário da simulação numérica, onde os coeficientes de segurança não seguem uma tendência linear com o aumento da carga, no KISSsoft verificou-se uma clara linearidade

Resultados e Discussão

na relação entre carga e segurança, em que o aumento da carga resulta consistentemente numa diminuição do coeficiente de segurança.

Esta discrepância pode ser atribuída a vários fatores. No KISSsoft, a distribuição de carga, ao longo do dente pode diferir da considerada na simulação numérica, o que impacta diretamente os valores de segurança calculados. Na Figura 63 é possível analisar a distribuição de carga no programa para o estágio de carga K5.

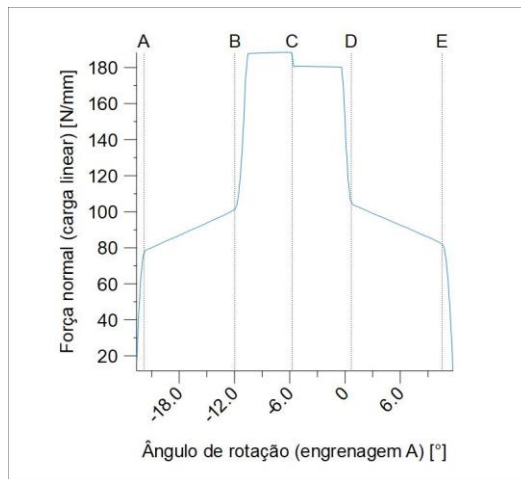


Figura 63 – Distribuição de carga KISSsoft

Além disso, o programa KISSsoft utiliza um perfil de rugosidade único e predefinido para todas as cargas, o que pode explicar a linearidade observada nos seus resultados, enquanto na simulação numérica, cada carga corresponde, por sua vez, a uma média de simulações, em que cada uma delas possui um perfil de rugosidade específico, levando a uma variação menos previsível nos coeficientes de segurança.

5. Conclusão

5.1. Conclusões finais

O presente trabalho teve como objetivo principal a análise do fenômeno de *micropitting* em engrenagens, considerando diferentes superfícies de rugosidade e variando as condições de carga. A abordagem adotada incluiu a realização de simulações numéricas detalhadas e a comparação dos resultados obtidos com aqueles fornecidos pelo software KISSsoft, amplamente utilizado na indústria para a previsão de falhas em sistemas de transmissão.

As simulações numéricas permitiram uma análise aprofundada dos efeitos da rugosidade superficial e das condições de carga no surgimento do *micropitting*. Verificou-se que o aumento da rugosidade tem um impacto significativo na formação do *micropitting*. Em superfícies lisas e com baixa rugosidade ($R_a = 0.05 \mu\text{m}$), não foi observada a presença de *micropitting*, e os coeficientes de segurança à fadiga mantiveram-se elevados, frequentemente superiores a 1.5. No entanto, para rugosidades mais elevadas ($R_a = 0.5 \mu\text{m}$ e $R_a = 1.5 \mu\text{m}$), o *micropitting* começou a manifestar-se, especialmente a partir da carga K6, com uma redução acentuada nos coeficientes de segurança.

A análise da influência da carga evidenciou que, apesar do aumento da carga conduzir geralmente a uma redução nos coeficientes de segurança, este efeito torna-se menos previsível à medida que a rugosidade aumenta. Nas superfícies de maior rugosidade, verificou-se uma maior variabilidade nos coeficientes de segurança, sugerindo que o perfil de rugosidade tem um papel predominante na promoção do *micropitting*, muitas vezes sobrepondo-se ao efeito da carga.

O KISSsoft, ao replicar os ensaios de *micropitting* FZG-C, apresentou resultados consistentes com as simulações numéricas para a rugosidade $R_a = 0.5 \mu\text{m}$, embora com algumas discrepâncias. O programa demonstrou uma linearidade mais clara na relação entre o aumento da carga e a diminuição dos coeficientes de segurança, o que pode ser atribuído às diferentes abordagens na distribuição de carga ao longo dos dentes e ao uso de um perfil de rugosidade predefinido. No entanto, a coincidência exata dos coeficientes de segurança no estágio de carga K9 reforça a validade dos métodos utilizados.

Em suma, este trabalho destacou a importância da rugosidade superficial e das condições de carga na análise do *micropitting* em engrenagens, proporcionando uma visão abrangente dos fatores que contribuem para este tipo de falha. As simulações numéricas, aliadas à comparação com os resultados obtidos no KISSsoft, permitiram uma compreensão mais profunda do

comportamento das engrenagens sob diferentes condições operacionais, contribuindo para o desenvolvimento de estratégias mais eficazes na prevenção do *micropitting*.

5.2. Limitações e trabalhos futuros

Durante o desenvolvimento deste estudo, algumas limitações foram encontradas, as quais influenciaram tanto a condução dos ensaios como a interpretação dos resultados. Inicialmente, o plano de trabalho previa a realização de ensaios experimentais na máquina de ensaios FZG para avaliar a ocorrência de *micropitting* em engrenagens. No entanto, devido a uma avaria na máquina, foi necessário recorrer a simulações numéricas como alternativa para a obtenção dos dados. Embora as simulações proporcionem uma abordagem viável e rigorosa para a análise dos fenómenos em estudo, a substituição dos ensaios experimentais por simulações introduz limitações inerentes ao modelo numérico e à representatividade dos resultados.

Para trabalhos futuros, sugere-se a continuação das simulações numéricas para expandir o conjunto de dados disponíveis. Este esforço permitiria refinar as conclusões, melhorando a precisão estatística e proporcionando uma compreensão mais abrangente do fenómeno do *micropitting*.

Adicionalmente, outro caminho de investigação seria explorar rugosidades adicionais entre as testadas neste estudo. Neste trabalho, foi observado que o *micropitting* não ocorre para uma rugosidade $R_a = 0.05 \mu\text{m}$, mas surge a $R_a = 0.5 \mu\text{m}$. No entanto, não foi determinada a rugosidade exata que marca a fronteira entre a ausência e a ocorrência de *micropitting*. Investigar esta rugosidade limite contribuiria significativamente para o conhecimento técnico, permitindo a definição de parâmetros mais precisos para a prevenção do *micropitting* em aplicações reais.

Finalmente, uma recomendação crucial para trabalhos futuros seria a realização dos ensaios experimentais na máquina FZG, conforme originalmente planeado. A obtenção de resultados experimentais permitiria validar as simulações numéricas realizadas neste estudo, fornecendo uma base de comparação direta e aumentando a fiabilidade das conclusões. A validação experimental é um passo essencial para confirmar que os modelos numéricos utilizados reproduzem com precisão as condições reais de operação e os fenómenos observados.

Em suma, apesar das limitações encontradas, este estudo abre várias possibilidades para investigações futuras, tanto no aprimoramento das simulações numéricas quanto na realização de ensaios experimentais, com o objetivo de aprofundar o conhecimento sobre o *micropitting* em engrenagens.

Referências

- [1] P. C. Romio, P. M. T. Marques, C. M. C. G. Fernandes, and J. H. O. Seabra, "A simplified thermal plasto-elastohydrodynamic lubrication model for circular contact with real surface roughness," *J. Tribol.*, vol. 145, no. 12, p. 124102, 2023.
- [2] S. M. M. G. Peixoto, "Modelação do micropitting nos dentes de engrenagens." Ph.D. dissertation, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2006.
- [3] L. E. Alban, "Failures of gears," *Met. Handb.*, vol. 11th, 2002.
- [4] L. Faure, *Aspect des dentures d'engrenages après fonctionnement*. Centre technique des industries mécaniques, 1992.
- [5] A. Clarke, H. P. Evans, and R. W. Snidle, "Understanding micropitting in gears," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 230, no. 7–8, pp. 1276–1289, 2016.
- [6] H. Liu, H. Liu, C. Zhu, and Y. Zhou, "A Review on Micropitting Studies of Steel Gears.," *Coatings (2079-6412)*, vol. 9, no. 1, p. 42, 2019, doi: 10.3390/coatings9010042.
- [7] B.-R. Höhn, P. Oster, and S. Emmert, "Micropitting in case-carburized gears-FZG micropitting test," *VDI BERICHTE*, vol. 1230, pp. 331–344, 1996.
- [8] S. Sheng, "Wind turbine micropitting workshop: a recap," National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States), 2010.
- [9] R. Errichello, S. Sheng, J. Keller, and A. Greco, "Wind Turbine Tribology Seminar," *Energy Effic. Renew. Energy*, 2011.
- [10] F. Gao, "Design and Development of a Micropitting Test Rig," M.S. thesis, KTH, School of Industrial Engineering and Management (ITM), Stockholm, 2015.
- [11] T. C. Jao, A. J. Rollin, R. O. Carter III, C. J. Aylott, and B. A. Shaw, "Influence of Material Property on Micropitting and Pitting Behavior," in *World Tribology Congress*, 2005, pp. 103–104.
- [12] A. Oila and S. J. Bull, "Phase transformations associated with micropitting in rolling/sliding contacts," *J. Mater. Sci.*, vol. 40, pp. 4767–4774, 2005.
- [13] F. D'Errico, "Micropitting damage mechanism on hardened and tempered, nitrided, and carburizing steels," *Mater. Manuf. Process.*, vol. 26, no. 1, pp. 7–13, 2011.
- [14] R. Martins, J. Seabra, and L. Magalhães, "Micropitting of austempered ductile iron gears: Biodegradable ester vs. mineral oil," *Rev. da Assoc. Port. Análise Exp. Tensões*, vol. 122, p. 922, 2006.
- [15] C. M. R. Wilkinson and A. V Olver, "The durability of gear and disc specimens--Part I: The effect of some novel materials and surface treatments," *Tribol. Trans.*, vol. 42, no. 3, p. 503, 1999.
- [16] A. Oila, B. A. Shaw, C. J. Aylott, and S. J. Bull, "Martensite decay in micropitted gears," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 219, no. 2, pp. 77–83, 2005.
- [17] M. Le, F. Ville, X. Kleber, J. Cavoret, M. C. Sainte-Catherine, and L. Briancon, "Influence of grain boundary cementite induced by gas nitriding on the rolling contact fatigue of alloyed steels for gears," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 229, no. 8, pp. 917–928, 2015.

Referências

- [18] T. Tobie, F. Hippenstiel, and H. Mohrbacher, "Optimizing gear performance by alloy modification of carburizing steels," *Metals (Basel)*, vol. 7, no. 10, p. 415, 2017.
- [19] S. Roy, G. T. C. Ooi, and S. Sundararajan, "Effect of retained austenite on micropitting behavior of carburized AISI 8620 steel under boundary lubrication," *Materialia*, vol. 3, pp. 192–201, 2018.
- [20] S. S. Crețu and N. G. Popinceanu, "The influence of residual stresses induced by plastic deformation on rolling contact fatigue," *Wear*, vol. 105, no. 2, pp. 153–170, 1985.
- [21] H. P. Lieurade, "Effet des contraintes résiduelles sur le comportement à la fatigue des pièces et des structures industrielles," *Trait. Therm.*, no. 218, pp. 15–28, 1988.
- [22] J. A. de S. F. Brandão, "Gear micropitting prediction using the Dang Van high-cycle fatigue criterion," M.S. thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2007.
- [23] R. D. Whitby, "Micropitting: An engineering or chemistry problem?," *Tribol. Lubr. Technol.*, vol. 60, no. 1, p. 56, 2004.
- [24] D. M. Pirro, M. Webster, and E. Daschner, *Lubrication fundamentals, revised and expanded*. CRC Press, 2017.
- [25] G. Stachowiak and A. W. Batchelor, *Engineering tribology*. Butterworth-heinemann, 2013.
- [26] L. R. Rudnick, *Synthetics, mineral oils, and bio-based lubricants: chemistry and technology*. CRC press, 2020.
- [27] J. Seabra, A. Campos, and A. Sottomayor, "Lubrificação elastohidrodinâmica," *Fac. Eng. da Univ. do Porto, Porto*, 2002.
- [28] A. V. Campos, "MECÂNICA DO CONTACTO," *Porto ISEP*, 2023.
- [29] E. Abner Jr, "Lubricant deterioration in service," *CRC Handb. Lubr.*, vol. 1, pp. 517–532, 1983.
- [30] M. J. D. de Castro, "Análise e previsão da capacidade de carga à gripagem de engrenagens cilíndricas do tipo FZG-A," M.S. thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 1996.
- [31] J. Seabra, "Engrenagens-Lubrificação, rendimento e avarias," *Fac. Eng. da Univ. do Porto*, 2005.
- [32] N. Fang, L. Chang, G. J. Johnston, M. N. Webster, and A. Jackson, "An experimental/theoretical approach to modeling the viscous behavior of liquid lubricants under EHL conditions," in *Tribology Series*, vol. 39, Elsevier, 2001, pp. 769–778.
- [33] H.-S. S. Hsiao and B. J. Hamrock, "Temperature distribution and thermal degradation of the lubricant in EHL line contact conjunctions," *J. Tribol.*, 1994.
- [34] N. Soda and T. Yamamoto, "Effect of tangential traction and roughness on crack initiation/propagation during rolling contact," in *Ann. Meeting of ASLE*, 1980.
- [35] L. Faure, "Micro endommagement de surface des dents d'engrenages cimentés trempés rectifiés," *Bull. l'engrenage des Transm.*, no. 92, 1988.
- [36] M. J. D. de Castro and A. V. Campos, "Estados de Superfície," *Porto ISEP*, 2021.

Referências

- [37] M. Mirmehdi, *Handbook of texture analysis*. Imperial College Press, 2008.
- [38] FVA Information Sheet No. 54/I-IV, “Test procedure for the investigation of the micro-pitting capacity of gear lubricants,” 1995.
- [39] Information Sheet DGMK, “Short Test Procedure for the investigation of the micro-pitting load capacity of gear lubricants,” 2002.
- [40] M. J. D. de Castro, “Gripagem de engrenagens FZG lubrificadas com óleos base: Novos critérios de gripagem globais e locais,” Ph.D. dissertation, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2004.
- [41] J. A. Brandao, R. Martins, J. H. O. Seabra, and M. J. D. Castro, “Surface damage prediction during an FZG gear micropitting test,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 226, no. 12, pp. 1051–1073, 2012.
- [42] B. R. Hoehn, P. Oster, T. Tobie, and M. Hergesell, “Development of a short duration pitting test to evaluate the lubricant influence on the pitting carrying capacity of spur gears; Entwicklung eines Kurzzeit-Pittingtestes zum Einfluss des Schmierstoffs auf die Gruebchentragefaehigkeit von Stirnraedern,” 2006.
- [43] K. Michaelis, B. Hoehn, and P. Oster, “Influence of lubricant on gear failures—test methods and application to gearboxes in practice,” *Tribotest*, vol. 11, no. 1, pp. 43–56, 2004.
- [44] H. Liu, H. Liu, C. Zhu, and J. Tang, “Study on gear contact fatigue failure competition mechanism considering tooth wear evolution,” *Tribol. Int.*, vol. 147, 2020, doi: 10.1016/j.triboint.2020.106277.
- [45] M. J. de Montenegro Cortez, “Thermal-Elasto-Plastic-Hydrodynamic Contact Between Rough Surfaces: Influence of Surface Roughness.” M.S. thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2023.
- [46] A. Quintal, “Influência Das Condições de Rodagem Na Fadiga de Engrenagens,” M.S. thesis, Instituto Politecnico do Porto (Portugal), 2021.
- [47] D. Bergström, “Surface Generation & Analysis - MySimLabs --- mysimlabs.com.” 2008. [Online]. Available: https://www.mysimlabs.com/surface_generation.html

Referências

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: Carlos Miguel Rocha Ferreira

ISEP, Porto, 4 de setembro de 2024

Declaração de Integridade

Anexo A – FICHA TÉCNICA LUBRIFICANTE PAO 150

CHARACTERISTICS: RENOLIN UNISYN CLP

RENOLIN UNISYN CLP ...		68	100	150	220	
Characteristics	Unit					Test Method
ISO VG		68	100	150	220	DIN 51519
Kinematic viscosity at 40°C	mm ² /s	68	100	150	220	DIN EN ISO 3104
at 100°C	mm ² /s	10.7	14.5	19.6	26.7	
Viscosity index	-	147	150	150	155	DIN ISO 2909
Density at 15°C	kg/m ³	848	851	853	854	DIN 51757
Colour index	ASTM	0.5	0.5	0.5	1.0	DIN ISO 2049
Flash point, Cleveland open cup	°C	240	250	250	260	DIN ISO 2592
Pour point	°C	-56	-53	-45	-42	DIN ISO 3016
Neutralisation number	mgKOH/g	0.6	0.6	0.6	0.6	DIN 51558
Scuffing and scoring test, FZG A/8, 3/90	Failure load stage	> 12	> 12	> 12	> 12	DIN ISO 14635-1
Scuffing and scoring test, FZG A/16, 6/140	Failure load stage	12	12	12	12	DIN ISO 14635-1
Micropitting test, FZG-GFT Test GT-C/8,3/90°C						FVA Information Sheet No. 54/I-IV
Loadstage test / endurance test	GF Class	GFT high	GFT high	GFT high	GFT high	
Micropitting test, FZG-GFT Test GT-C/8,3/60°C						FVA Information Sheet No. 54/I-IV
Loadstage test / endurance test	GF Class	GFT high	GFT high	GFT high	GFT high	
FE-8 roller bearing test, 7,5/80/80 and 7,5/100/80		pass (excellent)	pass (excellent)	pass (excellent)	pass (excellent)	DIN 51819-3