

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

WILLIAN DELABENETTA

**ANÁLISE DE FALHAS VIA TEORIA DE HERTZ E LUBRIFICAÇÃO
ELASTOHIDRODINÂMICA: UM ESTUDO DE CASO EM ROLAMENTOS
AUTOCOMPENSADORES DE ROLOS EM MANCAIS DE UMA MÁQUINA
PELETIZADORA**

CASCABEL – PR

2021

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

WILLIAN DELABENETTA

**ANÁLISE DE FALHAS VIA TEORIA DE HERTZ E LUBRIFICAÇÃO
ELASTOHIDRODINÂMICA: UM ESTUDO DE CASO EM ROLAMENTOS
AUTOCOMPENSADORES DE ROLOS EM MANCAIS DE UMA MÁQUINA
PELETIZADORA**

Trabalho apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Bruno dos Santos

**CASCADEL – PR
2021**

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

WILLIAN DELABENETTA

**ANÁLISE DE FALHAS VIA TEORIA DE HERTZ E LUBRIFICAÇÃO
ELASTOHIDRODINÂMICA. UM ESTUDO DE CASO EM ROLAMENTOS
AUTOCOMPENSADORES DE ROLOS EM MANCAIS DE UMA MÁQUINA
PELETIZADORA**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Bruno dos Santos.

BANCA EXAMINADORA

Orientador Prof. Bruno dos Santos
Centro Universitário Assis Gurgacz
Me. Engenheiro Mecânico

Professor(a)
Centro Universitário Assis Gurgacz

Professor(a)
Centro Universitário Assis Gurgacz

Cascavel, ____ de _____ 2021.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família,
pelo apoio e incentivo durante minha trajetória acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a meus pais, Neusa e Wilson, pelo amor e incentivos prestado para que essa etapa fosse concluída.

À minha namorada, Julia Marques de Oliveira, por me apoiar e ajudar nos momentos difíceis enfrentados.

Ao meu orientador, Bruno dos Santos, pelo seu empenho e paciência na prestação de conselhos norteadores. Seus ensinamentos foram enriquecedores para o desenvolvimento deste trabalho.

Às amizades desenvolvidas durante o curso de Engenharia Mecânica. As experiências compartilhadas durante essa trajetória contribuíram para meu desenvolvimento pessoal e profissional.

RESUMO

A fabricação de rações para nutrição animal contribui significativamente para o crescimento econômico do agronegócio brasileiro. Entretanto, pesquisas demonstram irregularidades no processo de manutenção preventiva de máquinas peletizadoras, ocasionando colapsos de componentes metálicos e consequentemente perdas financeiras. O objetivo desse estudo é identificar essas irregularidades, visando sugerir uma implementação computacional, baseada na teoria de Hertz e na lubrificação elastohidrodinâmica, para o caso de rolamentos autocompensadores de rolos em mancais de uma máquina peletizadora FeedMax G12 da fabricante Andritz. Para isso, a modelagem do problema de Hertz-elastohidrodinâmico será realizada através de informações de catálogo do fabricante e hipóteses com condições de contorno da geometria. A partir disso, utiliza-se o ambiente do software Matlab para determinar as tensões de Hertz do contato linear e os parâmetros da lubrificação elastohidrodinâmica. O desempenho da proposta será avaliado a partir da substituição da graxa lubrificante NH1 11-572 pela NH1 94-402. O trabalho identifica efeitos positivos na substituição da graxa lubrificante NH1 11-572 pela NH1 94-402 e resalta parâmetros de projeto que contribuem para uma correta seleção do lubrificante. Além disso, as tensões obtidas no contato linear não são suficientes para gerar deformações elásticas nos componentes, entretanto a amplitude das tensões de corte ortogonais pode desencadear falhas relacionadas à fadiga do material para ambas as graxas lubrificantes.

Palavras-chave: Máquina Peletizadora. Rolamentos autocompensadores. Contato linear. Teoria de Hertz. Lubrificação elastohidrodinâmica.

ABSTRACT

The manufacturing of feed for animal nutrition significantly contributes to the Brazilian agribusiness economic growth. However, researches show irregularities in the pelletizer machines' preventive maintenance process, causing breakdown to the metallic components and therefore financial losses. The goal of this study is to identify these irregularities, aiming to suggest a computational implementation, based in Hertz's theory and in elastohydrodynamic lubrication, to the case of spherical roller bearings in housed bearings of a pelletizer machine FeddMax G12, made by Andritz. For this, the modelling of the Hertz-elastohydrodynamic's problem will be done through catalogue information of the manufacturer and hypothesis with geometry contour conditions. Thereafter, the Matlab software environment is used to determine the Hertz's tensions of linear contact and the elastohydrodynamic lubrication parameters. The performance of the proposal will be evaluated by the replacement of the lubricating grease NH1 11-572 by the NH1 94-402. The work identifies positive effects on the replacement of lubricating grease NH1 11-572 by NH1 94-402 and highlight the parameters of project that contributes to a proper lubricant selection. Furthermore, the tensions obtained in the linear contact are not enough to generate elastic deformations in the components, nevertheless the orthogonal slice tension's amplitude may trigger flaws related to the material fatigue to both the lubricating greases.

Key-Words: Pelletizer machine. Spherical roller bearings. Linear contact. Hertz's theory. Elastohydrodynamic lubrication.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Máquina peletizadora.....	18
Figura 2: Rosca transportadora	19
Figura 3: Condicionador	20
Figura 4: Retentor.....	20
Figura 5: Formação do pellet	21
Figura 6: Matriz peletizadora	22
Figura 7: Rolos compactadores	22
Figura 8: Esquema de um rolamento de rolos.....	23
Figura 9: Contato linear entre sólidos	24
Figura 10: Tensões principais para o contato linear.....	26
Figura 11: Tensão de corte máxima	27
Figura 12: Contato entre superfície rugosa e um plano	27
Figura 13: Tensão de corte ortogonal.....	28
Figura 14: Ligação dos óleos básicos.....	31
Figura 15: Ligação dos óleos sintéticos	31
Figura 16: Curva de Stribeck	32
Figura 17: Espessura específica do filme lubrificante	33
Figura 18: Superfície de contato	34
Figura 19: Velocidade superficial no plano OZ	35
Figura 20: Análise das geometrias em contato.....	36
Figura 21: Geometria do filme lubrificante.....	37
Figura 22: Semi-espaco elástico submetido a uma pressão distribuída	39
Figura 23: Influência da rugosidade	48
Figura 24: Linhas isobáricas das tensões atuantes no interior de um sólido em contacto linear	51
Figura 25: Distribuição de tensões atuantes no interior de um sólido em contato linear.....	52
Figura 26: Espessura do filme lubrificante para graxa NH1 11-572.....	53
Figura 27: Temperatura máxima da superfície para graxa NH1 11-572.....	54
Figura 28: Espessura do filme lubrificante para graxa NH1 94-402.....	55
Figura 29: Temperatura máxima da superfície para graxa NH1 94-402.....	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados das geometrias em contato	41
Tabela 2: Propriedades aço ASTM 52100.....	42
Tabela 3: Propriedades físicas dos lubrificantes.....	42
Tabela 4: Parâmetros iniciais.....	44
Tabela 5: Fatores de correção dos lubrificantes	46
Tabela 6: Coeficientes térmicos dos sólidos	49
Tabela 7: Dados da teoria de Hertz para o contato linear.....	50
Tabela 8: Dados da graxa NH1 11-572	53
Tabela 9: Dados da graxa NH1 94-402	54

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Geometria de contato	24
Equação 2: Semi largura do contato Hertziano	24
Equação 3: Modulo de Young equivalente	24
Equação 4: Pressões de Hertz	25
Equação 5: Tensões principais do contato linear	25
Equação 6: Parâmetros para as tensões principais do contato linear	26
Equação 7: Tensão e profundidade máxima de corte	26
Equação 8: Tensão máxima de corte devido rugosidade	27
Equação 9: Tensão octaédrica máxima de corte	28
Equação 10: Tensões de cortes ortogonais	28
Equação 11: Viscosidade cinemática	30
Equação 12: Viscosidade dinâmica	30
Equação 13: Espessura específica do filme lubrificante	33
Equação 14: Equação de Reynolds com velocidades relativas zero	35
Equação 15: Equação de Reynolds com velocidades relativas constantes	35
Equação 16: Velocidade segundo a direção e espessura do filme lubrificante	35
Equação 17: Simplificação da equação de Reynolds	36
Equação 18: Equação de Reynolds reduzida	36
Equação 19: Deslocamento elástico entre as superfícies	37
Equação 20: Espessura da película no centro do contato	37
Equação 21: Simplificação da espessura da película no centro do contato	37
Equação 22: Espessura da película no centro do contato reduzida	38
Equação 23: Deslocamento elástico	38
Equação 24: Equilíbrio de forças	38
Equação 25: Equação geral do equilíbrio energético	38
Equação 26: Tenções atuantes na secção <i>A</i> do semi-espaco	39
Equação 27: Deslocamentos da superfície para pressões distribuídas	40

Equação 28: Gradientes de deformação das superfícies	40
Equação 29: Rugosidade equivalente	43
Equação 30: Amplitude da rugosidade	43
Equação 31: Velocidade de rotação dos sólidos	44
Equação 32: Viscosidade cinemática corrigida	45
Equação 33: Parâmetro n	45
Equação 34: Parâmetro m	45
Equação 35: Viscosidade dinâmica corrigida	45
Equação 36: Coeficiente de piezo viscosidade	45
Equação 37: Coeficiente de termo viscosidade	46
Equação 38: Coeficiente de condutibilidade térmica	46
Equação 39: Coeficiente de calor específico	46
Equação 40: Espessura de filme lubrificante no centro do contato	47
Equação 41: Espessura mínima do filme lubrificante	47
Equação 42: Parâmetros de velocidade, material e carga	47
Equação 43: Espessura de filme lubrificante corrigida no centro do contato	47
Equação 44: Influência do aquecimento no convergente	48
Equação 45: Velocidade de escorregamento entre os sólidos	48
Equação 46: Efeito piezo viscoso	48
Equação 47: Temperatura máxima das superfícies	48
Equação 48: Temperatura flash	49
Equação 49: Coeficiente de atrito de Kelly	49
Equação 50: Coeficientes térmicos dos sólidos	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A – Curvatura dos sólidos em contato
a – Sem largura de contato
ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM – American Society for Testing and Materials
cSt – Centistokes
DIN – Deutsches Institut für Normung
EHD – Elastohidrodinâmica
FISPQ – Ficha de informação de segurança para produtos químicos
g/cm³ – Grama por centímetro cúbico
GPa – Giga Pascal
IBGE – Instituto brasileiro de geografia e estatística
IV – Índice de viscosidade
J/kg°K – Joule por quilograma graus Kelvin
Kg/cm² – Quilograma por centímetro quadrado
Kg/m³ – Quilograma por metro cúbico
Mpa – Mega Pascal
NBR – Norma Brasileira
Pa.s – Pascal segundo
RPM – Rotação por minuto
T – Coeficiente térmico dos sólidos
W/m.°C – Watt por metro por Celsius
W/m.°K – Watt por metro por kelvin
X, Y, Z – Coordenadas adimensionais do sistema dos eixos
°C – Graus Celsius
°K – Graus Kelvin
 α – Coeficiente de piezo viscosidade
 β – Coeficiente de termo viscosidade
 E^* – Modulo de Young equivalente
 H_c – Espessura do filme no centro do contato
 R_x – Raio equivalente na direção x
 R_y – Raio equivalente na direção y
 R_1 – Raio do anel externo
 R_2 – Raio do rolete
 T_F – Temperatura flash
 T_{ifl} – Temperatura de gota/inflamação
 T_{inf} – Temperatura inferior de serviço
 $T_{max L}$ – Temperatura máxima do lubrificante
 T_{max} – Temperatura máxima das superfícies
 T_{sup} – Temperatura superior de serviço
 T_0 – Temperatura de funcionamento
 U_i – Velocidade da superfície i na direção do eixo OX

V_e – Velocidade de escorregamento
 V_i – Velocidade da superfície i na direção do eixo OY
 W_i – Velocidade da superfície i na direção do eixo OW
 Z_s – Profundidade de tensão máxima de corte
 Z_0 – Profundidade de tensão de cortes ortogonais
 h_m – Espessura mínima do filme lubrificante
 h_0 – Espessura do filme lubrificante no centro do contato
 h_{0c} – Espessura corrigida do filme lubrificante no centro do contato
 p_0 – Pressão máxima
 u_n – Deslocamento elástico
 μ_{kelly} – Coeficiente de atrito Kelly
 σ_{esc} – Tensão de escoamento
 σ_r – Tensão de resistência
 p_m – Pressão média
 τ_{max} – Tensão máxima
 τ_{max}^r – Tensão máxima devida rugosidade
 τ_{max}^{oct} – Tensão octaédrica máxima
 τ_0 – Tensão de corte ortogonal
 ϕ_A – Influência de alimentação no convergente
 ϕ_R – Influência da rugosidade
 ϕ_T – Influência do aquecimento no convergente
 h – Espessura do filme lubrificante
 C – Constante de calibração
 E – Modulo de elasticidade
 F_n – Força normal
 L – Efeito piezo viscoso
 V – Velocidade média da superfície
 amp – Amplitude
 c – Calor específico
 k – Condutividade térmica
 l – Semi largura útil de contato
 p – Pressão
 t – Tempo
 ν – Relação de Poisson
 Λ – Espessura específica
 σ – Rugosidade equivalente
 λ – Comprimento de onda
 η – Viscosidade dinâmica
 ν – Viscosidade cinemática
 ρ – Massa específica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	15
1.1. OBJETIVO	16
1.1.1. Objetivo geral	16
1.1.2. Objetivos específicos.....	16
1.2. JUSTIFICATIVA	16
1.3. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	17
1.4. DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1. PELETIZAÇÃO	18
2.1.1. Rosca alimentadora.....	19
2.1.2. Condicionador	19
2.1.3. Retentor	20
2.1.4. Prensa	20
2.1.4.1. Matriz	21
2.1.4.2. Rolos compactadores.....	22
2.1.4.2.1. Rolamentos	22
2.2. TEORIA DE HERTZ	23
2.2.1. Solução do problema de Hertz para contato linear.....	23
2.3. TENSÕES NO INTERIOR DE SÓLIDOS EM CONTACTO	25
2.3.1. Tensões no contato linear	25
2.4. LUBRIFICAÇÃO.....	28
2.4.1. Propriedades químicas.....	29
2.4.2. Propriedades físicas	30
2.4.3. Óleos básicos	30
2.4.4. Regimes de lubrificação	31
2.3. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	32
2.3.1. Formulação do problema elastohidrodinâmico	34
2.3.1.1. Equação de Reynolds	34
2.3.1.2. Equação dos deslocamentos elásticos das superfícies.....	37
2.3.1.3. Equação de equilíbrio de forças	38
2.3.1.4. Equação de equilíbrio energético	38
2.3.1.5. Caso geral para pressões distribuídas normal e tangencial.....	38
3. METODOLOGIA.....	41

3.1. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE HERTZ-ELASTOHIDRODINÂMICO	41
3.2. DETERMINAÇÃO DA TEORIA DE HERTZ PARA UM CONTATO LINEAR.....	43
3.3. DEFINIÇÃO DA TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO EHD.....	45
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	50
4.1. TENSÕES DE CORTE CONFORME TEORIA DE HERTZ	50
4.2. DESEMPENHO DOS LUBRIFICANTES CONFORME TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA.....	52
4.2.1. Desempenho da graxa NH1 11-572	53
4.2.2. Desempenho da graxa NH1 94-402	54
4.2.3. Discussões sobre o desempenho dos lubrificantes	56
5. CONCLUSÃO.....	57
5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
APÊNDICE A - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DAS SUPERFÍCIES EM CONTATO.....	62
APÊNDICE A – (CONTINUAÇÃO) PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DAS SUPERFÍCIES EM CONTATO	63
APÊNDICE B – FISPQ GRAXA NH1 11-572.....	64
APÊNDICE C – FISPQ GRAXA NH1 94-402.....	65
APÊNDICE D – ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	66
APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	67
APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	68
APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	69
APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA	70

1. INTRODUÇÃO

A avicultura de corte destaca-se significativamente entre as maiores atividades da agroindústria brasileira. Segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (2020), o país abateu 1,55 bilhões de frangos durante o quarto trimestre do ano de 2020. A região Sul destacou-se com a maior parte do abate nacional, liderando com um índice de 60,3% do volume total abatido. Além disso, a avicultura propicia a diversificação das atividades rurais e a geração de empregos diretos e indiretos à atividade.

A ração é parte majoritária da nutrição dos. Segundo Bellaver e Nones (2000), faz-se necessário implantar monitoramentos do processo de produção com o intuito de identificar possíveis problemas que possam comprometer a qualidade do produto final. Variações na qualidade das rações animais podem representar as principais causas do desvio entre o desempenho planejado e o observado do crescimento animal. Para Massuquetto (2014), a peletização é o processo que apresenta a maior qualidade zootécnica para frangos de corte.

Para alcançar o máximo da capacidade produtiva de um equipamento de peletização, seus componentes necessitam estar em ótimas condições de trabalho. Quebras inesperadas em meio ao processo podem tornar-se custosas, ocasionando perdas e desperdícios de matéria-prima.

O colapso dos rolamentos dos rolos está entre os principais contratempos enfrentados. Temperatura, insalubridade do meio e choques mecânicos sofridos durante o processo de peletização contribuem para o surgimento de falhas.

Segundo SKF (2012), cerca de 36% das falhas em rolamentos podem estar relacionadas à lubrificação. Com as cargas e temperaturas de funcionamento, a espessura do filme lubrificante pode se tornar muito fina. O problema de Hertz-elastohidrodinâmico descreve as tensões, forças e fenômenos que ocorrem entre o contato dos sólidos.

No desenvolvimento do trabalho, serão abordadas propriedades, condições de contorno e hipóteses necessárias, a fim de evidenciar a influência da substituição da graxa lubrificante nas falhas através de modelos matemáticos e implementação no ambiente do software *MatLab*®.

1.1. OBJETIVO

1.1.1. Objetivo geral

Analisar as tensões de Hertz e o fenômeno da lubrificação elastohidrodinâmica aplicadas nos mancais de rolamento dos rolos de uma peletizadora da fabricante Andritz, modelo FeedMax G12, utilizada na fabricação de ração para aves.

1.1.2. Objetivos específicos

Como forma de complementar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos serão desenvolvidos:

- Parametrizar geometrias, propriedades dos materiais e propriedades dos lubrificantes;
- Parametrizar as condições de operação do componente frente à teoria de Hertz e os fenômeno da lubrificação elastohidrodinâmica;
- Implementar a simulação matemática via *software MatLab®* e planilhas de *Excel®*.

1.2. JUSTIFICATIVA

O estudo teve como motivação encontrar as causas das quebras atípicas de rolamentos dos mancais da máquina peletizadora da fabricante Andritz, modelo FeedMax G12. A substituição imediata do lubrificante aplicado ao componente surtiu efeitos positivos, porém a análise empírica dos fenômenos, forças e pressões não estiveram presentes na tomada da decisão.

Devido à importância da lubrificação e das tensões geradas no processo de uso dos componentes mecânicos rotativos, compreender o funcionamento, conceitos e aplicações é fundamental para manter a qualidade e a confiabilidade dos equipamentos. Uma lubrificação concisa previne quebras indesejadas e gastos não orçados.

Nos modelos de contato das superfícies, a elastohidrodinâmica é a que apresenta exemplos clássicos em aplicações de mancais de rolamento, cames e engrenagens. O modelo da elastohidrodinâmica baseia-se em equações que relacionam as propriedades físicas dos lubrificantes com condições de contorno delimitadas pelo tipo de contato e geometria.

1.3. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Quebras frequentes dos rolamentos em operação foram minimizadas com a substituição do lubrificante aplicado. Diante disso, a questão que o presente trabalho se propõe a responder é: Qual a influência da substituição da graxa utilizada nos mancais de rolamento dos rolos de uma peletizadora da fabricante Andritz, modelo FeedMax G12, utilizada na fabricação de ração para aves?

1.4. DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

O estudo foi iniciado em março de 2021, estendendo-se até novembro do mesmo ano. Os parâmetros serão coletados em uma peletizadora da fabricante Andritz, modelo FeedMax G12, pertencente a uma cooperativa do setor agroindustrial da região Oeste Paranaense, situada na cidade de Cafelândia.

Com a pesquisa pretende-se avaliar as forças e analisar os fenômenos envolvidos na lubrificação elastohidrodinâmica nos mancais de rolamento autocompensadores de rolos 24040 CC/W33, da marca SKF, lubrificados por um sistema automático. Além disso, comparar os resultados obtidos entre as graxas NH1 11-572 e NH1 94-402 do fabricante Klüber, aplicadas às mesmas condições.

Serão feitas simulações matemáticas, por meio do *software MatLab® R2016a*, processados nos laboratórios de informática, localizados no bloco 4 do Centro Universitário FAG, situado na cidade de Cascavel-PR (Latitude: -24.9555, longitude: -53,4552 24° 57' 20" Sul, 53° 27' 19" Oeste).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. PELETIZAÇÃO

O processo de peletização é largamente utilizado na alimentação animal, suas características físico-químicas, adquiridas no procedimento, garantem a qualidade e a integridade à nutrição dos animais. Segundo Borges (2016), além das propriedades agregadas ao produto, a logística e a armazenagem são facilitadas, se comparadas ao farelo beneficiado. A mistura dos ingredientes acontece de forma eficiente, eliminando a possibilidade de separação dos ingredientes da formulação base, o que proporciona melhores níveis de desempenho de carcaça e digestibilidade proteica, conforme cita Schroeder (2018).

Para Rasyid *et al.* (2020), a peletização é o método de processamento térmico mais comum na produção de ração para aves. Segundo Peisker (2016), a peletização pode ser definida como a aglomeração de partículas de uma mistura de ingredientes utilizando processos mecânicos, com pressão, umidade e calor.

Para que a peletização da ração seja realizada, é necessário que a matéria prima passe por um conjunto de equipamentos. Segundo Neckel (2016), entre os principais equipamentos que compõem esse processo estão: rosca alimentadora ou alimentador, condicionador, retentor e prensa peletizadora, conforme Figura 1.

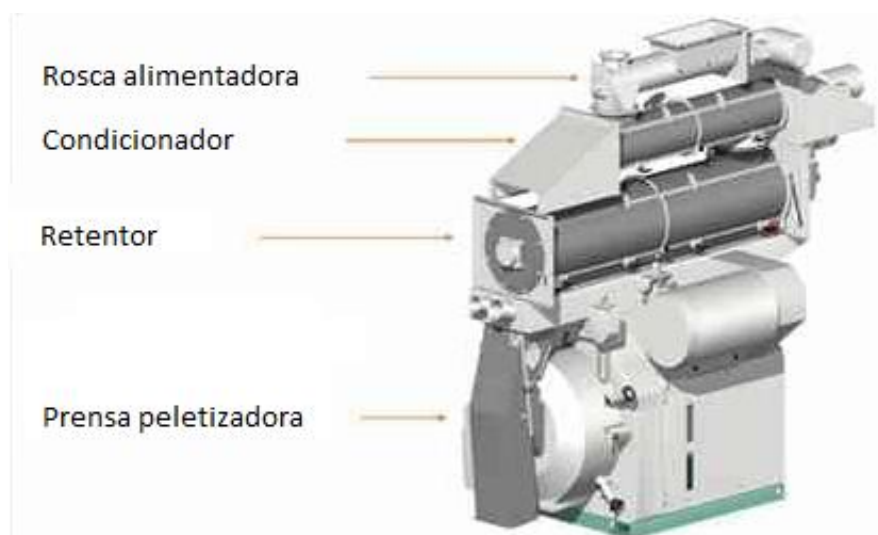


Figura 1: Máquina peletizadora
(Fonte: Lara, 2010)

2.1.1. Rosca alimentadora

A função da rosca alimentadora é regular o volume de ração direcionada para o condicionador atuando como barreira que evita o fluxo de vapor do condicionador para o silo da prensa (SCHROEDER, 2018). Movida por um motor elétrico, a rosca transportadora gira sobre mancais de rolamentos e realiza o movimento de transporte da mistura a ser processada pelo condicionador, conforme Figura 2.



Figura 2: Rosca transportadora
(Fonte: Van Aarsen, 2020)

2.1.2. Condicionador

O condicionador, apresentado na Figura 3, tem como objetivo adicionar temperatura e umidade ao farelo pela inserção de vapor sob pressão à mistura. O vapor incorpora umidade e calor à mistura para que elimine micro-organismos – visto que a temperatura afeta diretamente a taxa de crescimento e a atividade celular desses –, e atinja um estado propício para a compactação na prensa.

Skoch *et al.* (1983) descobriram que o aumento da temperatura da mistura, proporcionado pela adição de vapor no condicionador, resulta na diminuição do atrito mecânico entre a parede da matriz e a mistura durante a peletização, gerando uma economia energética no processo.



Figura 3: Condicionador
(Fonte: Van Aarsen, 2020)

2.1.3. Retentor

Segundo Neckel (2016), o objetivo do retentor é aumentar o tempo de retenção da mistura e assim prolongar o tempo de exposição ao vapor. O dispositivo pode ser visualizado na Figura 4, o mesmo é utilizado para uniformização de fluxo, já que, ao passar pelo condicionador, a injeção de vapor pode gerar turbulências no farelo, o que resulta em uma descarga de material desuniforme, podendo ocasionar o embuchamento por excesso de produto na prensa.



Figura 4: Retentor
(Fonte: Van Aarsen, 2020)

2.1.4. Prensa

A prensa peletizadora é constituída por outros dois componentes principais: matriz e rolos compactadores. Segundo Schroeder (2018), no interior da prensa, um defletor direciona

o fluxo de farelo para os rolos, que forçam sua passagem pelos orifícios da matriz, dando início à formação do pellet. As ranhuras presentes no rolo compactador reduzem o deslizamento e provêm pressão de 75 a 600 Kg/cm² (7,35 a 58,8 MPa) para forçar a passagem da ração para dentro dos furos da matriz, (ZIGGERS, 2003).

Essas forças opostas atuam nas áreas de compressão e extrusão da interface rolo-matriz e fazem com que a ração farelada seja compactada até uma densidade próxima do pellet e comece a fluir pelos furos da matriz da prensa, (MURAMATSU, 2013), vide Figura 5.



Figura 5: Formação do pellet
(Fonte: Autor, 2021)

2.1.4.1. Matriz

Este componente é responsável por caracterizar a capacidade produtiva da instalação. Sua construção é realizada dependendo da aplicação, a Figura 6 apresenta alguns exemplos construtivos. Geralmente, a matriz é fabricada em ligas de aço inoxidável, em formato circular ou plano. Seu diâmetro, sua quantidade, seu tamanho e a profundidade dos furos determinam o tempo e a relação de compressão da mistura, (OLIVEIRA, 2016). Segundo Klein (2009), uma relação de compressão de 1:12,5 já é suficiente para frangos de corte.



Figura 6: Matriz peletizadora
(Fonte: Sutil máquinas, 2021)

2.1.4.2. Rolos compactadores

Geralmente fabricados em aço inoxidável, os rolos compactadores comprimem a massa entre os furos da matriz. Segundo Klein (2009), os principais aspectos que influenciam no processo estão relacionados à quantidade, ao tamanho e ao acabamento superficial. Em seu interior estão alojados dois rolamentos autocompensadores de rolos, lubrificados com graxa.



Figura 7: Rolos compactadores
(Fonte: Frieze, 2020)

2.1.4.2.1. Rolamentos

Segundo Souza *et al.* (2018), os rolamentos são elementos de máquinas que possibilitam o movimento rotativo entre componentes mecânicos e redução de atrito nos sistemas de baixa ou alta rotação. Sua construção é basicamente composta de dois anéis, esferas ou roletes e uma gaiola. A Figura 8 apresenta um mancal de rolamento de rolete em perspectiva, mostrando seus principais componentes.

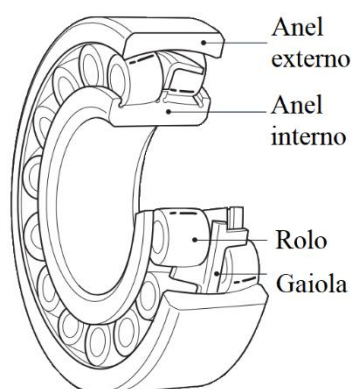


Figura 8: Esquema de um rolamento de rolos.
(Fonte: NTN, 2020)

Conforme NTN (2020), os rolamentos de rolos apresentam uma geometria de contato retangular, caracterizada como um contato linear. As soluções matemáticas do contato entre os sólidos são concebidas pela teoria de Hertz, a qual será explorada a seguir.

2.2. TEORIA DE HERTZ

Para encontrar a solução do problema para o contato entre dois sólidos, Hertz elaborou 5 hipóteses principais:

- I) Os materiais devem se comportar de acordo com a lei de Hooke;
- II) As geometrias dos sólidos no ponto iniciais contato são conhecidas e contínuas;
- III) As dimensões da área de contato são pequenas em relação as dimensões totais dos sólidos. Cerca de 5 a 10 vezes menor;
- IV) As dimensões da área de contato são pequenas em relação as dimensões dos raios de curvatura.

A teoria de Hertz se divide em duas classes, a saber: contato pontual e contato linear. Neste trabalho de conclusão de curso, será aplicada a teoria de Hertz para rolamentos autocompensadores de rolos, representando assim um contato linear.

2.2.1. Solução do problema de Hertz para contato linear

A principal característica de um contato linear é a área de contato estar orientada na direção Y, onde o problema assume características bidimensionais, como é possível visualizar

na Figura 9. Os raios de curvatura dos corpos rígidos são iguais, ou seja, $R_{x1} = R_{y1} = R_1$ e $R_{x2} = R_{y2} = R_2$.

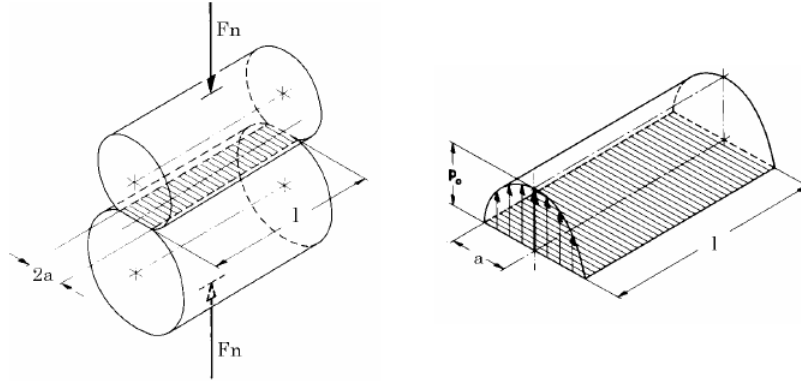


Figura 9: Contato linear entre sólidos
(Fonte: Seabra, 2003)

Desta forma, a geometria de contato entre os sólidos é definida por:

$$A = \frac{1}{R_x} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (1)$$

A semi largura do contato Hertziano é definida por:

$$a = \sqrt{\frac{2 F_n R_x}{\pi l E^*}} = \frac{R_x}{E^*} p_0 \quad (2)$$

Sendo R_x o raio da geometria em contato; R_1 e R_2 os raios de curvatura dos corpos rígidos; l o comprimento da região de contato e F_n a solicitação atuante.

Para E^* , representa o Modulo de Young equivalente para ambos os sólidos em contato expresso pela Equação 3.

$$\frac{1}{E^*} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3)$$

Sendo E_1 e E_2 Módulo de Young; ν_1^2 e ν_2^2 relação de Poisson, ambos típicos de cada material.

Para a pressão máxima de Hertz p_o e a pressão média no interior do contato p_m entre os sólidos, temos:

$$\begin{aligned} p_o &= \frac{4}{\pi} p_m = \sqrt{\frac{2 F n E^*}{\pi l R_x}} = \frac{E^*}{R_x} a \\ p_m &= \frac{F n}{2 a l} = \frac{\pi}{4} p_o \end{aligned} \quad (4)$$

2.3. TENSÕES NO INTERIOR DE SÓLIDOS EM CONTACTO

Segundo Seabra (2003), ao utilizarmos como pressuposto principal que sólidos em contato assumem a característica de semi-espaco elástico, conforme apresentado por Hertz, a teoria de Boussinesq apresenta a solução para o estado de tensão do sólido em contato.

2.3.1. Tensões no contato linear

No contato linear, os sólidos estão submetidos a uma solicitação aplicada sobre uma pequena banda de largura $2a$ infinitamente longa de comprimento l , de acordo com a Figura 9. As tensões principais são definidas por:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= -aAE^* \frac{1}{\pi} \left[z \left(\frac{a^2 + 2z^2 + 2x^2}{a} \phi_1 - \frac{2\pi}{a} - 3x\phi_2 \right) \right] \\ \sigma_{yy} &= -aAE^* \frac{2v}{\pi} \left[z \left(\frac{a^2 + z^2 + x^2}{a} \phi_1 - \frac{\pi}{a} - 2x\phi_2 \right) \right] \\ \sigma_{zz} &= -aAE^* \frac{1}{\pi} [z(a\phi_1 - x\phi_2)] \\ \tau_{xz} &= -aAE^* \frac{1}{\pi} (z^2\phi_2) ; \quad \tau_{xy} = \tau_{yz} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Onde:

$$\begin{aligned}
\phi_1 &= \frac{\pi(M+N)}{MN\sqrt{2MN+2x^2+2z^2-2a^2}} \\
\phi_2 &= \frac{\pi(M-N)}{MN\sqrt{2MN+2x^2+2z^2-2a^2}} \\
M &= \sqrt{(a+x)^2+z^2} ; N = \sqrt{(a-x)^2+z^2}
\end{aligned} \tag{6}$$

A Figura 10 representa a variação das tensões principais através do eixo, é possível verificar que as tensões diminuem a intensidade com a profundidade.

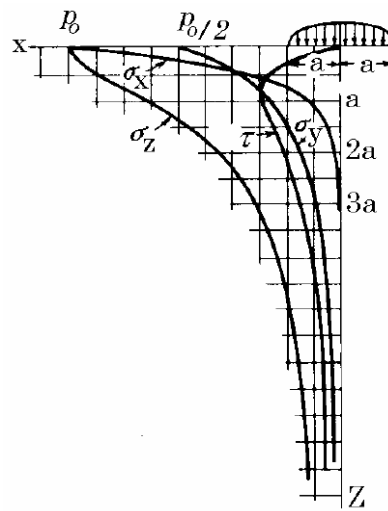


Figura 10: Tensões principais para o contato linear
(Fonte: Seabra, 2003)

Também é possível observar que as tensões principais máximas atingem seus máximos na superfície de contato quando $z=0$.

A tensão máxima de corte situa-se na profundidade Z_s e é definida por:

$$\begin{aligned}
\tau_{max} &= 0,3 a A E^* = 0,30 p_0 \\
Z_s &= 0,7861 a
\end{aligned} \tag{7}$$

Representado pela Figura 11.

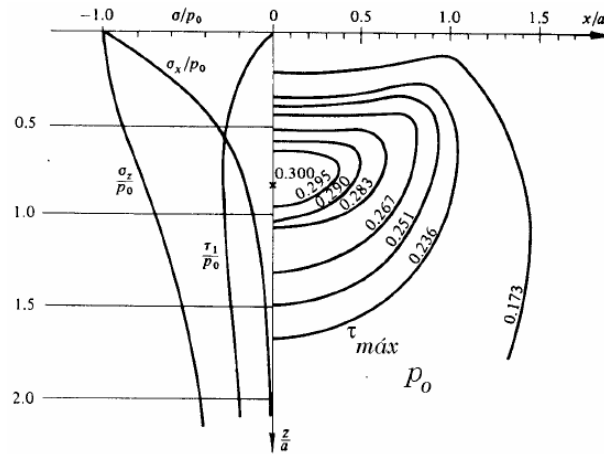


Figura 11: Tensão de corte máxima
(Fonte: Seabra, 2003)

A rugosidade das superfícies na área de contato gera uma diminuição da área real e uma variação de pressão, ocasionando o surgimento de vários picos. A tensão máxima de corte pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\tau_{max} r = 5,172 \left(\frac{amp}{\lambda} \cdot \frac{R_x}{a} \right)^{0,931} \cdot p_0 \quad (8)$$

Onde amp é a amplitude, e λ é o comprimento de onda da rugosidade, conforme observados na Figura 12.

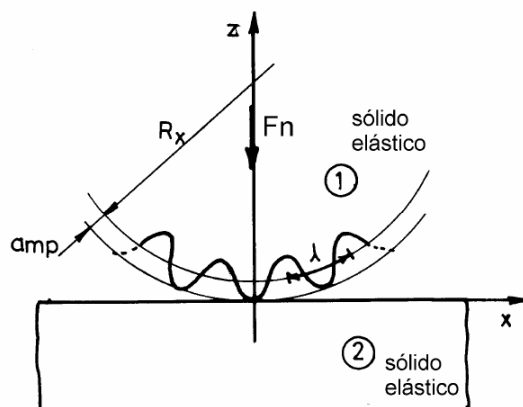


Figura 12: Contato entre superfície rugosa e um plano
(Fonte: Seabra, 2003)

A tensão octaédrica máxima de corte é definida por:

$$\tau_{max}^{oct} = 0,270 a A E^* = 0,27 p_0 \quad (9)$$

As tensões de cortes ortogonais ocorrem em $x_0 = 0,85 a$ e $z_0 = 0,42 a$ e são definidas por:

$$\begin{aligned} \tau_{xz}^{max} &= \tau_0 = 0,25 a A E^* = 0,25 p_0 \\ \tau_{xz}^{min} &= -\tau_0 = -0,25 a A E^* = -0,25 p_0 \end{aligned} \quad (10)$$

Representado pela Figura 13.

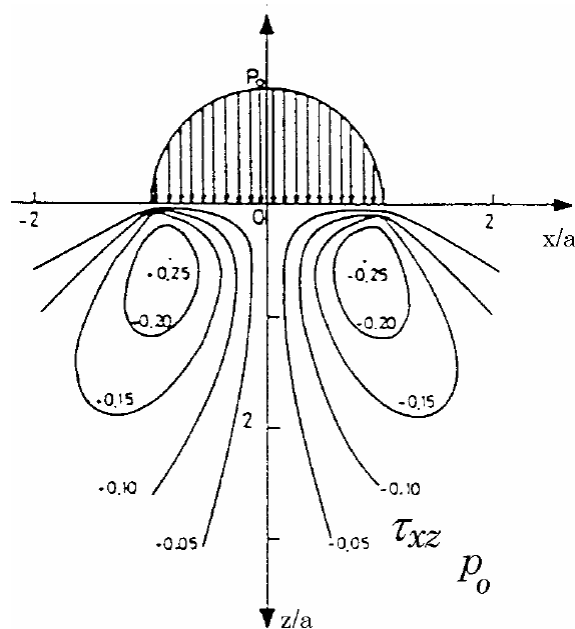


Figura 13: Tensão de corte ortogonal.
(Fonte: Seabra, 2003)

O processo de lubrificação será explorado a seguir.

2.4. LUBRIFICAÇÃO

Segundo Dowson (1995), os principais estudos relacionados aos fenômenos da lubrificação intensificaram-se a partir do século XX. Por volta dos anos de 1880, houve o desenvolvimento simultâneo de três pesquisadores sobre a lubrificação hidrodinâmica, são eles: Nicolai P. Petrov, de nacionalidade russa, e os britânicos Beauchamp Tower e Osborne Reynolds.

A busca pela competitividade comercial nas últimas décadas demandou a adoção de práticas que visam a economia de recursos e a elevação da eficiência de bens e serviços. A lubrificação metódica e periodizada surge como uma solução para a conservação dos equipamentos presentes na indústria. Segundo Tsuha (2019), a evolução de tecnologias de monitoramento proporcionou a realização do provisionamento de possíveis falhas em desenvolvimento, de modo a garantir o funcionamento do equipamento até a substituição do rolamento.

Para ser caracterizado como um agente lubrificante, este deve ser adicionado sobre uma região de contato, a fim de modificar as características de atrito ou desgaste. Segundo Farias (2005), as formas mais comuns de lubrificantes utilizadas em elementos mecânicos são os óleos, as graxas e os lubrificantes sólidos. A escolha do lubrificante adequado varia de acordo com as funções que esse deve desempenhar, com isso, algumas características e propriedades devem ser observadas para que a proposta de aplicação seja coerente. A seguir serão descritas algumas propriedades.

2.4.1. Propriedades químicas

As propriedades químicas dos lubrificantes estão relacionadas principalmente à composição do óleo base, pelo tipo de refino e pelos aditivos. Essas propriedades químicas podem ser aletradas de acordo com a presença e a concentração de aditivos em sua composição. Os aditivos são compostos químicos que intensificam ou atribuem propriedades aos óleos básicos que são utilizados na fabricação de lubrificantes e ou graxas, (TEXACO, 2005). Entre os principais aditivos utilizados na formulação dos lubrificantes, estão:

- I) Antioxidante: previnem a deterioração dos lubrificantes causada por auto oxidação;
- II) Antidesgaste: previnem o desgaste por meio de um filme protetivo gerado por reações triboquímicas, quando corre o contato das superfícies;
- III) Antiespumante: previnem a aeração do lubrificante em altas rotações;
- IV) Detergente-dispersante: neutralizam contaminantes ácidos provenientes da deterioração do óleo e os dispersam;
- V) Aditivos de extrema pressão: melhoram a capacidade de sustentação das cargas.

2.4.2. Propriedades físicas

Quanto às principais propriedades físicas dos lubrificantes, são elas: viscosidade, ponto de gota e densidade.

A viscosidade é um dos principais parâmetros utilizados na caracterização dos lubrificantes. Segundo a NBR-10441 (2014), pode-se definir a viscosidade cinemática como a resistência ao fluxo de um fluido sob gravidade, a uma dada temperatura, conforme Equação (11).

$$\nu = C \cdot t \quad (11)$$

Sendo ν a viscosidade cinemática [cSt]; C uma constante de calibração do tubo viscosimétrico [cSt] e t o tempo de escoamento [s]. A constante de calibração C depende da aceleração da gravidade no local da calibração e, por esta razão, deve ser fornecida pelo laboratório de calibração, junto com a constante do instrumento, (NBR-10441, 2002).

Já a viscosidade dinâmica indica proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento e a variação da velocidade a uma distância. Para a viscosidade dinâmica, temos:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (12)$$

Sendo η a viscosidade dinâmica [Pa.s]; ρ a massa específica [Kg/m³] e ν a viscosidade cinemática [cSt]. Quanto maior a viscosidade, maior será a dificuldade de o fluido escoar, esse fenômeno pode ser definido como a resistência do fluido a todo o deslizamento interno das suas moléculas, umas sobre as outras.

Segundo Maru (2003), alguns fluidos podem sofrer mudanças nas características de viscosidade, devido a variações na taxa de deformação por cisalhamento, estes são caracterizados como fluidos não newtonianos. Ao sofrerem variações térmicas, aliados às taxas de deformação por cisalhamento, os fluidos newtonianos sofrem um fenômeno caracterizado pelo afinamento, conhecido como “*shear thinning*”.

2.4.3. Óleos básicos

Conforme Azevedo *et al.* (2005), os óleos minerais são constituídos por cadeias complexa de hidrocarbonetos e representam cerca de 2% dos derivados de petróleo. Estes

lubrificantes de base mineral podem ser classificados em três categorias: aromáticos, naftênicos e parafínicos.

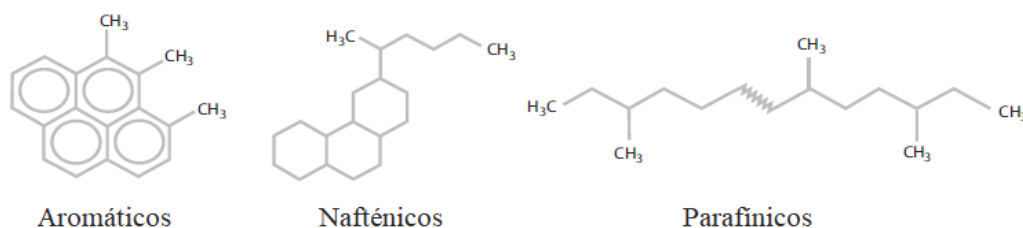


Figura 14: Ligação dos óleos básicos
(Fonte: adaptado de Texaco, 2005)

Para Rodrigues (2009), a fração aromática é indesejada e encontra-se em pequenas quantidades nos óleos lubrificantes. Maru (2003) cita os óleos naftênicos como cadeias laterais de hidrocarbonetos cíclicos saturados curtas com proporções de átomos de carbono desiguais nas extremidades. Os parafínicos são óleos com grande estabilidade química.

Ao contrário dos óleos de base mineral, que contêm cadeias de hidrocarbonetos extensas, nitrogênio, enxofre e derivados, os óleos de base sintética são geralmente preparados pela reação de alguns compostos químicos, (MANG, 2014).

Segundo Rodrigues (2009), as bases sintéticas mais usadas são os hidrocarbonetos sintéticos (SHC), os ésteres e os poliglicóis. A Figura 15 representa as estruturas químicas de alguns dos lubrificantes de base sintética.

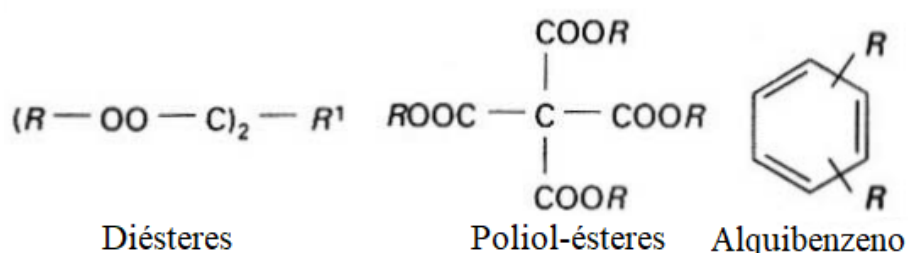


Figura 15: Ligação dos óleos sintéticos
(Fonte: Blau (1992) apud Farias, 2005)

2.4.4. Regimes de lubrificação

Os regimes de lubrificação são caracterizados de acordo com o perfil de velocidades, cargas, geometrias do sistema e propriedades dos lubrificantes. Com esses parâmetros definidos, podemos distinguir em quatro regimes: hidrodinâmico, elastohidrodinâmico, misto

e limítrofe. O comportamento dos regimes de lubrificação pode ser compreendido com a Figura 16, denominada curva de Stribeck.

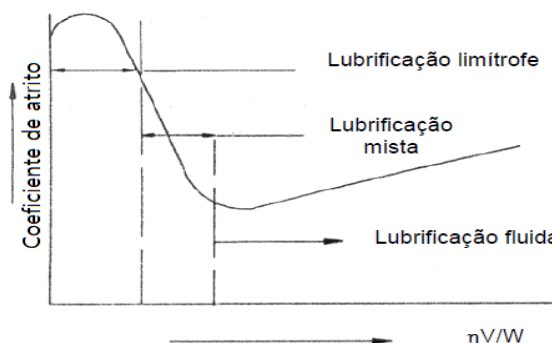


Figura 16: Curva de Stribeck
(Fonte: Bayer, 1994)

A curva Stribeck é uma representação gráfica do coeficiente de atrito em função da relação da espessura da película de lubrificante interfacial, (MANG, 2014).

O ponto com menor coeficiente de atrito é onde está situada a análise do estudo. Nesta região, a espessura do filme lubrificante torna-se muito fina, podendo ocorrer o contato entre as superfícies dos sólidos. A lubrificação elastohidrodinâmica é o fenômeno que acontece quando um lubrificante é introduzido entre as superfícies em contato rolante.

2.3. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

Paralelamente ao estudo de Osbourne Reynolds, o britânico Beachamp Tower publicou em 1883 trabalhos experimentais em mancais hidrodinâmicos que serviram de inspiração a Reynolds, em sua publicação de 1886, para a teoria da lubrificação elastohidrodinâmica.

A primeira solução do problema matemático da elastohidrodinâmica foi apresentada em 1939 pelo russo Ertel. Nessa solução, foi considerado que a separação dos corpos era fixa, e as superfícies de contato eram achatadas elasticamente, de acordo com a teoria Hertziana do contato e mecânica dos fluidos, (TSUHA, 2019). Cheng (1983) caracteriza o contato elastohidrodinâmico em rolamentos, engrenagens e cames como os principais exemplos de aplicações práticas.

Segundo Sottomayor (2002), através das leis da elastohidrodinâmica, foi possível mensurar a espessura de filme lubrificante e sua capacidade de carga. Nesse regime, o atrito é determinado principalmente pela viscosidade e, portanto, a menor viscosidade possível levaria

à minimização de perdas por fricção, (MANG, 2014). Porém, ao elevar a temperatura, ocorre a diminuição da viscosidade do fluido e consequentemente a espessura da camada de lubrificante.

De acordo com Profito (2010), no regime elastohidrodinâmico não existe nenhuma forma de contato entre as superfícies, ambas permanecem separadas por uma película de lubrificante.

Em 1916, Martin buscou explicar a formação de filme em dentes de engrenagens com a teoria hidrodinâmica, mas, segundo seus cálculos, as espessuras de filme seriam bem menores que as observadas na realidade (FARIAS, 2005).

Cheng (1983) distingue a lubrificação elastohidrodinâmica em dois regimes, filme total e filme parcial. A espessura específica do filme lubrificante (Λ) é uma relação entre a espessura do filme lubrificante (h) e a rugosidade da superfície de contato (σ), podendo ser expressa pela Equação (13):

$$\Lambda = h_{oc} / \sigma \quad (13)$$

Para rolamentos, quando a relação $\Lambda \geq 3$, o regime é considerado como contato de filme total, quando a relação $1 < \Lambda < 3$, o regime será considerado como contato de filme misto e para $1 \leq \Lambda$ o regime será considerado de filme limite.

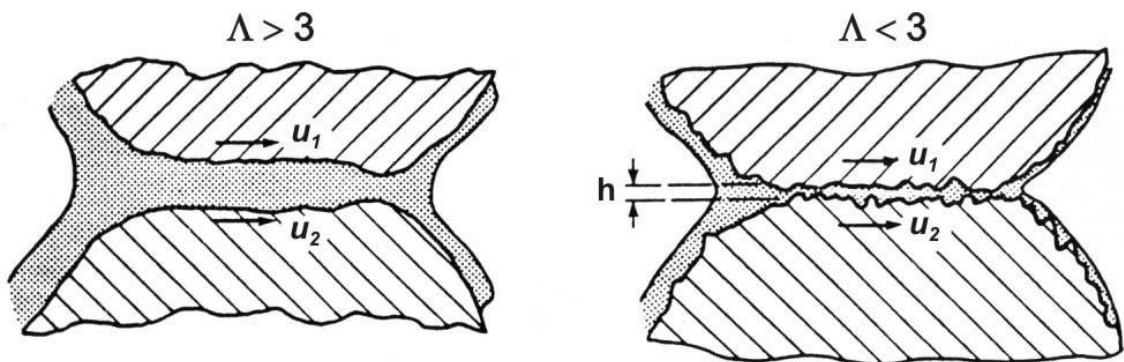


Figura 17: Espessura específica do filme lubrificante
(Fonte: Cheng, 1983)

2.3.1. Formulação do problema elastohidrodinâmico

Dois corpos elásticos sofrem uma solitação F_n , em que as superfícies estão animadas com velocidades U_i , V_i e W_i , separadas por um filme de fluido lubrificante. Conforme Figura 18.

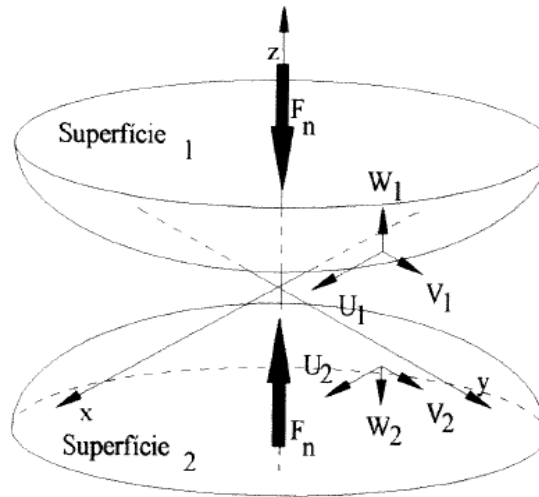


Figura 18: Superfície de contato
(Fonte: Sottomayor, 2002)

Devido ao movimento de rotação realizado, o fluido é arrastado para a superfície de contato e sofre a compressão entre as faces dos corpos. Segundo Sottomayor (2002), o fenômeno tem por característica o aumento da temperatura local, seu tempo de passagem inferior a 1 milissegundo e pressões superiores a 1 GPa.

2.3.1.1. Equação de Reynolds

A equação de Reynolds caracteriza o escoamento do fluido lubrificante entre duas superfícies em contato. Pode ser retratada de forma simplificada, porém, é necessário elaborar algumas hipóteses ao sistema:

- As velocidades relativas dos corpos $V_1 = V_2 = 0$, então:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 + H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 - H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial Y} \right] \\
&= 6 \frac{\partial}{\partial X} [\rho (U_1 + U_2) (H_1 + H_2)] \\
&- 12\rho \left[\left(U_1 \frac{\partial H_1}{\partial X} - W_1 \right) + \left(U_2 \frac{\partial H_2}{\partial X} - W_2 \right) \right] \\
&+ 12 \frac{\partial \rho}{\partial t} (H_1 + H_2)
\end{aligned} \tag{14}$$

- As velocidades das superfícies nas zonas de contatos são constantes. Assim $\frac{\partial U}{\partial X} = 0$, reescrevendo, obtém-se:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 + H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 - H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial Y} \right] \\
&= 6(U_1 + U_2) \frac{\partial}{\partial X} [\rho (H_1 + H_2)] \\
&- 12\rho \left[\left(U_1 \frac{\partial H_1}{\partial X} - W_1 \right) + \left(U_2 \frac{\partial H_2}{\partial X} - W_2 \right) \right] \\
&+ 12 \frac{\partial \rho}{\partial t} (H_1 + H_2)
\end{aligned} \tag{15}$$

- Considerando as superfícies em contato impermeáveis, pode-se determinar a velocidade, segundo a direção e espessura do filme lubrificante, pela Equação (15):

$$w_1 = U_1 \frac{\partial h_1}{\partial X} + \frac{\partial H_1}{\partial t} \text{ e } w_2 = U_2 \frac{\partial h_2}{\partial X} + \frac{\partial H_2}{\partial t} \tag{16}$$

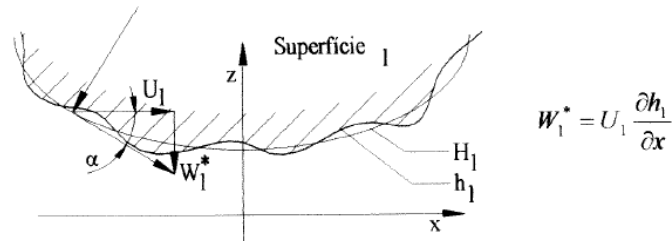


Figura 19: Velocidade superficial no plano OZ
(Fonte: Sottomayor, 2002)

Na Figura 19, os componentes w_1 e w_2 representam as velocidades relativas em cada ponto do sólido, h_1 a superfície média e H_1 a superfície real.

Incluindo os itens da Equação (16) na Equação (15), obtém-se:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 + H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 - H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial Y} \right] \\
 & = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial}{\partial X} [\rho(H_1 + H_2)] \\
 & - 12\rho \left[U_1 \frac{\partial}{\partial X} (H_1 - h_1) + U_2 \frac{\partial}{\partial X} (H_2 - h_2) \right] \\
 & + 12 \frac{\partial \rho}{\partial t} (H_1 + H_2)
 \end{aligned} \tag{17}$$

- Para escoamento em regime permanente, termo $12 \frac{\partial \rho}{\partial t} (H_1 + H_2)$ pode ser considerado nulo. Assim a equação de Reynolds reduz a:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial X} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 + H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[\frac{\rho}{\eta} (H_1 - H_2)^3 \frac{\partial p}{\partial Y} \right] \\
 & = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial}{\partial X} [\rho(H_1 + H_2)] - 12\rho \left[U_1 \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial X} + U_2 \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial X} \right]
 \end{aligned} \tag{18}$$

Onde $\varepsilon_1 = H_1 - h_1$ e $\varepsilon_2 = H_2 - h_2$, como visto na Figura 20.

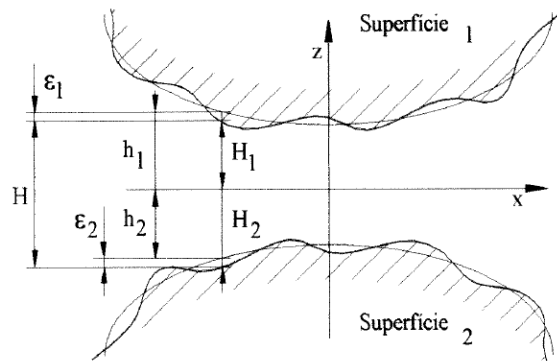


Figura 20: Análise das geometrias em contato
(Fonte: Sottomayor, 2002)

2.3.1.2. Equação dos deslocamentos elásticos das superfícies

As elevadas pressões nas regiões de contato elastohidrodinâmico são responsáveis por ocasionar deformações elásticas das superfícies. A equação de deslocamento elástico entre suas superfícies, requeridas por um carregamento, pode ser definida por:

$$H(x, y) = H_c^0 + H^0(x, y) + u_n(x, y) \quad (19)$$

Onde $H_c^0 = H_{c1}^0 + H_{c2}^0$ é a espessura da película antes da deformação elástica, e $u_n(x, y)$ é a diferença do deslocamento elástico entre as superfícies, segundo a solitação F_n .

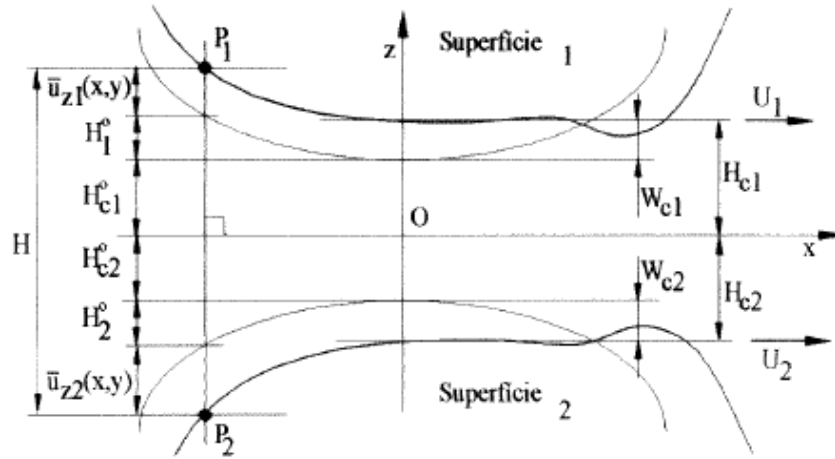


Figura 21: Geometria do filme lubrificante
(Fonte: Sottomayor, 2002)

A espessura da película no centro do contato, $H_c = H_{c1} + H_{c2}$ é definida por:

$$H_c = H_c^0 + W_c \quad (20)$$

Onde, $W_c = W_{c1} + W_{c2}$ é o valor de u_n no centro de contato. Logo,

$$H_c^0 = H_c - W_c \quad (21)$$

Substituindo a Equação (19) na Equação (20), reescrevendo, obtém-se:

$$H(x, y) = H^0(x, y) + H_c + u_n(x, y) - W_c \quad (22)$$

Os sólidos, separados por uma película lubrificante, carregados com uma solicitação F_n , estão submetidos a deslocamentos elásticos são definidos por:

$$u_n = \bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} = \frac{1 - \nu}{\pi G} \int_S \frac{1}{[(\xi - x)^2 + (\eta - y)^2]^{1/2}} p(\xi, \eta) d\xi d\eta \quad (23)$$

2.3.1.3. Equação de equilíbrio de forças

O equilíbrio de forças geradas pode ser obtido através da força normal transmitida.

$$F_n = \int_S P_{EHD}(x, y) dx dy \quad (24)$$

2.3.1.4. Equação de equilíbrio energético

A equação geral do equilíbrio energético para o filme sobre regime elastohidrodinâmico pode se expressa pela Equação (25).

$$\begin{aligned} pC_p \left[U \frac{\partial E}{\partial x} + V \frac{\partial E}{\partial y} + W \frac{\partial E}{\partial z} \right] - vT \left[U \frac{\partial p}{\partial x} + V \frac{\partial p}{\partial y} + W \frac{\partial p}{\partial z} \right] \\ = K \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + V \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \phi(x, y, z) \end{aligned} \quad (25)$$

2.3.1.5. Caso geral para pressões distribuídas normal e tangencial

Geralmente, as superfícies dos sólidos em contato transmitem pressões tangenciais devidas ao atrito para além das pressões normais. A Figura 22 representa o semi-espaço solicitado por uma pressão normal $p(x)$ e uma pressão tangencial $q(x)$, aplicadas sobre uma seção $(-b < x < a)$ em relação à origem.

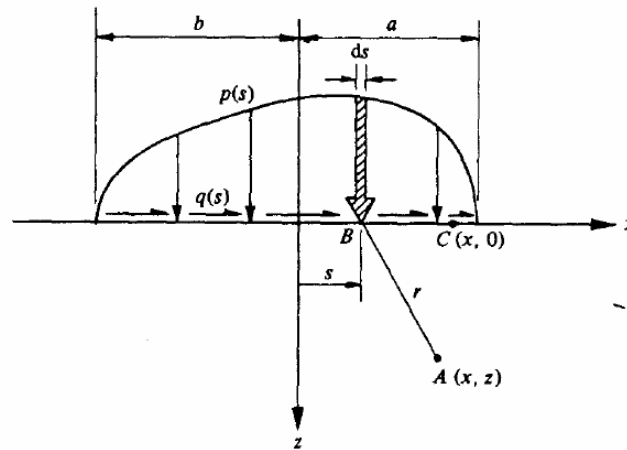


Figura 22: Semi-espaço elástico submetido a uma pressão distribuída
(Fonte: Seabra, 2003)

Ao analisar as tensões atuantes num ponto genérico da secção A do semi-espaço e os deslocamentos em qualquer ponto C da superfície, temos a sobreposição distribuída das sollicitações normais e tangenciais. Assim, o campo de tensões instalado no sólido pode ser definido pela Equação (26).

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= -\frac{2z}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s)(x-s)^2 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \frac{2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s)^3 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} \\
 \sigma_z &= -\frac{2z^3}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \frac{2z^2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} \\
 \sigma_{xz} &= -\frac{2z^2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s)(x-s) ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2} - \frac{2z}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s)^2 ds}{[(x-s)^2 + z^2]^2}
 \end{aligned} \tag{26}$$

Ao conhecer os valores das distribuições de pressões $p(x)$ e $q(x)$, é possível determinar as tensões instaladas em cada sólido.

A determinação dos deslocamentos na superfície dos sólidos pode também ser obtida pelo Princípio da sobreposição dos efeitos, ou de Saint-Venant, este princípio estabelece que as tensões próximas à aplicação da sollicitação sejam mais elevadas e se difundam conforme se afastam da região. Assim, num ponto C genérico da superfície dos sólidos de coordenadas $(x, 0)$, os deslocamentos são definidos pela Equação (27).

$$\begin{aligned}
\bar{u}_x &= -\frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} \left\{ \int_{-b}^x p(s) ds - \int_x^a p(s) ds \right\} \\
&\quad - \frac{2(1-\nu^2)}{2E} \int_{-b}^a q(s) \ln|x-s| ds + C_1 \\
\bar{u}_z &= -\frac{2(1-\nu^2)}{2E} \int_{-b}^a p(s) \ln|x-s| ds \\
&\quad - \frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} \left\{ \int_{-b}^x q(s) ds - \int_x^a q(s) ds \right\} + C_2
\end{aligned} \tag{27}$$

Derivando as expressões anteriores na ordem de x , determinando os gradientes dos deslocamentos superficiais, obtém-se a Equação (28).

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} &= -\frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} p(x) - \frac{2(1-\nu^2)}{2E} \int_{-b}^a \frac{q(s)}{x-s} ds \\
\frac{\partial \bar{u}_z}{\partial x} &= -\frac{2(1-\nu^2)}{2E} \int_{-b}^a \frac{p(s)}{x-s} ds - \frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{2E} q(x)
\end{aligned} \tag{28}$$

A vantagem da utilização destas expressões está na eliminação das constantes de integração C_1 e C_2 , o que evita a incerteza da distância da origem. O gradiente $\partial \bar{u}_x / \partial x$ representa a componente tangencial da deformação na superfície, e o gradiente $\partial \bar{u}_z / \partial x$ é a inclinação da superfície deformada.

3. METODOLOGIA

Na primeira etapa da metodologia, serão apresentadas as dimensões geométricas dos sólidos e as propriedades dos materiais construtivos e dos lubrificantes aplicados em análise. A segunda etapa será desenvolvida definindo os parâmetros necessários para teorias de Hertz no contato linear. A terceira etapa definirá as constantes, coeficientes e parâmetros para a lubrificação elastohidrodinâmica.

Após, será utilizado um ambiente computacional, sendo o *MatLab®* o *software* selecionado para o processo. Nessa etapa, será criado o algoritmo de base, com o intuito de simular e aplicar os dados nos modelos matemáticos propostos.

Os resultados das simulações resultarão em uma base de dados que tem por objetivo relacionar e comparar os resultados entre a metodologia proposta por este trabalho e o comportamento dos sólidos em contato linear entre o rolete e o anel externo do rolamento. Após o processo, serão evidenciados os resultados, a fim de validar se a aplicação do lubrificante foi coerente ao caso em análise.

3.1. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE HERTZ-ELASTOHIDRODINÂMICO

Para obtenção dos dados necessários à teoria de Hertz, apresentada no Capítulo 2.2, as medidas das geometrias foram consultadas através do arquivo CAD, disponibilizado no site do fabricante SKF, a fim de obter os raios relativos das superfícies rolete e anel externo do rolamento 24040 CC/W33. Os parâmetros geométricos das superfícies em contato estão dispostos conforme Tabela 01 e apêndice A.

Tabela 1: Dados das geometrias em contato

Parâmetro	Símbolo	Valor	Und
Raio do anel externo	R_1	149	mm
Raio do rolete	R_2	13,5	mm
Semi largura útil de contato	l	41,35	mm

(Fonte: Autor, 2021)

Por se tratar de uma superfície complexa, composta por vários ângulos e canais, o raio do anel externo foi arredondado para realização dos cálculos.

O material do qual os componentes dos rolamentos são fabricados determina, em grande parte, o desempenho e a confiabilidade do rolamento. A norma DIN 17230 (1980) preconiza os materiais construtivos para os anéis, esferas e rolos para rolamento. Para o caso em análise foi selecionado o aço 100Cr6 com equivalência ao aço 52100 da norma ASTM. A Tabela 2 apresenta as propriedades mecânicas, físicas e térmicas para aço ASTM 52100.

Tabela 2: Propriedades aço ASTM 52100

Parâmetro	Símbolo	Valor	Und
Módulo de Young	E	200	Gpa
Coefficiente de Poisson	ν	0,3	-
Calor específico	c	464	J/kg°K
Condutividade térmica	k	42,4	W/m.K
Massa específica	ρ	7810	Kg/m ³
Tensão de escoamento	σ_{esc}	400	Mpa
Tensão de resistência	σ_r	760	Mpa

(Fonte: Autor, 2021)

Para o comprimento de onda λ utilizado para correção da pressão em contato entre superfícies rugosas, baseamo-nos na literatura de Seabra (2003), a qual utiliza o valor 88,3 μ m. Desta forma será adota a hipótese de que a condição para o comprimento de onda seja a mesma.

As propriedades físicas dos lubrificantes foram obtidas no site do fabricante e na ficha de informação de segurança de produtos químicos (FISPQ) - documento exigido pela norma NBR-14725 e disponibilizado pelo fabricante Klüber. A Tabela 3 e os apêndices B e C apresentam esses dados.

Tabela 3: Propriedades físicas dos lubrificantes

Fabricante: Klüber		NH1 11-572	NH1 94-402	
Propriedades	Símbolo	Valor	Valor	Und
Viscosidade cinemática a 40°C	ν_0	575	400	cSt
Viscosidade cinemática a 100°C	ν_1	50	40	cSt
Gravidade específica	p	0,92	0,97	g/cm ³
Índice de viscosidade	IV	145	150	-
Temperatura de gota/inflamação	T_{ifl}	230	250	°C
Temperatura superior de serviço	T_{sup}	120	160	°C
Temperatura inferior de serviço	T_{inf}	-15	-30	°C

(Fonte: Autor, 2021)

A temperatura de trabalho do lubrificante e consequentemente do rolamento é definida a partir da temperatura máxima em que a câmara de peletização atinge durante o processo, $T_0=85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.2. DETERMINAÇÃO DA TEORIA DE HERTZ PARA UM CONTATO LINEAR

Para a rugosidade dos sólidos, de acordo com o catálogo do fabricante SKF e com a norma NBR-4287 (2002), será adotado um valor médio de $0,23\mu\text{m}$ para ambas as superfícies. A rugosidade equivalente pode ser calculada através da Equação 29.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (29)$$

Substituindo, obtém-se:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{(0,23 \cdot 10^{-6})^2 + (0,23 \cdot 10^{-6})^2} \\ \sigma &= 3,2526 \cdot 10^{-7} \text{m} \end{aligned}$$

A amp pode ser calculada através da Equação 30.

$$amp = \frac{\sigma}{\sqrt{2}} \quad (30)$$

Substituindo, obtém-se:

$$\begin{aligned} amp &= \frac{3,2526 \cdot 10^{-7}}{\sqrt{2}} \\ amp &= 2,3 \cdot 10^{-7} \text{m} \end{aligned}$$

A velocidade de rotação do anel externo foi obtida através da medição com o equipamento em funcionamento com o auxílio de um tacômetro, obtendo 300 RPM. Para a velocidade de rotação do rolete foi considerada a máxima rotação disponibilizada pelo catálogo

do fabricante SKF, 1900 RPM. As velocidades das superfícies podem ser calculas através da Equação 31.

$$U = r \text{ RPM} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (31)$$

Sendo r o raio do solido dado em metros e U a velocidade dada em rad/s. Substituindo para ambos os sólidos, obtém-se:

$$U_1 = 149 \cdot 10^{-3} \cdot 300 \cdot \frac{2\pi}{60} ; U_2 = 13,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1900 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$U_1 = 4,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}} ; U_2 = 2,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Segundo o catálogo da fabricante SKF, a carga máxima que o rolamento 24040 CC/W33 suporta é um carregamento estático com 2120 kN. O rolamento consta com um total de 50 roletes dispostos em duas carreiras. Será considerado que a carga é distribuída uniformemente entre todos os roletes, dessa forma, cada um suportará uma carga de 42,4 kN.

Será considerado como uma hipótese que força normal F_n em funcionamento será correspondente a 23,6% da carga distribuída por rolete, assim, $F_n = 10$ kN.

Tabela 4: Parâmetros iniciais

Parâmetro	Símbolo	Valor	Und
Comprimento de onda	λ	88,3	μm
Rugosidade equivalente	σ	0,3225	μm
Amplitude	amp	0,23	μm
Velocidade 1	U_1	4,68	rad/s
Velocidade 2	U_2	2,68	rad/s
Força normal	F_n	10	kN

(Fonte: Autor, 2021)

Com os dados obtidos, os parâmetros da teoria de Hertz no contato linear serão aplicados no código matemático no ambiente do *software MatLab® R2016a*.

3.3. DEFINIÇÃO DA TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO EHD

A temperatura tem relação direta com o desempenho da lubrificação, variações térmicas alteram as propriedades de viscosidade e influenciam na espessura do filme lubrificante. Para tal temperatura, devem ser calculados e corrigidos alguns fatores.

A viscosidade cinemática é definida como:

$$v = \log \log(v + a) = n - m \log(T) - a \quad (32)$$

Sendo v a viscosidade cinemática para a temperatura de funcionamento [cSt]; v_0 a viscosidade cinemática a 100°C [cSt]; T é a temperatura de trabalho [°K]; a a constante do tipo de óleo, para minerais $a = 0,7$; n é dada por:

$$n = \log \log(v_0 + a) + m \log(\theta_0 + 273) \quad (33)$$

e m é dada por:

$$m = \left[\frac{\log \left(\frac{\log(v_0 + a)}{\log(v_1 + a)} \right)}{\log \left(\frac{\theta_1 + 273}{\theta_0 + 273} \right)} \right] \quad (34)$$

Sendo v_0 a viscosidade a 40°C [cSt]; a a constante do óleo; v_1 a viscosidade a 100°C; θ_0 e θ_1 temperaturas de referência.

A viscosidade dinâmica η é definida como:

$$\eta = \frac{v p}{1000} \quad (35)$$

Coeficiente de piezo viscosidade é definido por:

$$\alpha = (C_\alpha + 4,143 \log v^{3,0627} + 2,848 \cdot 10^{-4} m^{5,1903} \log v^{1,5976} - 3,999 \log v^{3,0975} p^{0,1162}) \cdot 10^{-11} \quad (36)$$

Sendo $C_\alpha = 1,216$ para óleos minerais e $C_\alpha = 0,914$ para ésteres; ν a viscosidade cinemática [cSt]; p a gravidade específica [g/cm³]. Coeficiente de termo viscosidade é definido por:

$$\beta = \frac{m (\nu + a) \ln(\nu + a)}{\nu T} \quad (37)$$

Coeficiente de condutibilidade térmica é definido por:

$$k = \frac{0,12 \left(1 - \frac{0,005}{3} T_0 \right)}{p} \quad (38)$$

Coeficiente de calor específico definido por:

$$c = \frac{1000(1,63 + 0,0034 T_0)}{\sqrt{p}} \quad (39)$$

Sendo T_0 a temperatura de funcionamento [°C] e p a gravidade específica [g/cm³] para ambas as equações.

Aplicando os fatores para ambos os lubrificantes, obtém-se a Tabela 5.

Tabela 5: Fatores de correção dos lubrificantes

		NH1 11-572	NH1 94-402	
Propriedades	Símbolo	Valor	Valor	Und
Constante a	a	0,70	0,7	-
Constante n	n	7,2959	7,2544	-
Constante m	m	2,7469	2,7405	-
Temperatura de funcionamento	T	358	358	°K
Viscosidade cinemática	ν	80,57	62,77	cSt
Viscosidade dinâmica	η	0.0741	0,0609	Pa.s
Coeficiente de piezo viscosidade	α	2,04E-08	1,81E-08	-
Coeficiente de termo viscosidade	β	0,034	0,0321	°K ⁻¹
Coeficiente de condutibilidade térmica	k	0,1286	0,122	W/m °C
Coeficiente de calor específico	c	2000,3	1948,1	J/Kg °C

(Fonte: Autor, 2021)

A espessura de filme lubrificante no centro do contato h_0 e a espessura mínima do filme lubrificante h_m no contato linear são dadas pela solução de Dowson e Higginson, expressas pelas Equações 40 e 41. Para essa solução, o contato é considerado isentrópico, a lubrificação é abundante, e as superfícies não apresentam rugosidade.

$$h_0 = 0,975 R_x U^{0,727} G^{0,727} W^{-0,091} \quad (40)$$

$$h_m = 1,325 R_x U^{0,70} G^{0,54} W^{-0,13} \quad (41)$$

Os fatores para o parâmetro de velocidade U , parâmetro do material G e o parâmetro de carga W , são definidos como:

$$\begin{aligned} U &= \frac{\eta(U_1 + U_2)}{2R_x E^*} \\ G &= 2\alpha E^* \\ W &= \frac{F_n}{R_x l E^*} \end{aligned} \quad (42)$$

Sendo η a viscosidade dinâmica do lubrificante [cSt]; U_1 e U_2 as velocidades dos sólidos [rad/s]; E^* o modulo de Young equivalente [Gpa]; F_n a força normal do contato [kN] e l a largura útil do contato.

A espessura do filme tem de ser corrigida, de modo a ter em conta o aquecimento do lubrificante, as condições de alimentação do contato e as rugosidades das superfícies em contato.

$$h_{oc} = \phi_T \cdot \phi_A \cdot \phi_R \cdot h_0 \quad (43)$$

Sendo h_{oc} a espessura do filme corrigida, ϕ_T a influência do aquecimento no convergente, ϕ_A a influência de alimentação no convergente, ϕ_R a influência da rugosidade e h_0 a espessura do filme lubrificante no centro do contato.

A variação de temperatura no convergente ocorre pelo gradiente de pressão e as velocidades de rolamento. A deformação ocasiona dissipação de energia, aumento da temperatura e diminuição da viscosidade e espessura do filme lubrificante. O fator ϕ_T é expresso pela Equação 44:

$$\phi_T = \{1 + 0,1[(1 + 14,8V_e^{0,83})L^{0,64}]\}^{-1} \quad (44)$$

Sendo V_e a velocidade de escorregamento entre os sólidos e L o efeito piezo viscoso, expressas por:

$$V_e = \left| \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2} \right| \quad (45)$$

$$L = \frac{\beta\eta(U_1 + U_2)^2}{k} \quad (46)$$

Sendo U_1 e U_2 as velocidades dos sólidos [rad/s]; β coeficiente de termo viscosidade [$^{\circ}\text{K}^{-1}$]; viscosidade dinâmica [Pa.s]; coeficiente de condutibilidade térmica [W/m $^{\circ}\text{C}$]. O Fator ϕ_A de influência de alimentação no convergente será considerado 1. O Fator ϕ_R de influência da rugosidade está relacionado à orientação das ranhuras. A Figura 23 define os valores de ϕ_R .

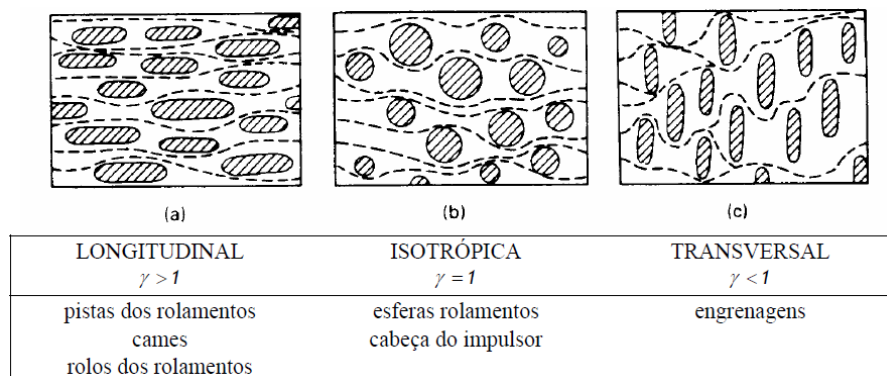


Figura 23: Influência da rugosidade

(Fonte: Seabra, 2002)

Para o estudo será utilizado o coeficiente $\gamma = 2$, pois o anel externo e o rolo do caso em análise caracterizam-se como uma orientação de longitudinal.

A temperatura máxima das superfícies é gerada no interior do contato, provocados por uma fonte de calor devida ao atrito que desliza com velocidade U sobre um contato com a largura de $2a$ para o contato linear. A temperatura máxima das superfícies é dada por:

$$T_{\max} = T + T_F \quad (47)$$

Sendo T a temperatura de funcionamento [°C] e T_F a temperatura flash de contato, obtida por:

$$T_F = \Delta_{T_S}^{max} = 0,893 \left(\frac{Fn}{l} \right)^{\frac{3}{4}} \left(\frac{E^*}{Rx} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{\mu |U + U_2|}{T_1 \sqrt{U_1} + T_2 \sqrt{U_2}} \quad (48)$$

O coeficiente de atrito de Kelly expresso, pela Equação 49.

$$\mu_{Kelly} = 0,0127 \log \left[\frac{29,662 \cdot 10^{-3} F_n}{\eta l |U_1 - U_2| (U_1 + U_2)^2} \right] \quad (49)$$

E os coeficientes térmicos dos sólidos, pela Equação 50.

$$T = \sqrt{p \cdot c \cdot k} \quad (50)$$

Sendo η a viscosidade cinemática; l a largura útil do contato; U_1 e U_2 as velocidades dos sólidos e F_n a força normal do contato [kN]; p massa específica; c o calor específico e k a condutividade térmica.

Os valores dos coeficientes térmicos T encontram-se na Tabela 6

Tabela 6: Coeficientes térmicos dos sólidos

Propriedades	Símbolo	Valor	Und
Coeficiente térmico 1	T_1	1,239E+04	-
Coeficiente térmico 2	T_2	1,239E+04	-

(Fonte: Autor, 2021)

Os dados da teoria de Hertz no contato linear e os parâmetros para a lubrificação elastohidrodinâmica serão aplicados no código matemático, no ambiente do *software MatLab® R2016a*, gerando os seguintes resultados.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. TENSÕES DE CORTE CONFORME TEORIA DE HERTZ

Os parâmetros utilizados para a teoria de Hertz, em ambos os lubrificantes, não serão alterados, pois as equações consideram exclusivamente as geometrias e propriedades dos sólidos em contato. Com isso, obtém-se:

Tabela 7: Dados da teoria de Hertz para o contato linear

Propriedades	Símbolo	Valor	Und
Modulo de Young equivalente	E^*	109,89	GPa
Curvatura equivalente	R_x	0,0248	m
Semi largura de Hertz	a	186	μm
Pressão média de Hertz	P_m	649,27	MPa
Pressão máxima de Hertz	P_o	826,67	MPa
Tensão de corte máxima	τ_{max}	248	MPa
Tensão de corte máxima devido a rugosidade	$\tau_{max} r$	1,59	GPa
Profundidade onde atua a tensão corte máxima	Z_s	146,4	μm
Tensão de cortes ortogonais	τ_{xz}^{max}	206,67	MPa
Profundidade onde atua a tensão ortogonais	Z_0	78,12	μm

(Fonte: Autor, 2021)

As Figuras 24 e 25 representam as distribuições de tensões no contato linear.

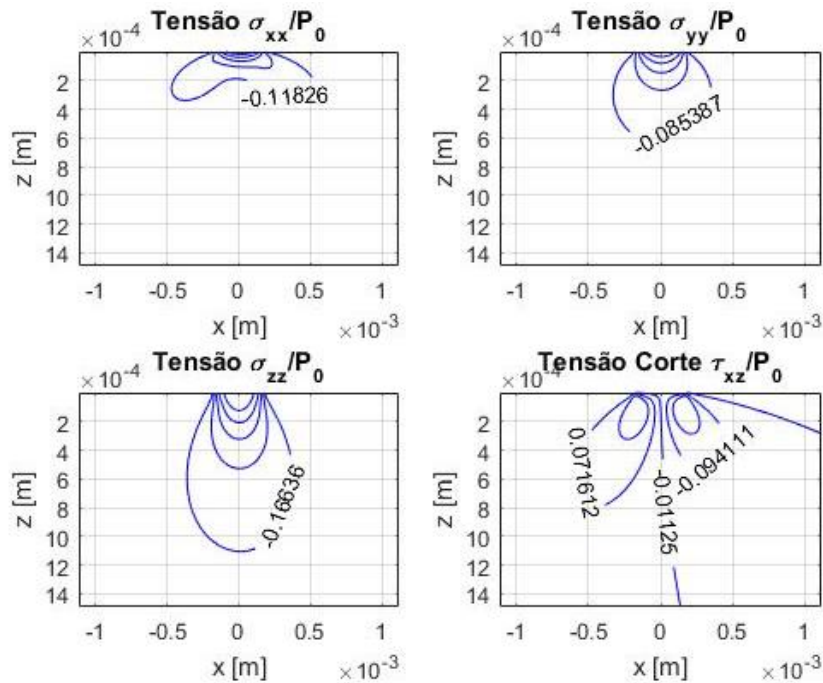


Figura 24: Linhas isobáricas das tensões atuantes no interior de um sólido em contacto linear
(Fonte: Autor, 2021)

As deformações plásticas ocorrem na subsuperfície dos materiais e estão localizadas a uma distância $Z_s = 146,4\mu\text{m}$, conforme Figura 24 e Equação 7. Essas deformações ocorrem, devido às tensões de cisalhamento máximas a que os sólidos estão submetidos. O valor da tensão encontrada para a solicitação F_n de 10 kN foi de $\tau_{max} = 248 \text{ Mpa}$ com $\sigma_{esc} = 400 \text{ Mpa}$. Como a $\sigma_{esc} > \tau_{max}$, logo não ocorrem deformações plásticas no contato.

O fenômeno da fadiga ocorre sob uma tensão de corte ortogonal para um ponto determinado no interior dos sólidos. A amplitude dessa variação é determinada por duas vezes o modulo da tensão de corte ortogonal. Com os resultados, pode ser observado que a amplitude de $2 \tau_{xz}^{max} > \sigma_{esc}$, atendida essa condição existe a probabilidade de ocorrer avarias por fadiga em um determinado número de ciclos.

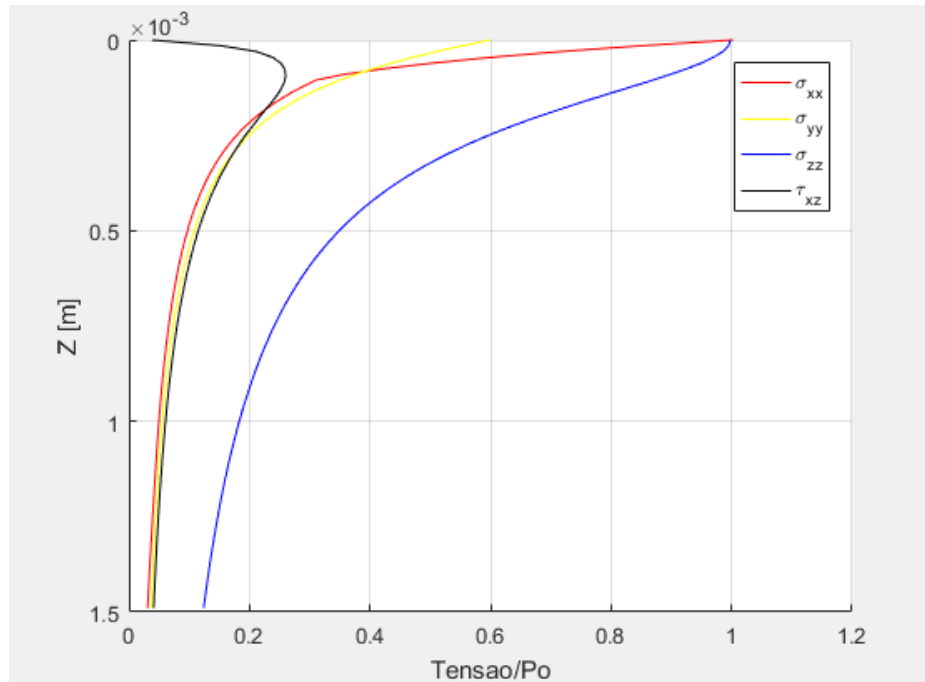


Figura 25: Distribuição de tensões atuantes no interior de um sólido em contato linear
(Fonte: Autor, 2021)

A variação das tensões no eixo OZ pode ser observada na Figura 25. As tensões σ_{xx} , σ_{yy} e σ_{zz} alcançam seus valores máximos na superfície do contato. Logo abaixo da superfície, verifica-se uma diminuição mais acentuada de intensidade das tensões σ_{xx} e σ_{yy} , que em σ_{zz} .

4.2. DESEMPENHO DOS LUBRIFICANTES CONFORME TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

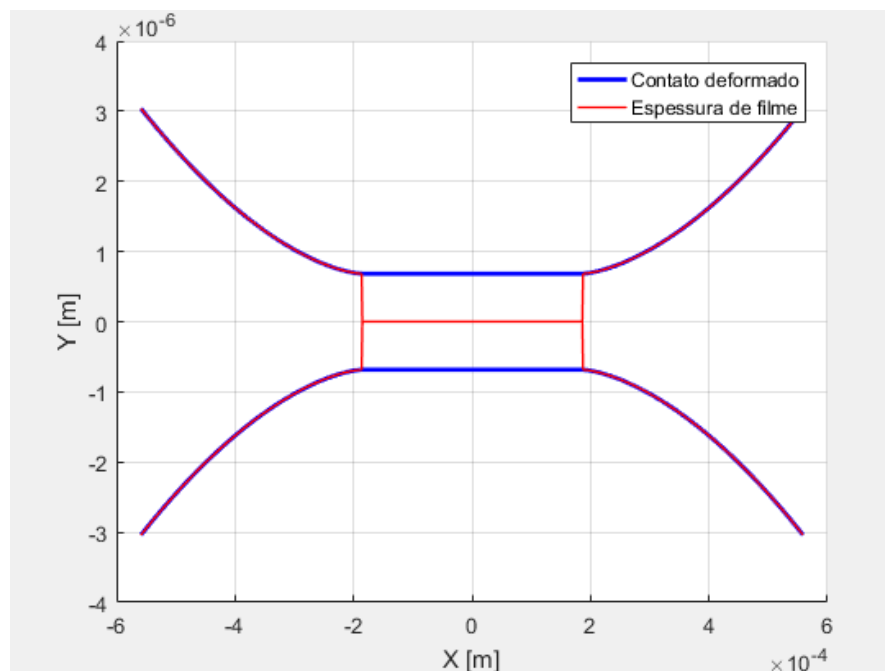
Para avaliar o desempenho dos lubrificantes, é necessário ter como base os parâmetros da teoria de Hertz. Dessa forma, obtêm-se os resultados apresentados individualmente abaixo.

4.2.1. Desempenho da graxa NH1 11-572

Tabela 8: Dados da graxa NH1 11-572

Propriedades	Símbolo	Valor	Und
Espessura do filme no centro do contato	h_0	1,369	μm
Espessura mínima de filme no centro do contato	h_{min}	1,035	μm
Influência do aquecimento convergente	ϕ_T	0,615	-
Espessura corrigida do filme no centro do contato	h_{oc}	1,685	μm
Espessura especifica do filme lubrificante	Λ	5,181	-
Coeficiente de atrito Kelly	μ_{Kelly}	0,037	-
Temperatura flash	T_F	22,42	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura máxima da superfície	T_{max}	107,3	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura máxima do lubrificante	T_{maxL}	130,5	$^{\circ}\text{C}$

(Fonte: Autor, 2021)

**Figura 26:** Espessura do filme lubrificante para graxa NH1 11-572

(Fonte: Autor, 2021)

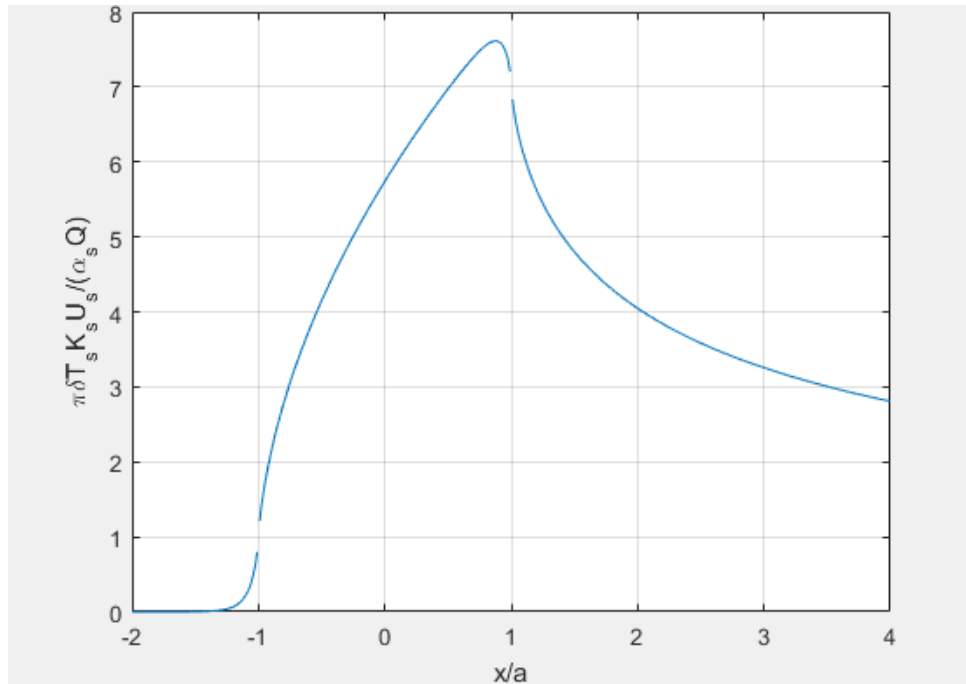


Figura 27: Temperatura máxima da superfície para graxa NH1 11-572
(Fonte: Autor, 2021)

4.2.2. Desempenho da graxa NH1 94-402

Tabela 9: Dados da graxa NH1 94-402

Propriedades	Símbolo	Valor	Und
Espessura do filme no centro do contato	h_0	1,089	μm
Espessura mínima de filme no centro do contato	h_{min}	0,846	μm
Influência do aquecimento convergente	ϕ_T	0,645	-
Espessura corrigida do filme no centro do contato	h_{oc}	1,406	μm
Espessura específica do filme lubrificante	Λ	4,324	-
Coeficiente de atrito Kelly	μ_{Kelly}	0,038	-
Temperatura flash	T_F	23,07	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura máxima da superfície	T_{max}	107,97	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura máxima do lubrificante	T_{maxL}	92,27	$^{\circ}\text{C}$

(Fonte: Autor, 2021)

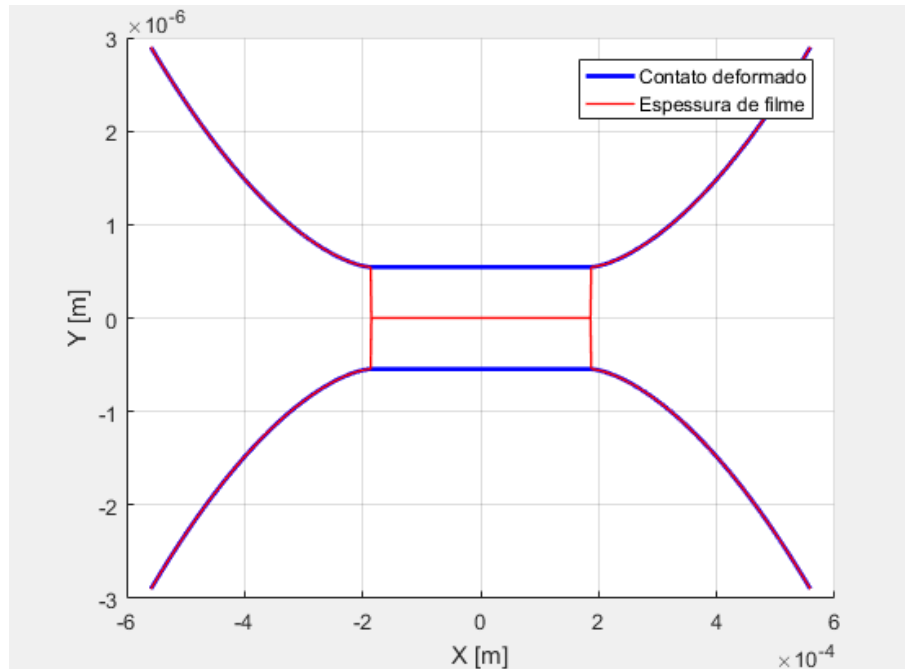


Figura 28: Espessura do filme lubrificante para graxa NH1 94-402
(Fonte: Autor, 2021)

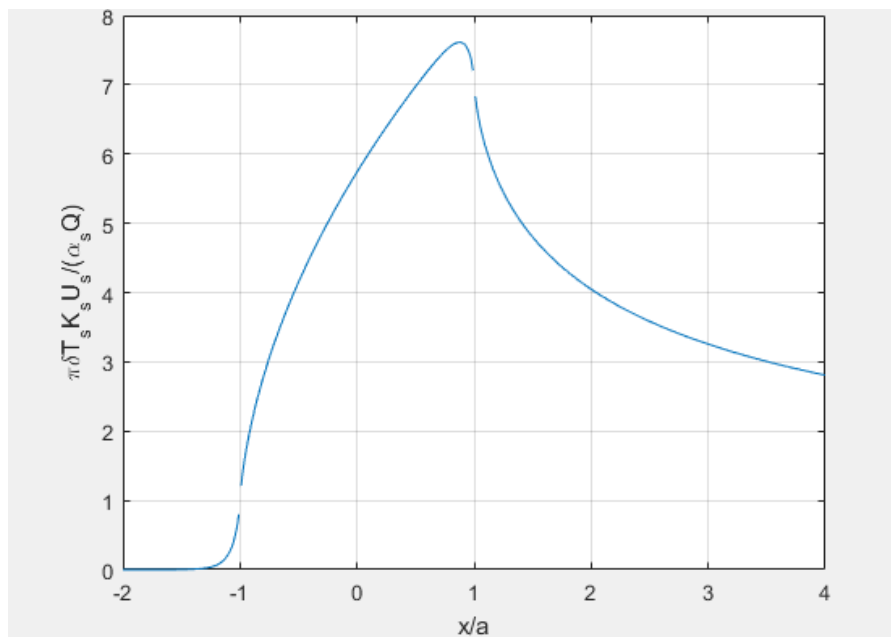


Figura 29: Temperatura máxima da superfície para graxa NH1 94-402
(Fonte: Autor, 2021)

4.2.3. Discussões sobre o desempenho dos lubrificantes

As Figuras 26 e 28 representam as espessuras do filme lubrificante. O material dos sólidos na região encontra-se em um estado de deformação elástica proporcionado pelo carregamento, criando uma zona de alta pressão.

A espessura corrigida do filme lubrificante para ambos está entre $0,1\mu\text{m} < h_{oc} < 15\mu\text{m}$, caracterizando assim, um contato elastohidrodinâmico. As espessuras específicas encontradas para as graxas NH1 11-572 e NH1 94-402 caracterizam um filme completo, com isso as superfícies encontram-se separadas completamente por uma película filme lubrificante.

O aumento da temperatura das superfícies está representado nas Figuras 27 e 29, o pico de temperatura é provocado pelo atrito de deslizamento com velocidade U sobre o contato. Considerando que o material encontra-se em equilíbrio térmico com o ambiente, pode ser determinada a temperatura máxima da superfície. As temperaturas máximas da superfície encontradas foram próximas com uma variação térmica de $0,67\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A qualidade do lubrificante está diretamente relacionada à sua viscosidade dinâmica. Quanto maior for seu valor, pior será o lubrificante, pois ocorrerá uma maior variação da viscosidade com o aumento da temperatura.

5. CONCLUSÃO

Este documento consiste em um trabalho de conclusão de curso para o programa de bacharelado em Engenharia Mecânica do Centro Universitário FAG, com o tema de pesquisa “Análise de falhas via teoria de Hertz e lubrificação elastohidrodinâmica: um estudo de caso em rolamentos autocompensadores de rolos em mancais de uma máquina peletizadora”, sob orientação do Prof. Me. Eng. Bruno dos Santos.

O objetivo do trabalho foi analisar as tensões de Hertz e o fenômeno da lubrificação elastohidrodinâmica aplicadas nos mancais de rolamento dos rolos de uma peletizadora da fabricante Andritz, modelo FeedMax G12, utilizada na fabricação de ração para aves. Quebras atípicas dos rolamentos dos rolos regularmente ocasionavam paradas indesejadas no processo produtivo, porém a substituição do lubrificante aplicado ao componente surtiu efeitos positivos.

Para o desenvolvimento da análise, foram parametrizadas as geometrias, propriedades dos materiais e propriedades dos lubrificantes, de acordo com os dados disponibilizados pelos fabricantes e fornecedores do caso em análise, e levantadas as hipóteses e condições de contorno necessárias para aplicação dos modelos da teoria de Hertz e os fenômenos da lubrificação elastohidrodinâmica. Com as variáveis definidas, foi aplicada a simulação matemática do ambiente do *software* MatLab, a fim de gerar os gráficos e dados necessários.

Após as etapas, pode ser observado que as tensões geradas no contato entre os sólidos pela solicitação carga não são capazes de gerar deformações plásticas no material, pois a tensão de corte máxima não é superior à tensão de escoamento desse. Contudo, a amplitude das tensões ortogonais, responsável pela probabilidade de surgimento de falhas relacionadas à fadiga, será superior à tensão de escoamento, representando assim uma chance significativa para o surgimento de falhas de fadiga.

Ambos os lubrificantes estão sob uma condição de filme completo, em que as superfícies estão separadas completamente pelo lubrificante. Nessa condição, não ocorrerá contato entre os corpos, pois a espessura do filme será suficiente para dar sustentação ao movimento e manter a película.

A temperatura máxima dos lubrificantes será ultrapassada na graxa NH1 11-572, que foi excedida em 10,5°C, ultrapassando suas temperaturas superiores de serviço, especificadas no catálogo do fabricante Klüber, gerando assim falhas relacionadas à insuficiência térmica do lubrificante.

Com isso, pode-se concluir que a substituição da graxa NH1 11-572 pela NH1 94-402 é válida. A probabilidade de ocorrer falha no rolamento dos rolos da peletizadora não é extinta,

pois existe o processo de fadiga do material em decorrência da carga em funcionamento. Porém, a insuficiência térmica relacionada ao excedente de temperatura superior de serviço do lubrificante não ocorrerá, e o lubrificante possui capacidade de manter a espessura de filme lubrificante, de modo que não propicie o contato direto entre as superfícies gerando o desgaste dos sólidos.

5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuras pesquisas, sugerem-se os seguintes temas:

- Realização de análise em elementos finitos para definir qual a força normal F_n , que o rolete do rolamento estará sujeito em funcionamento;
- Determinação do número de ciclos necessários para ocorrer o rompimento do rolamento pelo processo da fadiga.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10441**: Produtos de Petróleo - Líquidos transparentes e opacos - Determinação da viscosidade dinâmica. Rio de Janeiro: ABNT, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 4287**: Especificações geométricas do produto (GPS) - Rugosidade: Método do perfil - Termos, definições e parâmetros da rugosidade. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

AZEVEDO, Joyce Batista *et al.* Propriedades reológicas de óleos lubrificantes minerais e sintéticos com degradação em motor automotivo. *In*: 3º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO E GÁS, 2005, Salvador. **Anais [...]**. Salvador: Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás - IBP, 2005. p. 1-5.

BAYER, Raymond G. **Mechanical wear prediction and prevention**. Nova Iorque: M. Dekker, 1994.

BELLAVER, Cláudio; NONES, Kátia. A importância da granulometria, da mistura e da peletização da ração avícola. *In*: IV Simpósio Goiano de Avicultura, 2000, Goiânia, GO. **Anais [...]**. Goiânia: Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária – Embrapa, Goiânia, GO, 2000. p. 1-9.

BORGES, Flávio. **Produção de ração peletizada com a utilização de aglutinante para melhoramento da qualidade do pellet**. [S. l.]: UNIEDU, 2016.

CHENG, Herbert S. **Handbook of Lubrication**. 2 ed. Nova Iorque: CRC Press, 1983.

CARVALHO, Rafael V. **Análise dinâmica de rolamentos de esfera**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 17230**: Ball and roller bearing steels. Berlim: DIN, 1980.

DOWSON, Duncan. Elastohydrodynamic and micro-elastohydrodynamic lubrication. **Wear**, Leeds, v. 190, n. 2, p. 125-138, Dez. 1995. DOI [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)06660-8](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06660-8). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0043164895066608>. Acesso em: 25 maio 2021.

FRIESE. **Capas de Rolo**. [S. l.]: [s. n.], 2020. Disponível em: <http://www.friese-agroindustria.com.br/capas-de-rolo.html>. Acesso em: 01 maio 2021.

FARIAS, Diogo Fontes. **Utilização da geometria disco-disco para investigação da capacidade de proteção ao desgaste de lubrificantes sob condições elastohidrodinâmicas**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Produção da Pecuária Municipal**, v. 40. [S. l.]: IBGE, 2012.

IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Estatística da Produção Pecuária**. [S. l.]: IBGE, 2020.

KLEIN, Antonio Apércio. **Peletização de rações**: Aspectos técnicos, custos e benefícios e inovações tecnológicas. [S. l.]: [s. n.], 2009. Disponível em: <https://pt.engormix.com/balanceados/artigos/peletizacao-racoes-aspectos-tecnicos-t36785.htm>. Acesso em: 20 abr. 2021.

LARA, Marcos. A. M. **Processo de produção de ração**: Peletização. [S. l.]: [s. n.], 2010. Disponível em: <https://pt.engormix.com/avicultura/artigos/peletizacao-de-racao-producao-t36965.htm>. Acesso em: 20 abr. 2021.

LUZ, Gelson. **Aço SAE 52100 Propriedades Mecânicas**. Blog Materiais: [s. l.], 2017. Disponível em: <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-52100-propriedades-mecanicas.html>. Acesso em: 10 de out de 2021.

MANG, Theo. **Encyclopedia of lubricants and lubrication**. ed. 1. Weinheim: Springer, 2014.

MARU, Marcia Marie. **Estudo do desgaste e atrito de um par metálico sob deslizamento lubrificado**. 2003. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

MASSUQUETTO, Andréia. **Avaliação da forma física da dieta e do tempo de condicionamento no processo de peletização de dietas para frangos de corte**. 2014. Dissertação (Mestrado em Ciências Veterinárias) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

MENDES, Sarah Silveira. **Estudo da dinâmica de lubrificação em um sistema mecânico mancal deslizante**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2014.

MURAMATSU, Keysuke. **Aplicação de modelagem preditiva no processo de peletização de rações para frangos de corte**. 2013. Tese (Doutorado em Medicina Veterinária) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

NECKEL, Kauan J. P. **Influência do condicionamento no processo de peletização sobre a qualidade física da dieta para frangos de corte**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Zootecnia) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

NTN. **Rolamentos de esferas e de rolos**. [S. l.]: [s. n.], 2020. Disponível em: https://ntn.com.br/wp-content/uploads/2020/08/NTN_Catalogo_Geral-Web.pdf. Acesso em: 10 out. 2021.

OLIVEIRA, Luana Martins Schaly. **Umidade, granulometria e processamento térmico da ração sobre a produção de frangos de corte**. 2016. Dissertação (Mestrado em Zootecnia) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Goiano, Rio Verde, 2016.

PEISKER, M. Impacts on nutritive value and hygienic status in broiler feeds. **Australian poultry science symposium**. Sydney, 2006.

PROFITO, Francisco J. **Modelagem unidimensional do regime misto de lubrificação aplicada a superfícies texturizadas**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

RASYID, Syaharuddin *et al.* Optimization of rotation speed parameters and number of grinding wheels on the quality and production capacity of chicken feed pellets. **Iop Conf. Series: Materials Science and Engineering**, Makassar, p. 1-9, 2020.

RODRIGUES, Carlos Alberto Cruz. **Lubrificação de Motores Diesel**. 2009. Tese (Mestrado em Manutenção Industrial) – Universidade do Porto, Porto, 2009.

SCHROEDER, Bruna. **Aplicação de modelagem no processo de fabricação de rações para parametrização de peletizadora**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Zootecnia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

SEABRA, Jorge H. **Mecânica do contacto hertziano**. 2. ed. Porto: FEUP, 2003. 138 p.

SEABRA, Jorge H. *et al.* **Lubrificação elastohidrodinâmica**. Porto: FEUP, 2002. 210 p.

SKF. **Manual de manutenção de rolamentos da SKF**. [S. l.]: [s. n.], 2012. Disponível em: https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d1968083afa2-SKF-Bearing-maintenance-handbook---10001_1-PT-BR_tcm_45-463040.pdf. Acesso em: 10 out. 2021.

SKOCH, E. R *et al.* Effects of pelleting conditions on performance of pigs fed a corn-soybean meal diet. **Journal of Animal Science**. Nova Iorque, v. 57, n. 4, p. 922-928, 1983.

SOUZA, Alan Mendes *et al.* Estudo sobre lubrificação em rolamentos e desenvolvimento de um tribômetro método reichert. **ENIAC**. Guarulhos, v. 7, n. 1, 2018.

SOTTOMAYOR, Alexandre G. **Reologia de um lubrificante não-Newtoniano no interior de um contato termoelastohidrodinâmico: determinação dos parâmetros reológicos em um lubrificante**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade do Porto, Porto, 2002.

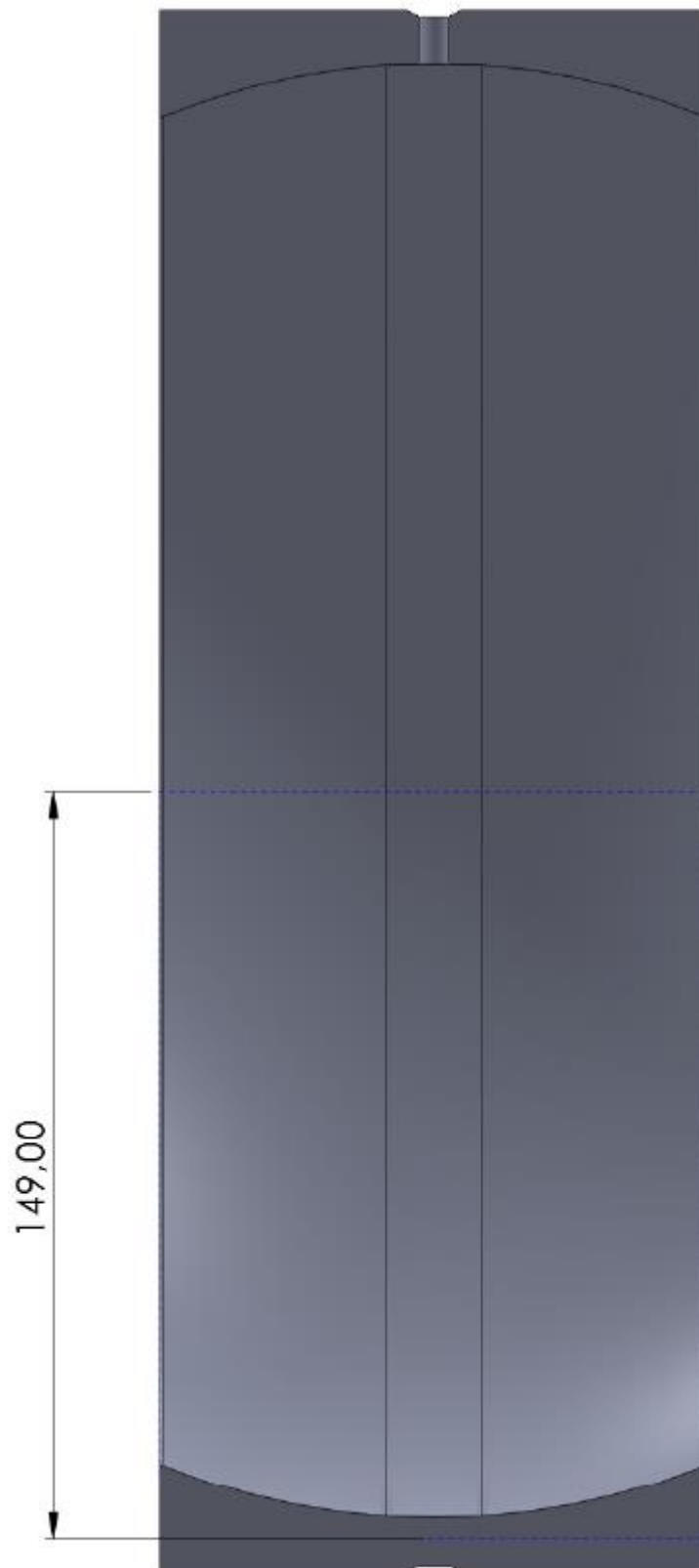
SUTIL MAQUINAS. **Matrizes para pellets**. [S. l.]: [s. n.], 2021. Disponível em: <http://sutilmaquinas.com.br/index.php/produtos/biomassa/matrizes-para-pellets-detail>. Acesso em: 01 maio 2021.

TEXACO. **Fundamentos da lubrificação**. Rio de Janeiro: Chevron Brasil, 2005.

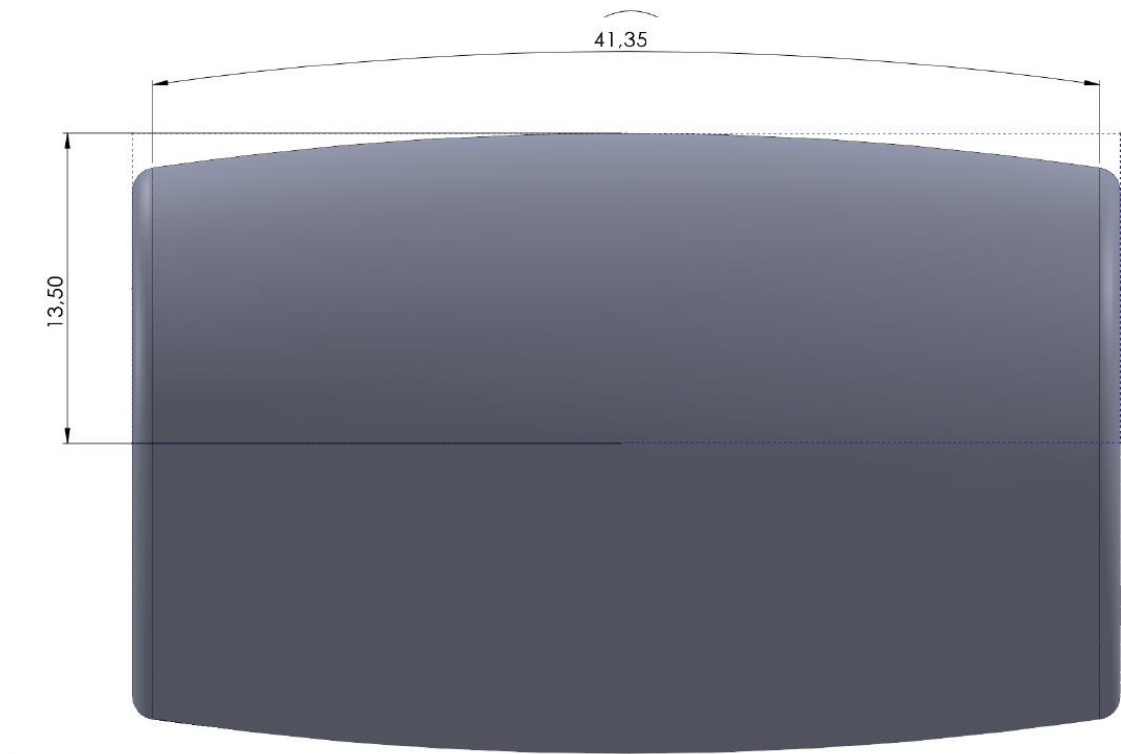
TSUHA, Natália Akemi Hoshikawa. **Modelo de força de contato de linha sob lubrificação elastohidrodinâmica aplicada a mancais de rolamentos radiais de rolo**. 2019. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2019.

VAN AARSEN. **PT_Máquinas**. [S. l.]: [s. n.], 2020. Disponível em: <https://aarsen.filecamp.com/s/brGhuqrPcRmJZ8ur/fo>. Acesso em: 19 abr. 2021.

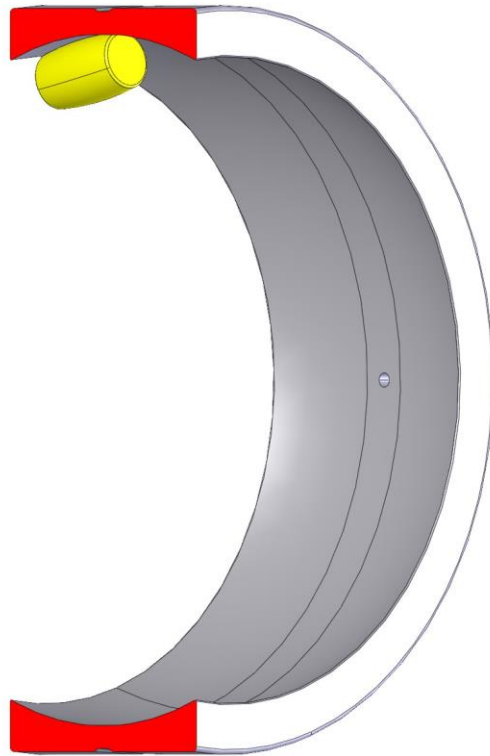
ZIGGERS, D. Die determines the pellet production. **Feed Tech**, v. 7, n. 8, p. 17-19, 2003.

APÊNDICE A - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DAS SUPERFÍCIES EM CONTATO

APÊNDICE A – (CONTINUAÇÃO) PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DAS SUPERFÍCIES EM CONTATO



1.



APÊNDICE B – FISPQ GRAXA NH1 11-572

Informações sobre o produto



Klüberfood NH1 11-572

Graxa lubrificante para as indústrias alimentícia e farmacêutica

Embalagens	Klüberfood NH1 11-572
Cartucho 400 g	+
Lata 1 kg	+
Balde 25 kg	+
Tambor 180 kg	+

Informações sobre o produto	Klüberfood NH1 11-572
Número do produto	096162
Registro NSF-H1	154 609
Composição química, tipo de óleo	Óleo mineral branco
Composição química, espessante	sabão complexo de alumínio
Temperatura inferior de serviço	-15 °C / 5 °F
Temperatura superior de serviço	120 °C / 248 °F
Cor	bege
Textura	homogênea
Densidade a 20° C	aprox. 0,92 g/cm³
Penetração trabalhada, DIN ISO 2137, 25° C, valor do limite mínimo	285 x 0,1 mm
Penetração trabalhada, DIN ISO 2137, 25° C, valor do limite máximo	315 x 0,1 mm
Viscosidade cinemática do óleo base, DIN 51562 pt. 01/ASTM D-445/ASTM D 7042, 40° C	aprox. 575 mm²/s
Viscosidade cinemática do óleo base, DIN 51562 pt. 01/ASTM D-445/ASTM D 7042, 100° C	aprox. 50 mm²/s
Pressão de fluxo de graxas lubrificantes, DIN 51805, temperatura de teste: -15° C	<= 1 400 mbar
FTG 2 de acordo com Vogel-Marawe	<= 0.5 mm
Ponto de gota, DIN ISO 2176, IP 396	>= 230 °C
Teste four-ball, carga desolda, DIN 51350 pt. 04	>= 3 500 N
Resistência à água, DIN 51807 pt. 01, 3 h / 90° C, classificação	1 - 90
Validade mínima a contar da data de fabricação – em um local seco e livre de congelamento e em recipiente original fechado, aproximadamente	24 meses

Klüber Lubrication – your global specialist

Soluções tribológicas inovadoras são a nossa paixão. Através de consultas e contatos pessoais ajudamos nossos clientes a serem bem-sucedidos mundialmente, em todos os segmentos da indústria e mercados. Com conceitos técnicos ambiciosos e colaboradores experientes e competentes, temos atendido às exigências crescentes das especificações fabricando lubrificantes eficientes de alto desempenho por mais de 80 anos.

Klüber Lubrication Lubrificantes Especiais Ltda.
Rua São Paulo, 345 - 06465-902 Dist. Indl. Alphaville - Barueri - SP Brasil

www.kluber.com.br
+55 (11) 4166 9043 / 3555 9043
+55 (11) 99381-7600

As informações contidas neste documento são baseadas em nossos conhecimentos e experiências no momento da publicação, tendo como objetivo disponibilizar ao leitor tecnicamente experiente, dados sobre possíveis aplicações. No entanto, não são nenhuma garantia, nem das características do produto, nem de sua adequação, assim como também não eximem o usuário da obrigação de realizar ensaios práticos com o lubrificante selecionado antes de sua aplicação. Todos os dados são valores informativos que dependem da composição do lubrificante, da aplicação prevista e da técnica de aplicação. As informações técnicas de lubrificantes mudam de acordo com o tipo das cargas mecânicas, dinâmicas, químicas e térmicas, bem como em função da pressão e do tempo. Estas mudanças podem repercutir na função de alguns componentes. Recomendamos uma assessoria personalizada e, igualmente, é com satisfação que colocamos à sua disposição as amostras que queiram solicitar-nos. Os produtos Klüber estão sujeitos a um desenvolvimento contínuo. Por isso, a Klüber Lubrication se reserva o direito de alterar todas as informações técnicas deste documento a qualquer momento sem aviso prévio.

Editor e Copyright: Klüber Lubrication Lubrificantes Especiais Ltda. A reprodução, total ou parcial, somente é autorizada após prévia consulta com a Klüber Lubrication Lubrificantes Especiais Ltda., desde que seja mencionada a fonte e seja enviado um exemplar para teste.

APÊNDICE C – FISPQ GRAXA NH1 94-402

Informação do Produto



Klüberfood NH1 94-402 BR

Graxa especial lubrificante sintética para as indústrias de processamento de alimentos e farmacêutica

Dados do Produto	Klüberfood NH1 94-402
Número do artigo	096097
Registro NSF-H1	139 051
Temperatura inferior de serviço	-30 °C / -22 °F
Temperatura superior de serviço	160 °C / 320 °F
Cor	bege
Textura	homogênea
Densidade a 20 °C	aprox. 0,97 g/cm³
Penetração trabalhada, DIN ISO 2137, 25 °C, valor do limite superior	310 x 0,1 mm
Penetração trabalhada, DIN ISO 2137, 25 °C, valor do limite inferior	280 x 0,1 mm
Viscosidade cinemática, DIN 51562 pt. 01/ ASTM D-445/ ASTM D 7042, a 40 °C	aprox. 400 mm²/s
Viscosidade cinemática, DIN 51562 pt. 01/ ASTM D-445/ ASTM D 7042, a 100 °C	aprox. 40 mm²/s
Propriedades inibidoras de corrosão de graxas lubrificantes, DIN 51802, (SKF-EMCOR), duração de teste: 1 semana, água destilada	<= 1 grau de corrosão
Separação de óleo, ASTM D 6184 [FTMS 791 C 321], depois de 30h/100 °C	<= 4% por peso
Pressão de escoamento de graxas lubrificantes, DIN 51805, temperatura de teste: -30 °C	aprox. 1400 mbar
Ponto de gota, DIN ISO 2176	>= 250 °C
Teste de Four-Ball, carga de soldagem, DIN 51350 parte 04	>= 3000 N
Fator de velocidade (n x dm)	aprox. 300 000 mm/min
Vida útil mínima a partir da data de fabricação - produto armazenado em sua embalagem original fechada e local seco sem formação de gelo, aprox.	24 meses

Klüber Lubrication Lubrificantes Especiais Ltda., Rua São Paulo, 345, 06465-902, Alphaville, São Paulo, Brasil, fone (11) 4166-9000, Fax 4166-9088

As indicações da documentação estão baseadas em nossos conhecimentos e experiências no momento da impressão desta e tem como objetivo facilitar ao leitor técnico informações sobre possíveis aplicações. Sem dúvida não constituem nenhuma garantia nem das características do produto nem de sua adequação e tão pouco eximem ao usuário da obrigação de efetuar ensaios preliminares com o lubrificante selecionado. Os produtos Klüber estão sujeitos a um desenvolvimento contínuo, por isto nos reservamos ao direito de mudar todos os dados deste folheto em qualquer momento e sem prévio aviso.

Publisher and Copyright: Klüber Lubrication München KG. Autorizada à reprodução total ou parcial, sempre que seja indicada a fonte e enviado uma cópia de prova.



Uma companhia do Grupo Freudenberg

APÊNDICE D – ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

```
%Limpar a memória%
```

```
close all;
clear all;
clc;
```

```
%Inserir Dados de entrada%
```

```
Rx1=149e-3;
Rx2=13.5e-3;
E1=200e9;
cpo1=0.3;
E2=200e9;
cpo2=0.3;
Fn=10e3;
l=41.35e-3;
sigma1=0.23e-6;
sigma2=0.23e-6;
lambda=8.83e-5;
C1=42.4;
C2=42.4;
k1=464;
k2=464;
ro1=7810;
ro2=7810;
w1=300;
w2=1900;
```

```
%Raio da superfície 1
%Raio da superfície 2
%Módulo de Young do sólido 1
%Coeficiente de Poisson do elemento 1
%Módulo de Young do sólido 2
%Coeficiente de Poisson do elemento 1
%Força normal
%Largura útil do contato
%Rugosidade do elemento 1
%Rugosidade do elemento 2
%Comprimento de onda da ondulação
%Calor específico do sólido 1
%Calor específico do sólido 2
%Condutividade térmica do sólido 1
%Condutividade térmica do sólido 2
%Massa específica do sólido 1
%Massa específica do sólido 2
%Velocidade de rotação do sólido 1
%Velocidade de rotação do sólido 2
```

```
% Dimensionamentos dos parâmetros iniciais;
```

```
E=1/(((1-cpo1^2)/E1)+((1-cpo2^2)/E2)); %Módulo Young equivalente
sigma=sqrt((sigma1^2+sigma2^2)); %Rugosidade equivalente (RMS)
amp=sigma/sqrt(2); %Amplitude da ondulação
U1=Rx1*w1*2*pi/60; %Velocidade da superfície 1
U2=Rx2*w2*2*pi/60; %Velocidade da superfície 2
Ve=abs(U1-U2)/(U1+U2); %Taxa de escorregamento
```

```
%Contato Hertziano;
```

```
Rx=1/(0.5*((1/Rx1)+(1/Rx2))); %Raio equivalente
a=sqrt((2/pi)*(Fn/l)*(Rx/E)); %Semilargura do contato
Ac=2*a*l; %Área de contato
pm=Fn/(2*a*l); %Pressão média
p0=(4/pi)*pm; %Pressão máxima de Hertz
pmaxr=(5.172*...
    (amp/lambda)*(Rx/a))^0.931)*p0; %Pressão máxima no contacto
prof=0.7861*a;
```

```
%PROPRIEDADES FISICAS DO LUBRIFICANTE
```

```
%Inserir dados do lubrificante
```

```
T0=40; %Temperatura de referência
v0=400; %Viscosidade cinemática de referência [cst]
T1=100; %Temperatura 1 [°C]
v1=40; %Viscosidade cinemática 1 [cst]
sg=0.97; %Gravidade específica
iv=150; %Índice de viscosidade
Tinfl=250; %Temperatura de inflamação
Tlim=160; %Temperatura superior de serviço
Tflux=-30; %Temperatura inferior de serviço
```

APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

```
%AS LINHAS ABAIXO SERÃO RESPONSÁVEIS POR APARECER UMA MENSAGEM NA TELA
selec1=input('Tipo de lubrificante? (s)sintético ou (m)mineral','s');
switch selec1
case 'm'
alfap=1.216;
case 's'
alfap=0.914;
end

LAMBDAmin=input('Qual a espessura específica de filme?'); %Estimativa
inicial
LAMBDA=0;
Ti=85;

%Norma ASTM D341;
a1=0.7;
m=log10(log10(v0+a1)/log10(v1+a1))/log10((T1+273)/(T0+273));
n=log10(log10(v0+a1))+m*log10(T0+273);
while LAMBDAmin>=LAMBDA
Ti=Ti-0.1;
T=Ti+273;
vc=10^(10^(n-m*log10(T)))-a1;
vd=vc*sg/1000; %Viscosidade dinâmica
alfa=(alfap+4.143*((log10(vc))^3.0627)+2.848*(10^(-4))*(m^5.1903)*...
((log10(vc))^1.5976)-3.999*((log10(vc))^3.0975)*(sg^0.1162))*10^-8;
beta=m*(vc+a1)*log(vc+a1)/T/vc;
k=0.12*(1-0.0005*Ti/3)/sg;
Z=0.196*10^9*alfa/(log(vd)+9.67);
c=1000*(1.63+0.0034*Ti)/sqrt(sg);

%Espessura de filme no contato elastohidrodinâmico

%Parâmetro adimensionais
U=(vd*(U1+U2))/(2*Rx*E); %Parâmetro velocidade
G=2*alfa*E; %Parâmetro material
W=Fn/(Rx*1*E); %Parâmetro carga
h0=0.975*Rx*U^(0.727)*G^(0.727)*W^(-0.091); %Espessura do filme
lubrificante no centro do contato
hm=1.325*Rx*U^(0.70)*G^(0.54)*W^(-0.13); %Espessura mínima do filme
lubrificante

%Fatores de correção da espessura do filme
L=(beta*vd*(U1+U2)^2)/k; %Parâmetro térmico do
lubrificante %Óleo=1, massa=0.7;
ca=1;
cr=2;
ct=(1+0.1*(1+14.8*Ve^0.83)*L^0.64)^(-1); %Influência do aquecimento no
convergente %Espessura do filme
h0c=ca*cr*ct*h0;
lubrificante corrigida
LAMBDA=h0c/sigma; %Espessura específica do filme
lubrificante

%Atrito no filme lubrificante
miu=0.0127*log10((29.66e-3*Fn)...
/(vd*1*abs(U1-U2)*(U1+U2)^2)); %Coeficiente de atrito Kelly
```

APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

```

t1=sqrt(C1*k1*ro1); %Parâmetro térmico do sólido 1
t2=sqrt(C2*k2*ro2); %Parâmetro térmico do sólido 2
Tflash=0.893*((miu*abs(U1-U2))/(t1*sqrt(U1)+t2*sqrt(U2)))...
    *((Fn/l)^0.75)*((E/Rx)^0.25); %Temperatura Flash - Aumento
de temperatura das superfícies
ap=(log10(vd)+4.2)*(1+(pm/(0.196e9)))^2-4.2; %expoente da fórmula de
Viscosidade de Roelands à pressão p
vdap=10^ap; %Viscosidade de Roelands à
pressão p
Tc=0.157*(Fn*E/l/Rx)^0.5*miu*abs(U1-U2)*...
    h0c/(k+Ti+Tflash); %Aumento de temperatura do
lubrificante acima da superfície
Tfmax=log(beta*(U1-U2)*(U1-U2)*...
    vdap/8/(k+1))/beta; %Aumento de temperatura do
lubrificante acima da temperatura da superfície
Tsmax=Ti+Tflash; %Temperatura máxima do
lubrificante
end

%Apresentação dos resultados

disp('---->>RESULTADOS<<----');
disp('Modulo de Yong Equivalente E*');disp(E);
disp('Curvatura A ou 1/Rx*');disp(Rx);
disp('Pressão máxima de Hertz [Pa]');disp(p0);
disp('Pressão média de Hertz [Pa]');disp(pm);
disp('Semilargura de Hertz [m]');disp(a);
disp('Tensão máxima de cisalhamento [Pa]');disp(pmax);
disp('Profundidade onde ocorre a tensão máxima de cisalhamento
[m]');disp(prof);
disp('Tensão máxima de cisalhamento devida a rugosidade [Pa]');disp(pmaxr);
disp('Espessura de filme no centro do contacto [m]');disp(h0);
disp('Espessura mínima de filme no centro do contacto [m]');disp(hm);
disp('Influência do aquecimento no convergente');disp(ct);
disp('Influência das condições de alimentação no convergente');disp(ca);
disp('Influência da rugosidade no convergente');disp(cr);
disp('Espessura de filme corrigida no centro do contato [m]');disp(h0c);
disp('Espessura específica do filme lubrificante');disp(LAMBDA);
disp('Coeficiente de atrito Kelly');disp(miu);
disp('Temperatura flash [°C]');disp(Tflash);
disp('Temperatura máxima das superfícies [°C]');disp(Tsmax);
disp('Temperatura máxima do lubrificante [°C]');disp(Tfmax);

%Tensoes instaladas
nX=100;
nZ=100;
X=linspace(-6*a,+6*a,nX);
Z=linspace(5e-10,8*a,nZ);

%Campo de tensões
[x,z]=meshgrid(X,Z);
M=sqrt((a+x).^2+z.^2);
N=sqrt((a-x).^2+z.^2);
fil=(pi*(M+N))./(M.*N.*sqrt(2*M.*N+2*x.^2+2*z.^2-2*a^2));
fi2=(pi*(M-N))./(M.*N.*sqrt(2*M.*N+2*x.^2+2*z.^2-2*a^2));
sxx=-(1/pi)*(z.*((a^2+2*z.^2+2*x.^2)/a).*fil-(2*pi)/a-

```

APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

```

(3*x.*fi2))+miu*((2*x.^2-2*a^2-...
    2*z.^2).*fi2+(2*pi*x/a)+(2*x/a).*(a^2-x.^2-z.^2).*fi1));
syy=-(2*cpol*1/pi)*(z.*((a^2+z.^2+x.^2)/a).*fi1-(pi/a)-
(2*x.*fi2))+miu*((x.^2-a^2-...
z.^2).*fi2+(pi*x/a)+(x/a).*(a^2-x.^2-z.^2).*fi1));
szz=-(1/pi)*(z.*(a*fi1-x.*fi2)+miu*z.^2.*fi2);
tauxz=-(1/pi)*(z.^2.*fi2+miu*((a^2+2*z.^2+2*x.^2).*(z/a).*fi1-2*pi*(z/a)-
3*x.*z.*fi2));
tauxy=0;
tauyz=0;

%Representações
%Contato deformado e espessura de filme
Xd=linspace(-3*a,+3*a,1000);
for i=1:length(Xd)
hs(i)=(h0/2)+((1/pi)*(Fn/(E*1))*((abs(Xd(i))*sqrt(Xd(i)^2-a^2))/a^2)-...
log((abs(Xd(i))+sqrt(Xd(i)^2-a^2))/a))/2;
if abs(Xd(i))>a
h(i)=hs(i);
else
h(i)=0;
end
end

figure(1);
hold on;
curva1=plot(Xd,hs);
set(curva1,'linestyle','-','color','b','linewidth',2.0);
curva2=plot(Xd,h);
set(curva2,'linestyle','-','color','r','linewidth',1.0);
curva1=plot(Xd,-hs);
set(curva1,'linestyle','-','color','b','linewidth',2.0);
curva2=plot(Xd,-h);
set(curva2,'linestyle','-','color','r','linewidth',1.0);
legend('Contato deformado','Espessura de filme');
grid on;
xlabel('X [m]');
ylabel('Y [m]');

%Tensões instaladas
figure(2);
subplot(2,2,1);

%plot Sigma XX
contour(X,Z,sxx,6,'b');
[SXX1,SXX2]=contour(X,Z,sxx,5,'b');
clabel(SXX1,SXX2);
grid on;
axis ij;
xlabel('x [m]');
ylabel('z [m]');
title('Tensão \sigma_x_x/P_0');
subplot(2,2,2);

%plot Sigma YY
contour(X,Z,syy,6,'b');
[SY1,SY2]=contour(X,Z,syy,5,'b');

```

APÊNDICE D – (CONTINUAÇÃO) ALGORITMO MATEMÁTICO DA TEORIA DE HERTZ PARA CONTATO LINEAR E LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA

```

clabel (SYY1,SYY2);
grid on;
axis ij;
xlabel ('x [m]');
ylabel ('z [m]');
title ('Tensão \sigma_y_y/P_0');
subplot(2,2,3);

%plot Sigma ZZ;
contour(X,Z,szz,6,'b');
[SZZ1,SZZ2]=contour(X,Z,szz,5,'b');
clabel (SZZ1,SZZ2);
grid on;
axis ij;
xlabel ('x [m]');
ylabel ('z [m]');
title ('Tensão \sigma_z_z/P_0');
subplot(2,2,4);

%plot Tau xz
contour(X,Z,tauxz,6,'b');
[TAUXZ1,TAUXZ2]=contour(X,Z,tauxz,5,'b');
clabel (TAUXZ1,TAUXZ2);
grid on;
axis ij;
xlabel ('x [m]');
ylabel ('z [m]');
title ('Tensão Corte \tau_x_z/P_0');

figure(3);
hold on;
plot(max(abs(sxx')),Z,'r');
plot(max(abs(syy')),Z,'y');
plot(max(abs(szz')),Z,'b');
plot(max(abs(tauxz')),Z,'k');
axis ij;
grid on;
legend('\sigma_x_x','\sigma_y_y','\sigma_z_z','\tau_x_z',4);
xlabel('Tensao/Po');
ylabel('Z [m]');

%Temperatura das superfícies;
As=5;
xs=(-2:0.01:4);
s5=As.*(xs+1);
s6=As.*(xs-1);
p=besselk(0,s5)+besselk(1,s5);
q=besselk(0,s6)+besselk(1,s6);
tp=(1+xs).*exp(As).*p;
tq=(1-xs).*exp(-As).*q;
tf=As*exp(As.*xs).*(tp+tq);
figure(4);
plot(xs,tf);
xlabel('x/a');
ylabel('\pi\delta T_sK_sU_s/(\alpha_sQ)');
title('Temperatura máxima das superfícies');
grid on;

```