

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

GUILHERME ROSSI DRESCH

**AVALIAÇÃO MECÂNICA DE MOLA HELICOIDAL DE TRAÇÃO APLICADA NA
ARTICULAÇÃO DE NINHOS AUTOMÁTICOS PARA PERUS**

BENTO GONÇALVES

2024

GUILHERME ROSSI DRESCH

**AVALIAÇÃO MECÂNICA DE MOLA HELICOIDAL DE TRAÇÃO APLICADA NA
ARTICULAÇÃO DE NINHOS AUTOMÁTICOS PARA PERUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2024

GUILHERME ROSSI DRESCH

**AVALIAÇÃO MECÂNICA DE MOLA HELICOIDAL DE TRAÇÃO APLICADA NA
ARTICULAÇÃO DE NINHOS AUTOMÁTICOS PARA PERUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

Aprovado em Clique ou toque aqui para inserir uma data.

Banca Examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul

Prof Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul

Me. Eng. Mec. Rodrigo Nappi Biasin
Universidade de Caxias do Sul

BENTO GONÇALVES

2024

AGRADECIMENTOS

Agradecer a Deus, mestre divino, pela minha vida e saúde, condições que me permitiram chegar até aqui. Ele é merecedor de todas as honras e glórias.

Agradecer aos meus pais e irmã pela paciência, apoio, ajuda, em todos os sentidos, e por acreditarem em mim. Para minha mãe e irmã, eterna gratidão, anjos que me ajudaram, não apenas na elaboração deste documento, mas em outras situações desafiadoras, para além da presença, na verdadeira contribuição.

Agradecer minha namorada pela total compreensão, pois foram muitos os momentos de apenas presença física sem a devida atenção e carinho. Sou grato a você por caminhar comigo e permanecer sempre ao meu lado.

Agradecer aos professores, mestres por excelência, pelos ensinamentos e correções que permitiram meu crescimento intelectual e profissional, num processo contínuo de aperfeiçoamento das habilidades cognitivas e intelectuais. Expressar minha gratidão ao professor orientador que, com paciência e dedicação, acompanhou a elaboração deste trabalho com orientações valiosas que contribuíram para meu crescimento acadêmico e pessoal, e nas demais disciplinas com ele cursadas.

Agradecer aos meus sinceros amigos, a compreensão pela ausência ao longo desta trajetória. Mesmo assim, estiveram comigo com palavras de encorajamento e força e merecem meu carinho e gratidão.

RESUMO

Molas helicoidais de extensão são amplamente utilizadas em máquinas e estruturas, desempenhando papel fundamental na absorção de energia e controle de movimentos. Este trabalho teve como objetivo analisar o comportamento mecânico de molas helicoidais aplicadas na articulação de ninhos automáticos para perus por meio de experimentos, análises numéricas, métodos analíticos e análise de elementos finitos. As quatro amostras utilizadas foram submetidas a ensaios de tração, análises metalográficas e testes de microdureza para caracterizar o material e obter dados de desempenho estrutural. O provável material da mola foi identificado como sendo o aço ASTM A229, conforme indicado pelos cálculos analíticos e resultados experimentais. Simulações computacionais reproduziram o comportamento da mola, evidenciando regiões de concentração de tensões principalmente na parte interna do corpo da mola não capturadas pelos métodos analíticos simplificados. Além disso, alterações na geometria da mola, sem alterar parâmetros de constante elástica, demonstraram que o aumento do diâmetro do arame melhora significativamente os coeficientes de segurança, embora isso implique custos de produção mais elevados. A combinação de métodos experimentais, analíticos e numéricos se fez importante para compreender o desempenho das molas helicoidais, permitindo realizar otimizações geométricas que aumentem a segurança estrutural sem prejudicar a funcionalidade do equipamento e o bem-estar das aves.

PALAVRAS-CHAVE: Molas helicoidais de extensão. Análise de tensões. Redimensionamento. Método dos elementos finitos.

ABSTRACT

Helical extension springs are widely used in machines and structures, playing a crucial role in energy absorption and motion control. This study aimed to analyze the mechanical behavior of helical springs applied to the articulation of automated turkey nests through experiments, numerical analyses, analytical methods, and finite element analysis. Four samples were subjected to tensile tests, metallographic analyses, and microhardness tests to characterize the material and assess structural performance. The spring material was likely identified as ASTM A229 steel, as indicated by analytical calculations and experimental results. Computational simulations reproduced the spring's behavior, highlighting stress concentration regions, particularly on the inner coil surfaces, which were not captured by simplified analytical methods. Additionally, modifications to the spring geometry, without altering the elastic constant parameters, demonstrated that increasing the wire diameter significantly improves safety factors, albeit with higher production costs. The combination of experimental, analytical, and numerical methods proved essential for understanding spring performance, enabling geometric optimizations that enhance structural safety while maintaining equipment functionality and ensuring animal welfare.

KEYWORDS: Helical extension springs. Stress analysis. Redesign. Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Armadilha.....	15
Figura 2 – Principais dimensões de molas helicoidais de extensão	21
Figura 3 – Curva força-deflexão de uma mola helicoidal de extensão mostrando sua tração inicial	22
Figura 4 – Distribuições de tensões através do fio em uma mola helicoidal.....	23
Figura 5 – Extremidades da mola de extensão	24
Figura 6 – Exemplo de análise de elementos finitos	26
Figura 7 – Fluxograma das etapas básicas para aplicação do MEF	27
Figura 8 – Elementos finitos comuns	28
Figura 9 – Modelo (a) geométrico e (b) discretizado com malha tetraédrica.....	29
Figura 10 – Distribuição de tensões máxima (a) na face interna e (b) na transição geométrica da extremidade da mola.....	30
Figura 11 – Tensões resultantes em molas de tração (a) Tensão equivalente de Von Mises e (b) Tensão de cisalhamento.....	31
Figura 12 – Energia de deformação interna armazenada em uma peça deformada	32
Figura 13 – Elipse da energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material	34
Figura 14 – Relação tempo x tensão.....	36
Figura 15 – Falhas por fadiga para tensões médias em regiões de tração e compressão	37
Figura 16 – Diagrama de Fadiga com Critérios de Falha.....	37
Figura 17 – Superfície de fratura em fadiga da amostra (a) SAT + LSP e (b) SAT	40
Figura 18 – Mola de extensão.....	43
Figura 19 – Vista isométrica do sistema.....	44
Figura 20 – Vista lateral do sistema	45
Figura 21 – Dimensões do sistema para aplicação da mola	45
Figura 22 – Mola de extensão (a) condição original e (b) com deformação permanente	46
Figura 23 – Mola fixada na máquina de ensaio universal com célula de carga de 20KN.....	47
Figura 24 – Mola sob tração	47
Figura 25 – Amostras embutidas	48
Figura 26 – Microscópio Zeiss Observer D1m	49
Figura 27 – Microdurômetro FLC50V	49
Figura 28 – Fluxograma	50
Figura 29 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 1	54
Figura 30 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 2.....	54
Figura 31 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 3.....	55

Figura 32 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 4.....	55
Figura 33 – Gráfico da região retilínea da deflexão da mola (AB)	56
Figura 34 – Fotomicrografia do arame da mola corte transversal	57
Figura 35 – Fotomicrografia do arame da mola com corte longitudinal	57
Figura 36 –Micrografia de aço com teor de carbono 0,6-0,75%	58
Figura 37 – Impressão do penetrador de diamante.....	59
Figura 38 – Modelo da Mola em CAD.....	60
Figura 39 – Mola sob condições de contorno.....	61
Figura 40 – Malha de elementos finitos (a) toda a mola e (b) região da curvatura.....	61
Figura 41 – Análise estrutural da mola.....	62
Figura 42 – Análise de dados estruturais da mola	62
Figura 43 – Análise do deslocamento da mola.....	63
Figura 44 – Coeficientes de segurança em função do diâmetro do arame e do diâmetro médio do corpo da mola	66
Figura 45 – Análise das tensões da mola com arame de 3mm	67

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Materiais comuns para fios de mola	19
Quadro 2 – Coeficientes e expoentes para a Equação (27)	42
Quadro 3 – Parâmetros dos materiais para cálculos analíticos.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões da mola.....	44
Tabela 2 – Resultados da constante elástica nominal (kn).....	52
Tabela 3 – Resultados analíticos de tensões e coeficientes de segurança	52
Tabela 4 – Resultados experimentais de constante elástica (kn) das amostras.....	56
Tabela 5– Medidas de Microdureza	59
Tabela 6– Limite de resistência a tração de matérias comuns de molas	60
Tabela 7 – Comparativo entre diâmetros.....	64
Tabela 8 – Resultados analíticos para arame 3mm.....	66

LISTA DE SÍMBOLOS

S_{ut}	Tensão limite de ruptura à tração
A	Constante do material para cálculo do S_{ut}
CS	Coefficiente de segurança
d	Diâmetro em milímetros
m	Expoente do material para cálculo do S_{ut}
k	Constante de elasticidade da mola
F	Força
y	Deslocamento/deflexão
G	Módulo de elasticidade transversal do aço
E	Módulo de elasticidade longitudinal do aço
S_y	Limite de escoamento em tração
S_{sy}	Limite de escoamento ao cisalhamento
HB	Dureza Brinell
HV	Dureza Vickers
τ	Tensão de cisalhamento
σ	Tensão de tração
N_t	Número total de espiras
N_a	Número de espiras ativas
τ_{max}	Tensão máxima de cisalhamento
n_f	Coefficiente de segurança contra fadiga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	JUSTIFICATIVA	16
1.2	OBJETIVOS	16
1.2.1	Objetivo geral.....	16
1.2.2	Objetivos específicos	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	MOLAS MECÂNICAS	18
2.1.1	Materiais para Molas.....	18
2.1.2	Constante de Mola	20
2.2	MOLAS DE EXTENSÃO.....	21
2.2.1	Mola helicoidal de extensão.....	21
2.2.2	Espiras ativas em molas de extensão.....	22
2.2.3	Constante para molas de extensão.....	22
2.2.4	Deflexão de molas de extensão	23
2.2.5	Tensões em espiras na mola helicoidal de extensão	23
2.2.6	Tensões de extremidades em mola helicoidal de extensão	24
2.3	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	25
2.3.1	Modelo de elementos finitos	26
2.3.2	Etapas para aplicação do método dos elementos finitos	27
2.3.3	Tipos de elementos finitos comuns	27
2.3.4	Condições de contorno.....	29
2.4	CRITÉRIOS DE FALHA.....	31
2.4.1	Critério de Falha Estática: Teoria da energia de distorção de von Mises-Hencky	32
2.4.2	Critério de Falha por Fadiga: Critério de falha de Goodman.....	35
2.5	TRATAMENTO TÉRMICO.....	38
2.6	ASPECTOS DE ENSAIO DE DUREZA.....	41
3	METODOLOGIA	43
3.1	ESPECIFICAÇÃO DO PROBLEMA	43
3.1.1	Objeto de estudo.....	43
3.2	PROPOSTA DE IMPLEMENTAÇÃO	46
3.2.1	Modelo em CAD.....	46

3.2.2	Ensaio de tração	46
3.2.3	Análise metalográfica	48
3.2.4	Microdureza Vickers	49
3.2.5	Análise de elementos finitos	50
3.2.6	Fluxograma.....	50
4	RESULTADOS	51
4.1	CÁLCULOS ANALÍTICOS DAS PROPRIEDADES DA MOLA	51
4.2	ENSAIO DE TRAÇÃO	53
4.3	ANÁLISE METALOGRÁFICA	57
4.4	MICRODUREZA VICKERS	58
4.5	MODELO NUMÉRICO	60
4.6	REDIMENSIONAMENTO DA MOLA	64
5	CONCLUSÃO	68
	REFERÊNCIAS	70

1 INTRODUÇÃO

As molas helicoidais se apresentam como dispositivos mecânicos versáteis em uma variedade de aplicações na área da engenharia. Projetadas para absorver e armazenar energia quando submetidas a uma carga externa, as molas devem retornar ao formato original quando removido o carregamento. Diversos setores da indústria, incluindo automotiva, mecânica, eletrônica, construção civil, contam com sistemas elásticos em seus projetos, e as molas helicoidais são uma boa opção dentre os elementos elásticos disponíveis. A excelência do desempenho das molas helicoidais é alcançada ao atender os desafios de projetos e exigências operacionais relacionados com a capacidade de armazenar energia potencial elástica de sistemas mecânicos e industriais.

De acordo com Budynas e Nisbett (2016, p. 526-528), as molas de extensão suportam cargas de tração e necessitam de um método para transferir a carga do suporte para o corpo da mola. O corpo da mola é inicialmente tensionado e a transferência de carga pode ser realizada por meio de um tampão roscado ou um gancho. Ao projetar uma mola com uma extremidade em gancho, é necessário considerar a flexão e a torção no gancho durante a análise da tensão máxima de tração devido à flexão e ao carregamento axial.

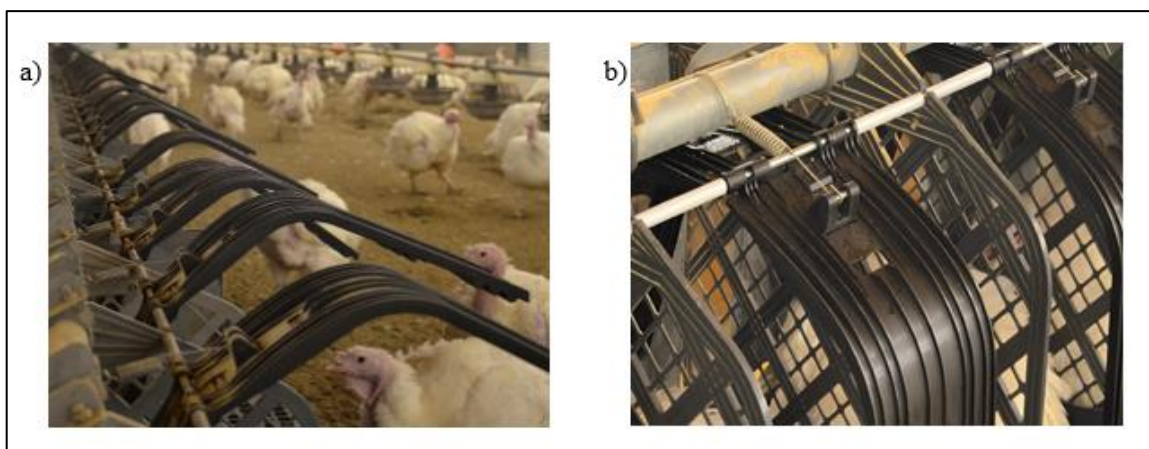
No processo de fabricação de molas helicoidais de extensão, uma variedade de materiais é empregada, dependendo das necessidades específicas de aplicação. Conforme delineado por Carlson (1956, p. 286), o fio musical (ou polido) emergiu como o material preponderante para a confecção de pequenas molas de tração, em virtude de sua notável resistência à tração e sua capacidade de suportar níveis substanciais de tensão em situações de carregamento repetido.

Molas helicoidais de tração são aplicadas em sistemas articulados que compõem ninhos automáticos de perus. As molas de tração integram um sistema que regula o movimento do abrir e fechar do compartimento reservado para a postura, denominado de armadilha. Cada armadilha é equipada com uma mola que atua como dispositivo auxiliar no controle da entrada e saída da ave.

Conforme indicado no estudo técnico conduzido pela empresa de genética Aviagen Turkeys (2012, p. 8), a armadilha é operada em um ciclo diário composto por 12 iterações completas. Durante cada ciclo, a mola é submetida a uma sequência de tensionamento e relaxamento, correspondendo exatamente ao número de ciclos estabelecidos.

Um sistema de pistões pneumáticos frontais no mecanismo do ninho, fazem a retirada da ave de acordo com o que é recomendado pela linhagem. Após a expulsão, o pistão retorna e a mola deve manter a armadilha aberta para entrada de novas aves. Na Figura 1a a mola se apresenta na posição recuada sob ação de força mínima, o que corresponde à condição em que a armadilha está aberta, permitindo a entrada das aves no ninho. Em contraste, a Figura 1b ilustra a mola tensionada, com o dispositivo fechado e a ave dentro do ninho. Este ciclo de tensionamento e relaxamento é repetido a cada entrada e saída das aves.

Figura 1 – Armadilha



Fonte: O Autor (2024)

No local de estudo operam 2250 armadilhas funcionando em três galpões separados. O mecanismo de armadilha opera, em média, durante 270 dias por ano, resultando em um total de 3240 ciclos completos. A deformação permanente da mola ocorre geralmente em metade do período operacional anual, o que compromete o funcionamento adequado do equipamento. Tal comprometimento resulta na incapacidade da armadilha de permanecer aberta após o recuo dos pistões pneumáticos, dificultando ou até impedindo o acesso das aves, levando-as a depositar os ovos fora do ninho. Consequentemente, há uma perda significativa de ovos devido a quebras ou trincas, pois outras aves circulam pelo espaço e acabam por pisar nos ovos, ocasionando prejuízos financeiros, necessidade de manutenção frequente e altos custos operacionais.

A literatura clássica fornece equações para o cálculo analítico de tensões em molas helicoidais de tração, as quais fazem uso de coeficientes empíricos. Neste trabalho, os cálculos analíticos serão comparados com resultados obtidos pelo método dos elementos finitos (MEF). Tal procedimento possibilitará uma avaliação alternativa do impacto das cargas de tração, torção e cisalhamento sobre as espiras da mola e o gancho de extremidade, comparativamente aos resultados analíticos.

A modelagem computacional proporcionará discernimento acerca das regiões críticas de concentração de tensões e potenciais pontos de falha, permitirá estimar a vida útil da mola em circunstâncias operacionais típicas e fornecerá dados pertinentes para mitigar os efeitos da deformação plástica prematura.

Este estudo se apresenta para analisar a deformação plástica e propor melhorias no projeto de molas helicoidais de tração, a fim de evitar a deformação prematura. Destaca-se que, atualmente, a mola utilizada é importada, acarretando em custos elevados. Portanto, parte da proposta deste trabalho é desenvolver um novo projeto de mola nacional que não apenas seja mais eficaz em sua funcionalidade, mas também mais econômico, proporcionando uma alternativa viável ao modelo importado.

1.1 JUSTIFICATIVA

O estudo acerca da deformação permanente de uma mola de tração usada em sistema de ninhos automáticos para a produção de ovos de perus, se faz necessário para compreender fatores que estão associados ao fenômeno observado, como a tensão aplicada, a qualidade do material, o ciclo de carga e descarga, visando evitar a perda prematura das propriedades elásticas da mola. A deformação da mola resulta em falha do equipamento, provoca impactos na operação do sistema de ninhos automáticos e afeta diretamente o aproveitamento dos ovos.

Esta pesquisa pretende investigar e explicar os mecanismos subjacentes à deformação, ao mesmo tempo em que objetiva desenvolver estratégias de prevenção e manutenção da mola em estudo. A concepção de uma mola alternativa, mais eficiente, que possa substituir o modelo importado atualmente utilizado, visando solucionar os problemas de deformação plástica precoce, mas também reduzir os custos associados à importação, tornando o sistema de ninhos automáticos mais acessível e sustentável para os produtores de ovos de perus.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Avaliar as tensões máximas atuantes e reprojeter uma mola helicoidal de tração aplicada em ninhos automáticos de perus.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar uma análise das características físicas e mecânicas da mola helicoidal de tração aplicada em ninhos automáticos de perus.
- b) Investigar os fatores externos que podem influenciar na deformação plástica da mola, como cargas extras.
- c) Realizar simulações com método dos elementos finitos para analisar as distribuições das tensões no arame de molas helicoidais de extensão sob carregamento estático de tração.
- d) Propor modificações na geometria, dimensões, número de espiras ou material visando o aumento dos coeficientes de segurança sem afetar sua funcionalidade.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

De acordo com Budynas e Nisbett (2016, p. 502), a necessidade de rigidez em projetos é muitas vezes atendida com a aceitação de deflexão mínima, desde que não comprometa a funcionalidade. Corpos metálicos com geometria controlada são empregados para oferecer flexibilidade, que pode ser linear ou não-linear em relação à carga aplicada, permitindo controlar a força ou torque, bem como o armazenamento e liberação de energia conforme necessário. Molas, amplamente estudadas devido à sua importância para os projetistas, são produzidas em larga escala e oferecem configurações engenhosas para diversas aplicações. Classificadas em molas de fio de arame, molas planas e molas de formato especial, as molas são capazes de resistir e defletir sob cargas de tração, compressão ou torção, com exemplos incluindo molas helicoidais, molas elípticas e arruelas planas de mola, como as molas Belleville.

Molas são componentes de dispositivos mecânicos que demonstram a capacidade de sofrer grandes deformações sem exceder o limite elástico do material (MELCONIAN, 2008, p. 177).

2.1 MOLAS MECÂNICAS

2.1.1 Materiais para Molas

A escolha adequada de materiais é fundamental no processo de fabricação de molas, considerando tanto os métodos de produção quanto as propriedades desejadas para o funcionamento eficiente desses componentes mecânicos. Segundo Budynas e Nisbett (2016, p. 507), o processo de fabricação de molas envolve uma série de considerações cruciais, começando pela escolha do método de trabalho, seja a quente ou a frio, que depende do tamanho do material e das propriedades desejadas para a mola em questão. O enrolamento das molas gera tensões residuais por flexão que são normais às tensões torcionais de trabalho. Tratamentos térmicos podem ser aplicados para promover o alívio de tensões residuais resultantes da manufatura.

Quanto aos materiais utilizados, há uma ampla variedade disponível, abrangendo desde aços comuns de carbono até ligas mais complexas e materiais não ferrosos, como bronze, latão e várias ligas de níquel. Para uma seleção apropriada, é importante examinar as resistências à tração dos materiais, que podem variar significativamente de acordo com o tamanho do fio e o

método de processamento. A comparação dessas resistências é essencial para determinar a adequação do material para uma aplicação específica (BUDYNAS e NISBETT, 2016, p. 507).

A comparação dos materiais utilizados em molas pode ser realizada por meio da análise de suas resistências à tração, as quais variam consideravelmente com o diâmetro do fio. Por conseguinte, as especificações das classes de resistência não podem ser determinadas até que o tamanho do fio seja estabelecido. Além disso, tanto o material quanto o processo de fabricação influenciam diretamente na resistência à tração. Para certos materiais, a relação entre a resistência à tração e o diâmetro do fio possui uma relação definida pela Equação 1.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (1)$$

Esta relação oferece um método eficaz para estimar as resistências mínimas à tração quando os parâmetros A (intersecção) e m (declive) são conhecidos (BUDYNAS e NISBETT, 2016, p. 507). O Quadro 1 apresenta tais parâmetros para diferentes materiais utilizados na fabricação de molas e algumas características relacionadas.

Quadro 1 – Materiais comuns para fios de mola

(continua)

NOME DO MATERIAL	Nº SAE	Nº ASTM	Intersecção $A (MP_a \cdot mm^m)$	Declive $m (-)$	Diâmetro (mm)	Características
Fio repuxado a frio	1066	A227	1753	0,182	0,5 - 6,0	Mais barato, uso geral, inadequado para carga de fadiga ou impacto.
Fio musical	1085	A228	2211	0,145	0,10 - 6,5	Mais tenaz, uso geral para molas pequenas, resistência mais alta de tração e fadiga.
Fio revenido em óleo	1065	A229	1855	0,187	0,5 - 12,7	Adequado para carga estática.

Fonte: NORTON (2013)

Quadro 1 – Materiais comuns para fios de mola

(conclusão)

NOME DO MATERIAL	Nº SAE	Nº ASTM	Intersecção $A (MP_a \cdot mm^m)$	Declive $m (-)$	Diâmetro (mm)	Características
Cromo vanádio	6150	A232	2005	0,168	0,8 - 11,1	Adequado para carga de fadiga, choque e impacto.
Aço inoxidável	30302	A313	1867	0,146	0,3 - 2,5	Adequado para aplicações de fadiga.
			2065	0,263	2,5 - 5,0	
			2911	0,478	5,0 - 10,0	
Cromo de silício	9254	A401	1974	0,108	1,6 - 9,5	Adequado para carregamento de fadiga, segunda resistência mais alta para o fio musical.

Fonte: NORTON (2013)

2.1.2 Constante de Mola

Qualquer que seja a disposição da mola, sua característica fundamental é a constante de mola k , que é determinada pela inclinação de sua curva de força versus deflexão. Quando essa inclinação permanece constante, a mola é considerada linear, e a constante k pode ser expressa pela Equação 2.

$$k = \frac{F}{y} \quad (2)$$

Onde F é a força aplicada e y a deflexão. Dado que é possível calcular a função de deflexão para qualquer configuração geométrica e carga conhecida, e porque essa função estabelece a relação entre a força aplicada e a deflexão, é simples reorganizá-la algebricamente para

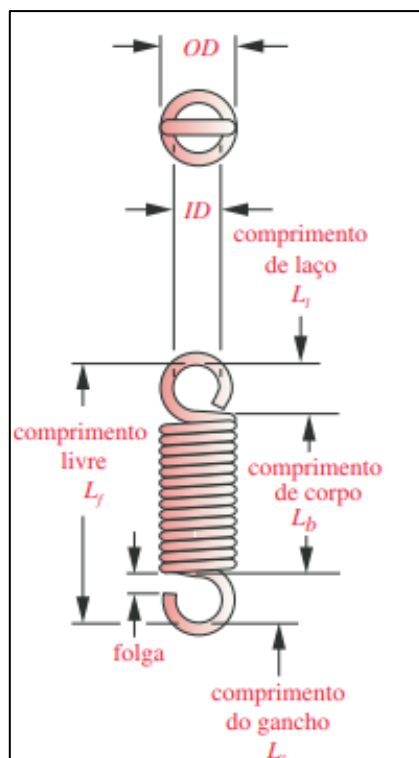
expressar a constante de mola k conforme mostrado na Equação 2 (NORTON, 2013, p. 786-787).

2.2 MOLAS DE EXTENSÃO.

2.2.1 Mola helicoidal de extensão

De acordo com Norton (2013, p. 821), as molas helicoidais de extensão são semelhantes às molas helicoidais de compressão, porém são submetidas a forças de tração, como ilustrado na Figura 2. Ganchos ou laços são incorporados nas molas para permitir a aplicação da força de tração. As configurações padrão são obtidas simplesmente dobrando a última espira em um ângulo de 90° em relação ao corpo da mola. No entanto, é importante notar que os ganchos e laços podem estar sujeitos a tensões mais elevadas do que o corpo das espiras, o que pode comprometer a segurança do projeto.

Figura 2 – Principais dimensões de molas helicoidais de extensão



Fonte: NORTON (2013)

2.2.2 Espiras ativas em molas de extensão

O número total de espiras (N_t) em uma mola de extensão é determinado pelo número de espiras ativas (N_a) mais uma unidade. Esta relação decorre do fato de que as molas de extensão comumente possuem uma extremidade enrolada, que, embora não contribua diretamente para a função de extensão, ainda é contabilizada como uma espira no cálculo do número total de espiras, conforme Equação 3 (NORTON, 2013, p. 821).

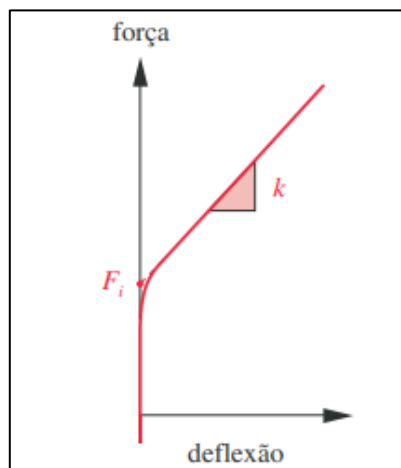
$$N_t = N_a + 1 \quad (3)$$

O comprimento livre é determinado medindo-se da extremidade interna de uma espira (ou gancho) até o ponto correspondente na espira seguinte e pode ser ajustado alterando a configuração da extremidade sem afetar o número de voltas (NORTON, 2013, p. 821).

2.2.3 Constante para molas de extensão

As voltas das molas de extensão são enroladas firmemente, enquanto o fio é torcido durante o processo de enrolamento, gerando uma pré-tensão nas voltas que deve ser vencida ao separá-las. A Figura 3 ilustra um gráfico comum de carga (F) versus deflexão (y) de uma mola helicoidal de extensão. A constante de mola k segue uma relação linear, exceto na fase inicial. A pré-carga F_i é determinada extrapolando a parte linear da curva em direção ao eixo da força. (NORTON, 2013, p. 821).

Figura 3 – Curva força-deflexão de uma mola helicoidal de extensão mostrando sua tração inicial



Fonte: NORTON (2013)

A constante de mola pode ser expressa pela Equação 4, em que D é o diâmetro médio das espiras, d o diâmetro do fio e G o módulo de cisalhamento do material.

$$k = \frac{F - F_i}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (4)$$

2.2.4 Deflexão de molas de extensão

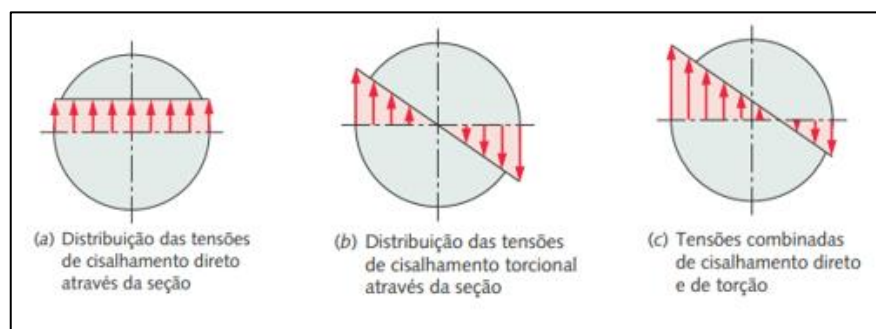
Similarmente às molas helicoidais de compressão, as molas de extensão também podem ser tratadas como barras de torção enroladas em forma de hélice. Esse fenômeno ocorre porque a carga em qualquer espira tende a torcer o fio em relação ao seu eixo. Portanto, um modelo simplificado para o carregamento de molas de extensão pode ser derivado do modelo utilizado para molas de compressão com adaptação da pré-carga, exemplificada na Equação 5 (NORTON, 2013, p. 797-822).

$$y = \frac{8(F - F_i)D^3 N_a}{d^4 G} \quad (5)$$

2.2.5 Tensões em espiras na mola helicoidal de extensão

A seção transversal de um arame de mola ilustrado na Figura 4 indica a presença de duas formas de tensão: uma resultante do torque, τ , causando tensão de cisalhamento por torção, e outra devido à força cortante, F . Essas tensões de cisalhamento têm distribuições distintas ao longo da seção transversal, conforme ilustrado nas Figuras 4a e 4b. Ambas as tensões de cisalhamento são somadas diretamente, e a máxima ocorre na fibra interna da seção transversal do fio, como evidenciado na Figura 3c (NORTON, 2013, p. 798).

Figura 4 – Distribuições de tensões através do fio em uma mola helicoidal



Fonte: NORTON (2013)

A tensão nas espiras pode ser expressa pela Equação 6, em que k_s é o fator de cisalhamento direto, dado pela Equação 7, e C é o índice da mola, dado pela Equação 8, a Equação 9 expressa o coeficiente de segurança contra o escoamento na seção das espiras.

$$\tau_{max} = k_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (6)$$

$$k_s = \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) \quad (7)$$

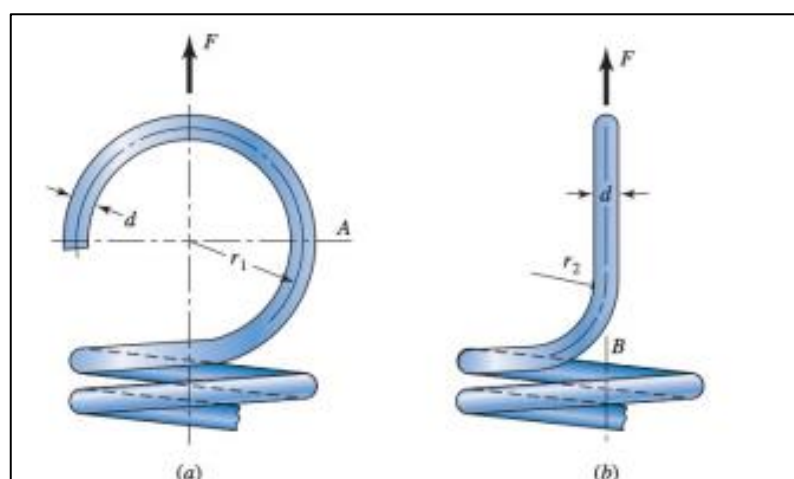
$$C = \frac{D}{d} \quad (8)$$

$$CS = Ssy/\tau_{max} \quad (9)$$

2.2.6 Tensões de extremidades em mola helicoidal de extensão

Os ganchos e laços convencionais apresentam duas áreas de alta tensão, conforme ilustrado na Figura 5. A máxima tensão de torção surge no ponto B, onde o raio de flexão é mínimo. Além disso, há uma componente de tensão decorrente da flexão no ponto A do gancho ou laço, já que a extremidade é submetida a carga como uma viga curvada (BUDYNAS, NISBETT, 2016, p. 528).

Figura 5 – Extremidades da mola de extensão



Fonte: BUDYNAS, NISBETT (2016)

A tensão de flexão no ponto A é encontrada a partir da Equação 10, em que k_a é um fator de correção de tensão da flexão por curvatura dado pela Equação 11 e pela Equação 12 e o coeficiente de segurança contra o escoamento em flexão é dado pela Equação 13:

$$\sigma_A = k_a \frac{16DF}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (10)$$

$$k_a = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (11)$$

$$C_1 = \frac{2R_1}{d} \quad (12)$$

$$CS = \sigma_A / S_y \quad (13)$$

A tensão de torção no ponto B é encontrada a partir da Equação 14, em que k_b é um fator de correção de tensão por curvatura dado pela Equação 15 e pela Equação 16 e o coeficiente de segurança contra escoamento em torção é dado pela equação 17:

$$\tau_B = k_b \frac{8DF}{\pi d^3} \quad (14)$$

$$k_b = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (15)$$

$$C_2 = \frac{2R_2}{d} \quad (16)$$

$$CS = \tau_B / S_{sy} \quad (17)$$

2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.

De acordo com Chandrupatla e Belegundu (2002, p. 1), o método dos elementos finitos emergiu como uma ferramenta de considerável importância para a solução numérica de uma ampla gama de desafios de engenharia. Suas aplicações englobam desde a análise de deformação e tensão em estruturas metálicas até o estudo de campos de fluxo de fluidos, fluxo magnético, infiltração e outros fenômenos.

Com os avanços tecnológicos na informática e nos sistemas de projeto assistido por computador (CAD), problemas de natureza complexa podem ser modelados com uma eficiência notável. Este progresso possibilita a exploração de diversas configurações alternativas em ambiente computacional, antes mesmo da fabricação do primeiro protótipo físico. Tal

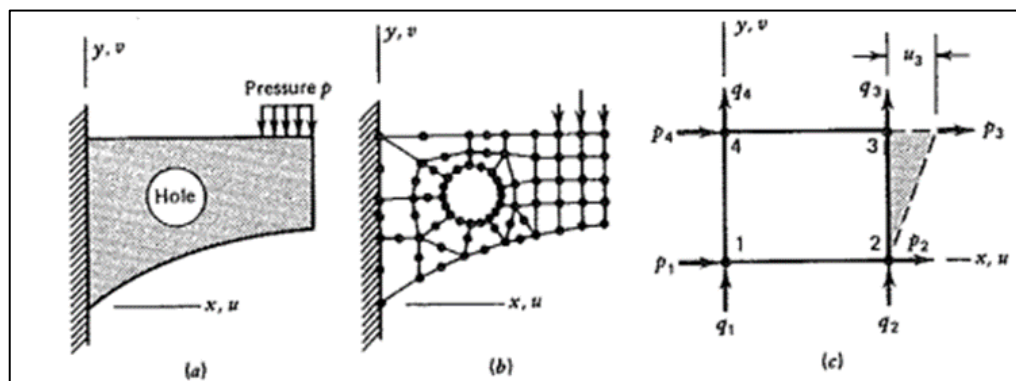
abordagem não apenas agiliza o processo de desenvolvimento, mas também contribui para uma alocação mais eficaz de recursos (CHANDRUPATLA, BELEGUNDU, 2002, p. 1).

2.3.1 Modelo de elementos finitos

O método em questão envolve a formulação de um modelo conceitual, no qual um sistema contínuo em estudo é discretizado em elementos. As equações analíticas consolidadas são estabelecidas com base na premissa de que o material sob investigação é subdividido em elementos diferenciais infinitamente pequenos, cujo volume tende a zero. Em contrapartida, o Método dos Elementos Finitos (MEF) fundamenta-se na subdivisão do material estudado em elementos discretos e finitos, os quais podem ser quantificados. Contudo, enquanto a solução analítica pode fornecer resultados exatos, o MEF é capaz apenas de alcançar resultados aproximados (ALVES FILHO, 2000, p. 6).

O modelo de elementos finitos bidimensional consiste em elementos discretos, alguns triangulares e outros quadriláteros que podem ser combinados entre si. A Figura 6a mostra a estrutura de uma viga com carregamento uniforme devido à pressão p . Os pontos pretos em destaque na Figura 6b, chamados de nós ou pontos de nós, indicam onde os elementos estão conectados uns aos outros formando a malha discretizada a partir da geometria. A Figura 6c apresenta um elemento retangular de 4 nós, mostrando um deslocamento u_3 promovido pela ação de carregamentos, sendo parte dos parâmetros de cálculo desenvolvido pelo método.

Figura 6 – Exemplo de análise de elementos finitos

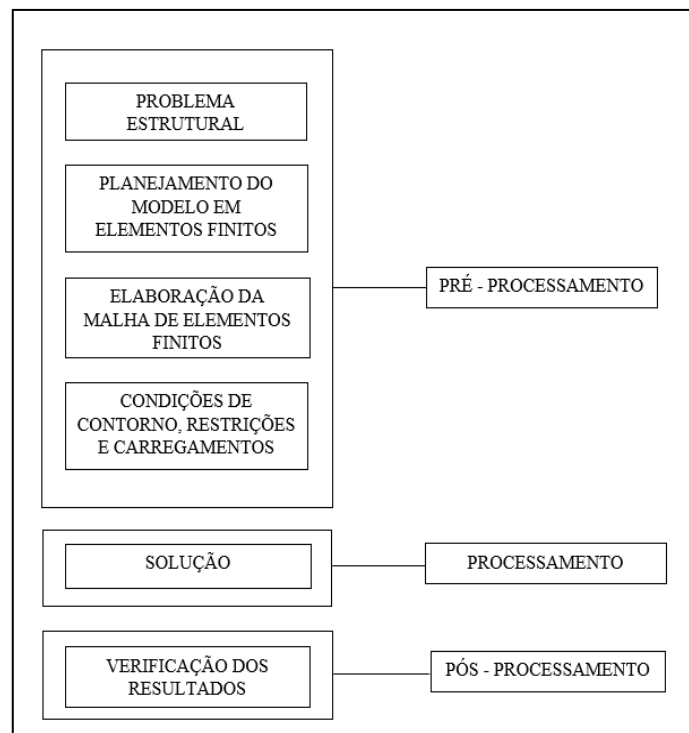


Fonte: COOK (1989)

2.3.2 Etapas para aplicação do método dos elementos finitos

De acordo com a representação esquemática apresentada na Figura 7, descrito por Alves Filho (2000, p. 62-63), a aplicação do método dos elementos finitos envolve três fases principais: pré-processamento, processamento e pós-processamento.

Figura 7 – Fluxograma das etapas básicas para aplicação do MEF



Fonte: Adaptado de: ALVES FILHO (2000)

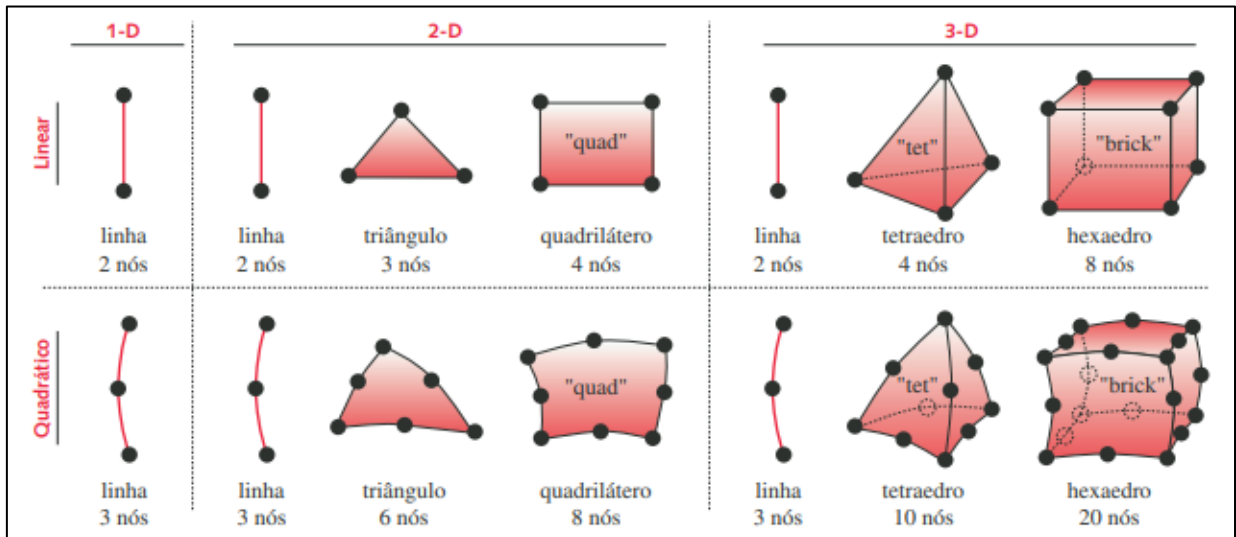
No estágio de pré-processamento, estabelece-se que, antes de qualquer computação ser realizada, é imperativo construir o modelo discretizado da estrutura e, subsequentemente, aplicar as condições de contorno apropriadas a este modelo. Na fase de processamento, são conduzidos cálculos matriciais com o propósito de determinar os deslocamentos, as reações de apoio e as forças internas nos elementos da estrutura. E na fase de pós processamento os resultados numéricos dos cálculos realizados são interpretados e avaliados quanto à sua congruência com o problema físico em estudo (ALVES FILHO, 2000, p. 62-63).

2.3.3 Tipos de elementos finitos comuns

Os elementos empregados podem variar em dimensionalidade, podendo ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais. Além disso, esses elementos podem ser classificados em diferentes "ordens", referindo-se à ordem da função (geralmente um

polinômio) utilizada para interpolar o deslocamento dentro do elemento. Na Figura 8, são apresentados exemplos de elementos comumente utilizados, categorizados de acordo com sua dimensionalidade e ordem. Geralmente, é preferível utilizar elementos mais simples, já que mesmo esses são capazes de fornecer as informações desejadas (NORTON, 2013, p. 485).

Figura 8 – Elementos finitos comuns



Fonte: NORTON (2013)

Os elementos ilustrados na Figura 8 são categorizados em conjuntos com dimensões de uma, duas e três dimensões, denominados 1-D, 2-D e 3-D, respectivamente. Essas categorias dimensionais determinam o número de graus de liberdade (GDL) associados a cada nó de um elemento (NORTON, 2013, p. 486).

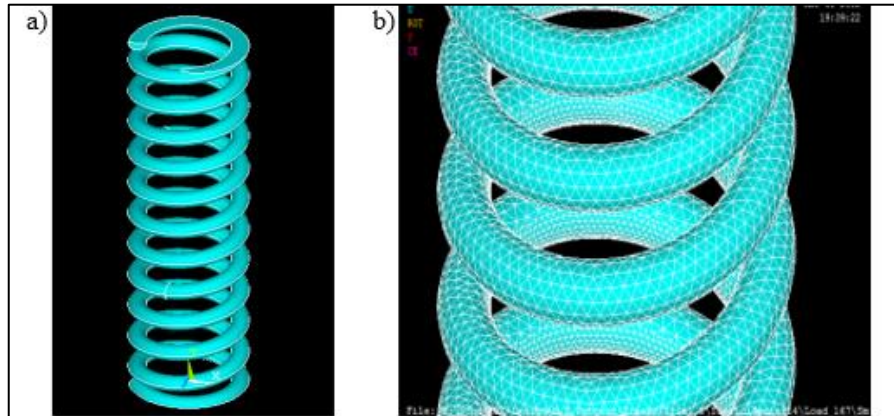
É importante notar que um elemento de linha unidimensional (1-D) pode oferecer resultados satisfatórios para análises de membros de treliça sujeitos a tração axial, porém, sua precisão pode ser comprometida ao prever a instabilidade por flambagem em situações de compressão axial (NORTON, 2013, p. 486).

Os elementos bidimensionais (2-D) podem ser empregados na modelagem de estruturas tridimensionais quando estas apresentam comportamento de tensão ou deformação planar, isto é, quando suas magnitudes são desprezíveis em relação à terceira dimensão. Por exemplo, uma viga longa com carga de flexão ou axial simétrica em relação à sua largura pode ser analisada com elementos 2-D., entretanto, em casos de carregamento excêntrico, a utilização de elementos tridimensionais (3-D) torna-se necessária (NORTON, 2013, p. 486).

Diversos componentes de máquinas possuem geometria e carregamento que demandam o emprego de elementos 3-D, como exemplificado na Figura 9a. A Figura 9b mostra o modelo

da mola com malha tetraédrica, utilizando o elemento SOLID187. Aqui, a geometria da mola foi subdividida em pequenos elementos tetraédricos que são usados para obtenção de dados na análise de elementos finitos (MULLA et al., 2012).

Figura 9 – Modelo (a) geométrico e (b) discretizado com malha tetraédrica



Fonte: MULLA et al. (2012)

2.3.4 Condições de contorno

De acordo com Norton (2013, p. 492-499) a definição das condições de contorno (CC) em análises de elementos finitos (FEA) representa realisticamente as limitações impostas aos componentes em estudo. A precisão na definição das CC pode ser a diferença entre uma solução razoável e uma completamente inadequada para o problema em questão.

Cada nó de um elemento tem um conjunto específico de graus de liberdade que devem ser levados em conta, incluindo possíveis graus de liberdade rotacional em elementos de linha ou casca (NORTON, 2013, p. 492-499).

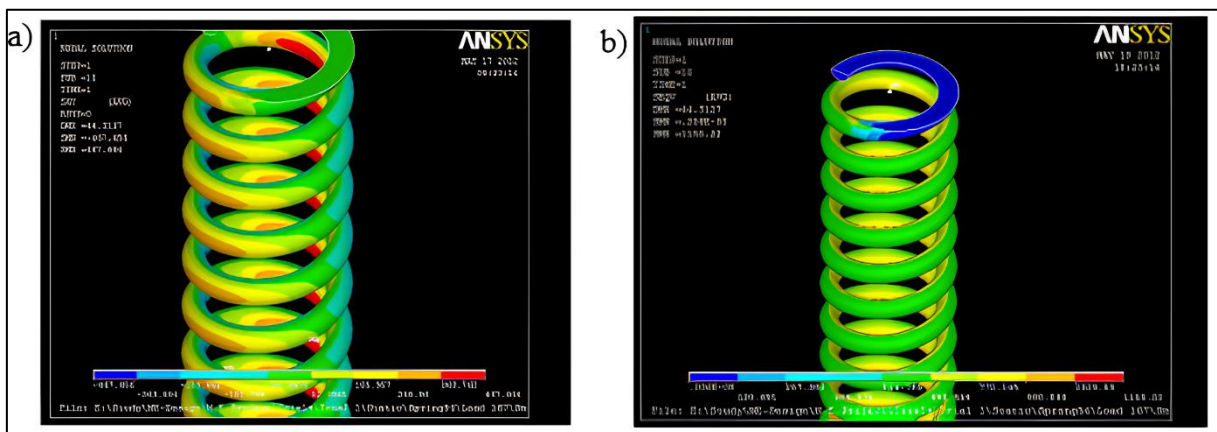
As restrições externas são aplicadas aos nós do modelo para garantir que o sistema seja estável e que as deformações sejam realistas. É crucial aplicar um número suficiente de restrições para remover qualquer grau de liberdade cinemático e manter o equilíbrio estático da peça. No entanto, é importante não impor restrições excessivas que possam levar o sistema a estar super-restrito, tornando-o excessivamente rígido, ou sub-restrito, o que pode causar falhas no processamento (NORTON, 2013, p. 492-499).

Mulla e colaboradores (2012) abordam a análise de tensões de uma mola helicoidal de compressão utilizada na suspensão dianteira de veículos de três rodas, com foco em otimizar seu design para garantir durabilidade e desempenho. Utilizando o Método de Elementos Finitos

(MEF), os autores avaliaram a distribuição de tensões, especialmente em condições de carga cíclica, a fim de reduzir falhas por fadiga.

A Figura 10 apresenta resultados da análise de tensões. A Figura 10a mostra o contador de tensões de cisalhamento, destacando que as maiores tensões ocorrem no lado interno de cada espira da mola. Já a Figura 10b demonstra o efeito da carga sobre a tensão de cisalhamento, evidenciando a importância do refinamento na modelagem da malha e dos elementos para capturar adequadamente os picos de tensão (MULLA et al., 2012).

Figura 10 – Distribuição de tensões máxima (a) na face interna e (b) na transição geométrica da extremidade da mola



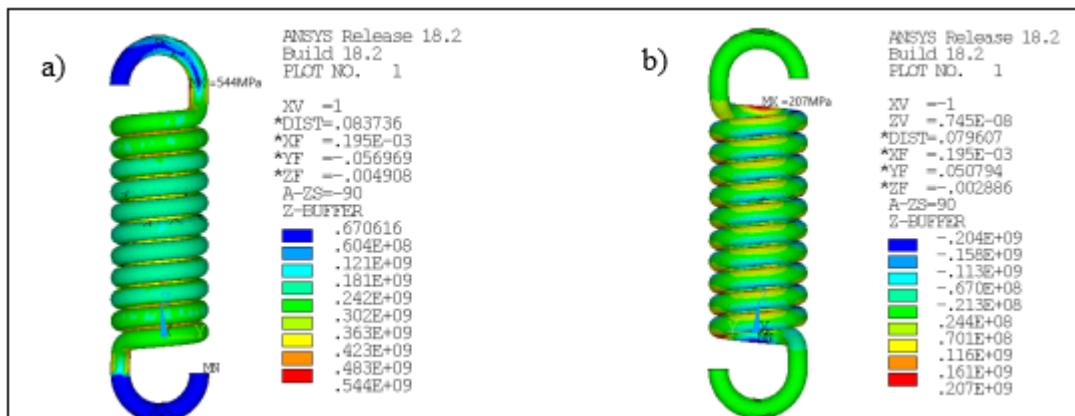
Fonte: MULLA et al., (2012)

Pan e colaboradores (2022) desenvolveram um sistema de modelagem paramétrica e análise por elementos finitos (MEF) voltado para molas helicoidais de tração. O objetivo do sistema é automatizar tanto a criação de modelos 3D quanto o processo de análise estrutural, promovendo uma integração entre ferramentas de design e simulação. Utilizando o software SolidWorks para a modelagem paramétrica, os autores criaram um modelo tridimensional da mola baseado em características dimensionais definidas pelo usuário. A análise por elementos finitos foi realizada no software ANSYS, onde diferentes parâmetros de material e condições de contorno, como tensões e cargas, foram aplicados para avaliar o desempenho da mola.

O sistema, desenvolvido utilizando a linguagem de programação Visual Basic (VB), permite automatizar a criação e modificação dos modelos, além de vincular diretamente essas alterações com a análise de tensões. Esse desenvolvimento visa acelerar o processo de design de molas helicoidais, minimizando erros manuais e garantindo maior precisão na simulação de seu comportamento estrutural sob diferentes condições de carga (PAN et al., 2022).

A Figura 11 apresenta os resultados da análise de tensões. A Figura 11a mostra o diagrama de tensões equivalentes de Von Mises sob uma carga de 500 N, revelando que a tensão máxima ocorre na superfície interna do anel de trabalho da mola, com um valor de aproximadamente 544 MPa. Em contraste, a Figura 11b ilustra a distribuição da tensão de cisalhamento, destacando que a máxima tensão de cisalhamento é de 207 MPa, localizada na conexão entre a parte efetiva da espira da mola e o gancho. A diferença nos valores de tensão entre as figuras deve-se ao tipo de tensão avaliada em cada caso: enquanto a Figura 11a representa a tensão equivalente, que combina diferentes componentes de tensão, a Figura 11b foca exclusivamente na tensão de cisalhamento (PAN et al., 2022).

Figura 11 – Tensões resultantes em molas de tração (a) Tensão equivalente de Von Mises e (b) Tensão de cisalhamento.



Fonte: PAN et al. (2022)

2.4 CRITÉRIOS DE FALHA.

Materiais dúcteis falham sob tensões estáticas quando as tensões aplicadas excedem seu limite de ruptura. Em componentes mecânicos, no entanto, a falha geralmente ocorre antes disso, durante o escoamento do material sob carga estática. A tensão de escoamento é significativamente menor do que a tensão de ruptura, o que requer que os critérios de falha estática sejam baseados na tensão de escoamento para evitar deformações permanentes que comprometam a funcionalidade (NORTON, 2013, p. 245).

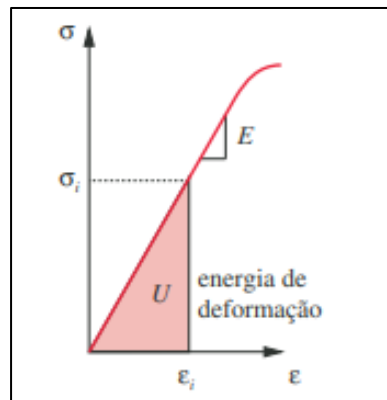
Além das falhas causadas por cargas estáticas, materiais submetidos a ciclos repetidos de carga estão sujeitos à falha por fadiga, na qual microtrincas se formam e propagam ao longo do tempo, mesmo em tensões abaixo do limite estático. Esses critérios de fadiga são usados para prever a vida útil de componentes expostos a tensões cíclicas, como molas, e avaliar sua resistência contra o acúmulo gradual de dano estrutural (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p. 285).

Os critérios a seguir abordam a falha sob cargas estáticas e de fadiga, utilizando a teoria da energia de distorção e o critério de Goodman, respectivamente.

2.4.1 Critério de Falha Estática: Teoria da energia de distorção de von Mises-Hencky

A energia de deformação U por unidade de volume, relacionada a uma determinada tensão, é representada pela área sob a curva tensão-deformação, como demonstrado na Figura 12 para um estado de tensão uniaxial (NORTON, 2013, p. 246).

Figura 12 – Energia de deformação interna armazenada em uma peça deformada



Fonte: NORTON (2013)

Supondo que a curva tensão-deformação seja essencialmente linear até o ponto considerado, a energia total de deformação por unidade de volume em qualquer ponto dentro deste intervalo pode ser expressa pela Equação 18.

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (18)$$

Materiais carregados hidrostáticamente, ficam submetidos a tensões uniformes em todas as direções. Essa condição pode ser obtida através da compressão, colocando a amostra em uma câmara de pressão. Diversos experimentos demonstraram que nessa condição os materiais podem suportar tensões hidrostáticas superiores à sua tensão máxima de compressão sem falhar, pois, apenas diminuem de volume sem alterar a forma (NORTON, 2013, p. 246).

A energia total de deformação em uma peça carregada é composta por duas componentes, uma devido ao carregamento hidrostático, que altera seu volume, e outra devido à distorção, que modifica sua forma. Ao separar essas duas componentes, a parcela de energia de distorção fornecerá uma medida da tensão de cisalhamento presente. Denotando U_h como a

componente hidrostática ou volumétrica e U_d como a componente de energia de distorção de acordo com a Equação 19 e pela Equação 20 (NORTON, 2013, p. 247).

$$U = U_h + U_d \quad (19)$$

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3] \quad (20)$$

Para estabelecer um critério de falha, compara-se a energia de distorção por unidade de volume, conforme expressa pela Equação 17, com a energia de distorção por unidade de volume observada em um corpo de prova submetido a um ensaio de tração. Este ensaio é a principal fonte de informações sobre a resistência do material. A tensão de falha relevante, neste contexto, é a tensão de escoamento S_y . O teste de tração caracteriza-se por um estado uniaxial de tensão onde, no ponto de escoamento, $\sigma_1 = S_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. A energia de distorção associada ao escoamento durante o teste de tração é determinada substituindo-se esses valores na Equação 20, obtendo a Equação 21 (NORTON, 2013, p. 248).

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (21)$$

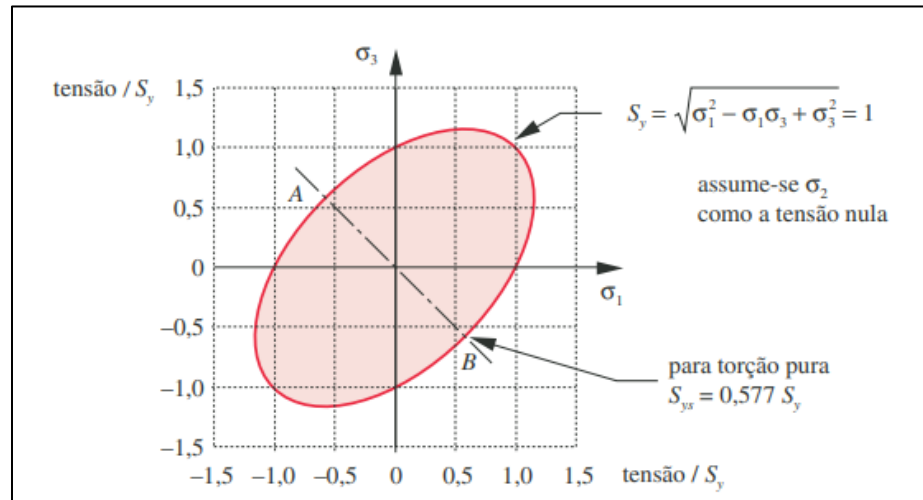
Para o estado duplo de tensão, $\sigma_2 = 0$, emprega-se a Equação 22, e para o estado triplo a Equação 23.

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_3^2} \quad (22)$$

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (23)$$

A equação da energia de distorção para o estado de tensão biaxial, representada pela Equação 22, descreve uma elipse. Quando essa elipse é plotada nos eixos σ_1 e σ_3 , o resultado é conforme ilustrado na Figura 13. A região interna dessa elipse define a combinação de tensões biaxiais que são seguras contra o escoamento sob carregamento estático (NORTON, 2013, p. 249).

Figura 13 – Elipse da energia de distorção no caso 2D normalizada para a tensão de escoamento do material



Fonte: NORTON (2013)

Em situações envolvendo tensões combinadas normal e de cisalhamento em um mesmo ponto, é conveniente definir uma tensão equivalente para representar a combinação de tensões. A tensão equivalente de von Mises, σ' , é a tensão de tração uniaxial que gera a mesma energia de distorção que a combinação atual das tensões aplicadas. Esse método permite tratar casos de tensão multiaxial combinada com tensões de cisalhamento como se fossem causados por um carregamento de tração pura (NORTON, 2013, p. 249).

As Equações 22 e 23 definem as condições para falha. Para fins de projeto, é conveniente incluir um coeficiente de segurança N escolhido de modo que o estado de tensões esteja seguramente dentro da elipse de falha por tensão da Figura 13, resultando na Equação 24 (NORTON, 2013, p. 251).

$$\sigma' = \frac{S_y}{N} \quad (24)$$

A tensão equivalente de von Mises para o caso tridimensional em termos das tensões aplicadas é encontrada a partir da Equação 25.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \quad (25)$$

2.4.2 Critério de Falha por Fadiga: Critério de falha de Goodman

O critério de Goodman é um dos métodos para a análise da falha por fadiga de materiais expostos a carregamentos variáveis, incorporando tanto os componentes estáticos quanto dinâmicos dos esforços aplicados. Este critério é utilizado para prever a vida útil de componentes sujeitos a ciclos de carga com variações entre tensões máximas e mínimas. Ele assume que a falha ocorrerá quando a soma ponderada dos componentes de tensão estático e dinâmico atingir um valor crítico determinado pelas propriedades de resistência do material. Os componentes mencionados referem-se à Tensão Alternada (σ_a), que é a diferença entre a tensão máxima (σ_{max}) e a tensão mínima (σ_{min}) experimentadas durante o ciclo de carregamento, conforme Equação 26. Além disso, inclui a Tensão Média (σ_m), que representa a média aritmética entre a tensão máxima e mínima, como definido pela Equação 27 (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p.301-302).

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (26)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (27)$$

Peças de máquinas e componentes estruturais raramente encontram-se sob tensões completamente invertidas. A maioria das vezes o carregamento atuante nesses componentes provoca tensões flutuantes. As tensões flutuantes são uma combinação de tensão estática constante no tempo e a tensão completamente invertida, caracterizada por suas componentes de tensão máxima e mínima, média e alternada, demonstrado pela Figura 14.

O carregamento completamente reverso caracteriza-se pela tensão média igual a zero, isso ocorre porque a tensão máxima positiva é igual em magnitude a tensão mínima negativa, ilustrado na Figura 14 (f).

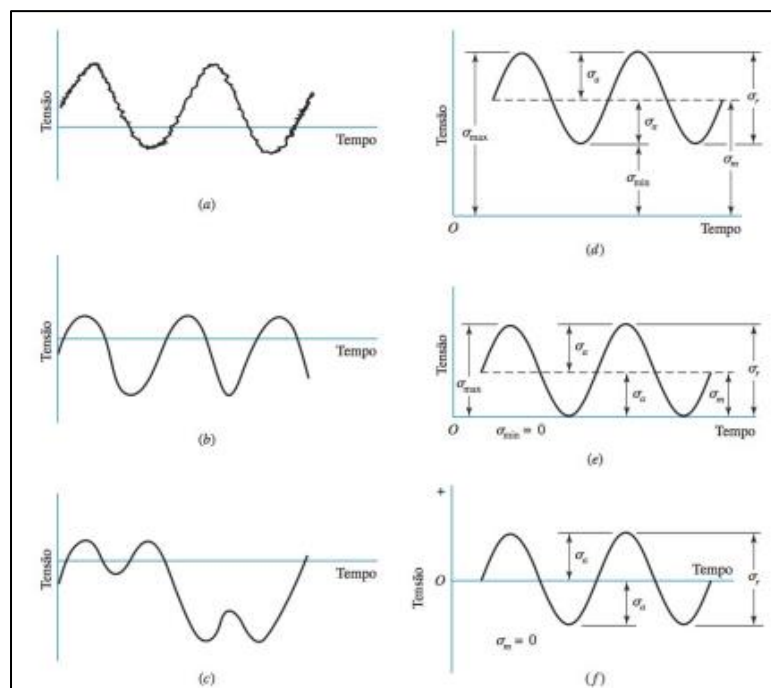
As cargas flutuantes possuem a tensão média constante diferente de zero, Figura 14 (d). A mola de tração é um exemplo da atuação desse carregamento, pois está sujeita a uma pré carga que corresponde a uma tensão média, que em operação está sujeita a cargas invertidas de tração e compressão a uma determinada amplitude.

A carga repetida é um caso particular dos carregamentos flutuantes, onde a tensão mínima é igual a zero. Dessa forma a amplitude de tensão e a tensão médias são iguais, Figura 14 (e).

A tensão flutuante não senoidal ocorre quando a amplitude de tensão e a magnitude da tensão média variam periodicamente, Figura 14 (b) e (c).

A tensão flutuante com ondulação de alta frequência refere-se às variações rápidas e frequentes na magnitude das tensões. Este fenômeno é comum em sistemas sujeitos a cargas dinâmicas intensas, como máquinas rotativas de alta velocidade, componentes em ambientes de vibração intensa, ou estruturas expostas a ventos turbulentos, Figura 14 (a) (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p.298 - 304).

Figura 14 – Relação tempo x tensão

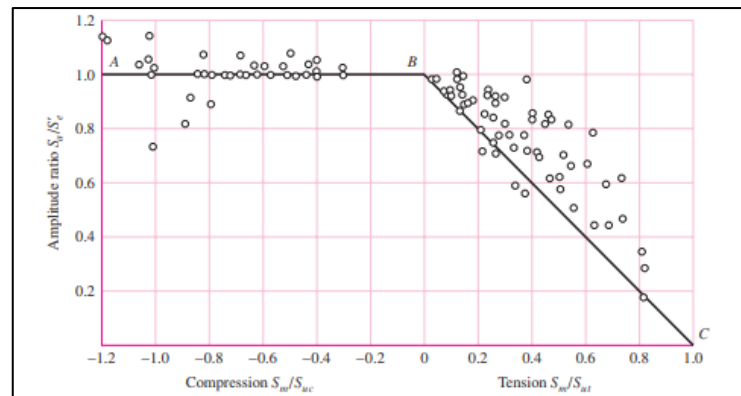


Fonte: BUDYNAS, NISBETT (2016)

O gráfico de falhas por fadiga para tensões médias em regiões de tração e compressão pode ser normalizado usando a razão dos componentes de resistência estável à resistência à tração S_m / S_{ut} , à resistência à compressão S_m / S_{uc} , e da amplitude de resistência ao limite de resistência à fadiga S_a / S'_e . Quando a tensão média está na região de compressão, a falha ocorre quando $\sigma_a = S_e$ ou $\sigma_{max} = S_{yc}$ conforme indicado no lado esquerdo da Figura 15. Nesses casos, não é necessário desenvolver um diagrama de fadiga ou outro critério de falha adicional (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p.304).

Ao analisar os dados da Figura 15, tanto uma parábola quanto uma elipse têm maior capacidade de ajustar-se aos dados de tensão média, permitindo assim a quantificação mais precisa da probabilidade de falha.

Figura 15 – Falhas por fadiga para tensões médias em regiões de tração e compressão



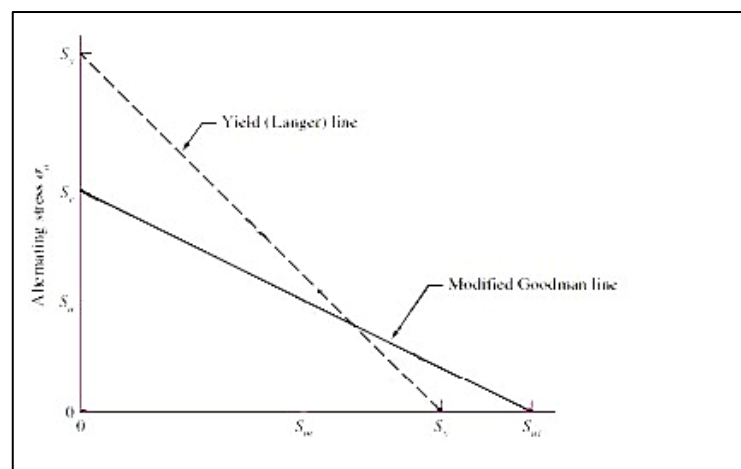
Fonte: BUDYNAS, NISBETT (2011)

Quando as tensões n_{σ_a} e n_{σ_m} são usadas em substituição a S_a e S_m , respectivamente, onde n representa o fator de projeto ou fator de segurança, a Equação 28, conhecida como a linha de Soderberg, é modificada para refletir esta adaptação (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p. 309 - 310).

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (28)$$

Na Figura 16 um ponto A na linha de Goodman, por exemplo, fornece a resistência S_m como o valor limitante de σ_m correspondente à resistência S_a , que, em conjunto com σ_m é o valor limitante de σ_a (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p. 305).

Figura 16 – Diagrama de Fadiga com Critérios de Falha



Fonte: BUDYNAS, NISBETT (2011)

Para evitar falhas estruturais prematuras causadas por cargas repetidas, todas as partes críticas de uma máquina devem ser projetadas, fabricadas, montadas e instaladas de forma a minimizar tensões residuais ou sustentadas e concentrações de tensão. Práticas como endireitamento a frio, conformação a frio e montagem de superfícies desalinhadas que resultam em tensões residuais deve ser evitada sempre que possível. Quando tais práticas não puderem ser evitadas, práticas corretivas como tratamento térmico para alívio de tensão, shot peening ou técnicas similares de tratamento de superfície devem ser usadas para minimizar a falha prematura por fadiga (U S ARMY MATERIEL COMMAND, 1972, p. 403).

Quando um material é submetido a tensões cíclicas, microtrincas começam a se formar na estrutura cristalina. Essas trincas tendem a propagar-se sob a ação repetitiva das tensões, mesmo abaixo do limite de resistência estática. O ponto de início da fadiga ocorre onde há concentração de tensões, como descontinuidades superficiais ou variações microestruturais. O limite de resistência à fadiga (S_e) é definido pela amplitude das tensões alternantes quando as tensões médias são nulas ou compressivas. Isso significa que a fadiga é mais crítica quando a tensão média é baixa ou negativa, pois as tensões alternantes não são neutralizadas por uma tensão média compensatória. (BUDYNAS, NISBETT, 2011, p. 285).

Para uma mola de tração as tensões pulsantes podem ser nulas ou compressivas durante partes do ciclo de carga, a tensão média trativa resultante pode influenciar significativamente a vida útil da mola. A presença de uma tensão média trativa, mesmo que pequena, pode aumentar as tensões pulsantes efetivas percebidas pelo material, comprometendo a resistência à fadiga.

2.5 TRATAMENTO TÉRMICO.

De acordo com Silva e Mei (1988, p. 93), tratamentos térmicos referem-se a operações controladas de aquecimento e resfriamento com o objetivo de modificar as propriedades de aços e ligas especiais. Os principais tratamentos incluem recozimento, normalização, têmpera e revenimento.

A dureza e outras propriedades de muitos tipos de aços e metais não ferrosos podem ser modificadas através de tratamentos térmicos. O aço, uma liga de ferro e carbono, tem sua capacidade de ser tratado termicamente influenciada pela porcentagem de carbono em massa presente na liga. A classificação dos aços de acordo com o teor de carbono inclui: baixo carbono (0,03% a 0,30%), médio carbono (0,35% a 0,55%), e alto carbono (0,60% a 1,50%), enquanto ferros fundidos contêm frações de carbono superiores a 2%. Aços de baixo carbono possuem

teores de carbono insuficientes para endurecimento total, requerendo outros processos de endurecimento superficial. Aços de médio e alto carbono podem ser submetidos a endurecimento total por meio de tratamentos térmicos adequados. A profundidade do endurecimento varia de acordo com a presença de elementos de liga na composição do aço (NORTON, 2013, p. 43-44).

Além dos métodos convencionais de tratamento térmico, como têmpera e revenimento, técnicas modernas como o peening a laser (LSP) e têmpera assistida por deformação (SAT) têm se destacado no aprimoramento das propriedades dos metais. De acordo com Soyama e Iga (2023), o peening a laser (LSP) utiliza pulsos de laser para induzir tensões compressivas, resultando em melhorias significativas na resistência à fadiga, corrosão e fratura por tensão. Durante o processo, o laser gera ondas de choque que causam deformações locais na superfície do metal, promovendo uma compressão residual que aprimora suas propriedades mecânicas.

O SAT é um processo de tratamento térmico que combina a têmpera convencional com a aplicação de deformação mecânica controlada. Durante o SAT, após a etapa inicial de têmpera, o material é submetido a uma sequência de operações de revenimento alternadas com operações de deformação. Isso resulta em uma combinação única de propriedades mecânicas, onde a alta resistência é alcançada devido ao tratamento térmico, enquanto a deformação mecânica controlada melhora a ductilidade e a tenacidade do material. O SAT é especialmente utilizado para melhorar as propriedades de aços para molas, permitindo uma redução de peso considerável em veículos de transporte, ao mesmo tempo em que mantém sua capacidade de suportar cargas e fadiga (NOVÝ et al., 2023).

Tradicionalmente tratados pelo processo de têmpera e revenimento (QT), os aços mola podem ser submetidos ao processo de têmpera assistida por deformação (SAT) para aumentar ainda mais suas propriedades mecânicas. No entanto, a sensibilidade à fadiga é um desafio importante, pois defeitos superficiais e internos podem desencadear o início de fissuras de fadiga (PROCHÁZKA et al., 2023).

Procházka e colaboradores (2023), adotaram a técnica de peening a laser (LSP) para introduzir uma camada de compressão na superfície do material, visando melhorar sua resistência à fadiga. O LSP é capaz de modificar a distribuição de tensões residuais profundamente na superfície do material, eliminando iniciadores de fadiga superficiais e prolongando sua vida útil.

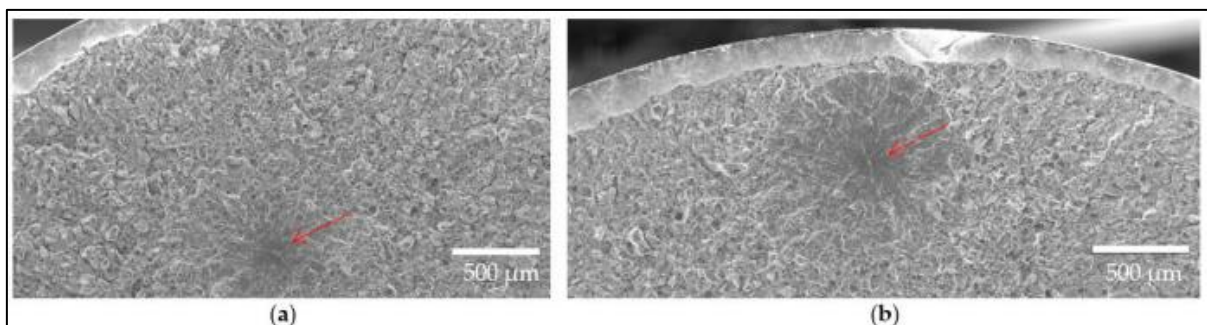
Para avaliar a resistência à fadiga de aços para mola, Procházka e colaboradores (2023) realizaram o teste de fadiga de três pontos de flexão (3PB). Neste teste, a amostra é submetida a cargas cíclicas repetidas em três pontos de flexão ao longo de sua extensão, com o objetivo de simular as condições de fadiga encontradas em aplicações práticas. Durante o ensaio, a amostra é submetida a um número específico de ciclos de carga até a falha, sendo este número um indicador da resistência à fadiga do material.

O tratamento térmico de têmpera e revenimento (QT) aplicado ao aço 54SiCr6 resultou em melhorias substanciais nas propriedades mecânicas do material. Além disso, o processo de têmpera assistida por deformação (SAT) proporcionou um aprimoramento adicional dessas propriedades, resultando em uma combinação de alta resistência mecânica e boa ductilidade (PROCHÁZKA et al., 2023).

No que diz respeito à resistência à fadiga, observou-se que o material tratado com o processo SAT apresentou uma resistência superior à fadiga em comparação com o material submetido apenas ao tratamento QT. Notavelmente, a aplicação do processo de LSP no material SAT resultou em um aumento ainda maior na resistência à fadiga, com um incremento de aproximadamente 25% em comparação com o material SAT não tratado (PROCHÁZKA et al., 2023).

A análise das superfícies de fratura revelou diferentes tipos de iniciadores de fissuras de fadiga, dependendo do tratamento aplicado. Enquanto o material SAT mostrou uma maior sensibilidade à iniciação de trincas de fadiga na superfície em comparação com o material QT, a aplicação do processo LSP eliminou os iniciadores de fissuras de fadiga na superfície, deslocando-os para o interior do material, conforme mostra a Figura 17. (PROCHÁZKA et al., 2023).

Figura 17 – Superfície de fratura em fadiga da amostra (a) SAT + LSP e (b) SAT



Fonte: PROCHÁZKA et al. (2023)

Os resultados destacam a significativa melhora das propriedades mecânicas e resistência à fadiga do material SAT em comparação com o tratamento térmico QT básico. Aumentos de 28% na resistência ao escoamento e 15% na resistência à tração foram observados. Além disso, o material SAT apresentou resistência à fadiga superior e a incorporação do processo de peening a laser (LSP) durante a produção do fio resultou em uma resistência à fadiga ainda maior (PROCHÁZKA et al., 2023).

Os tratamentos térmicos como têmpera e revenimento, melhoram as propriedades mecânicas dos materiais, incluindo resistência à tração e dureza, qualidade e desempenho, especialmente em aplicações onde a resistência à fadiga e outras propriedades mecânicas são críticas. No entanto, é importante notar que esses processos aumentam os custos de fabricação devido à necessidade de equipamentos especializados e tempo de produção prolongado.

2.6 ASPECTOS DE ENSAIO DE DUREZA.

A quantificação da dureza pode ser realizada por meio de diversas metodologias, entre as quais a técnica de medição por penetração se destaca. As três abordagens mais comuns são: Vickers (HV), Brinell (HB) e Rockwell, elas utilizam um penetrador que é pressionado contra a superfície do material para determinar sua dureza. Após a remoção da carga, é feita a medição da impressão deixada na superfície: no caso do penetrador esférico, o diâmetro da impressão é mensurado; para o penetrador em forma de pirâmide de base quadrada, são avaliados os lados; e na técnica Rockwell, a profundidade da impressão é o parâmetro analisado. Materiais menos duros tendem a apresentar impressões consideravelmente maiores do que aqueles mais duros, uma vez que os últimos demonstram maior resistência ao carregamento localizado aplicado (NORTON, 2013, p. 430).

Segundo Norton (2013), a relação empírica entre dureza e a tensão de ruptura de um aço, referida como limite de resistência a tração S_{ut} , se dá pela Equação 26:

$$S_{ut} = 3,45HB \quad (26)$$

A Equação (27), estabelece a relação entre a resistência à tração do material (S_{ut}) e o diâmetro do arame (d), com os parâmetros A (coeficiente) e b (expoente) definidos empiricamente para diferentes materiais e intervalos de diâmetro. Arames de menor diâmetro apresentam maior resistência à tração, devido à aproximação da resistência teórica das ligações atômicas do material. Isso ocorre porque o estiramento a frio provoca encruamento,

aumentando a resistência à tração do material à custa de sua ductilidade. Por exemplo, um arame de aço que apresenta resistência à tração de aproximadamente 1380MPa com diâmetro de 7,4 mm pode quase dobrar sua resistência quando reduzido para um diâmetro de 0,25 mm (NORTON, 2013, p. 792).

$$S_{ut} = Ad^b \quad (27)$$

O Quadro 2 apresenta os coeficientes e expoentes utilizados na Equação (27) para calcular a resistência à tração de arames de diferentes materiais normalizados pela ASTM, considerando seus intervalos de diâmetro.

Quadro 2 – Coeficientes e expoentes para a Equação (27)

N° ASTM	Intervalo de Diâmetro (mm)	Expoente b	Coeficiente A (Mpa)	Fator de Correlação
A227	0,5 – 16	- 0,182	1753,3	0,998
A228	0,3 – 6	- 0,1625	2153,5	0,9997
A229	0,5 – 16	- 0,183	1831,2	0,999
A232	0,5 – 12	- 0,145	1909,9	0,998
A401	0,8 - 11	- 0,093	2059,2	0,991

Fonte: Adaptado de: NORTON (2013)

3 METODOLOGIA

Neste estudo, foram obtidas quatro amostras de molas helicoidais comerciais. As dimensões das amostras foram medidas, e o material foi caracterizado por meio de ensaios. Ensaios de tração nas molas foram conduzidos para obter a curva elástica e validar a modelagem numérica por elementos finitos.

3.1 ESPECIFICAÇÃO DO PROBLEMA

3.1.1 Objeto de estudo

A mola helicoidal de tração adquirida é usada em sistemas de ninhos automáticos para peruas da empresa MGH Agricultural Technologies. A Figura 18 mostra a mola sobre uma vista superior. Adotou-se a nomenclatura de Gancho 1 para o gancho com haste e Gancho 2 para o gancho sem haste.

Figura 18 – Mola de extensão



Fonte: O Autor (2024)

Para caracterizar completamente a mola, foi necessário medir suas principais dimensões. Determinou-se que, para os objetivos e aplicações deste estudo, um instrumento de medição com precisão de 0,02 mm seria adequado. Portanto, foi utilizado um paquímetro universal da marca Tramontina-Pró para realizar as medições da peça. A Tabela 1 apresenta as dimensões nominais da mola analisada, cuja configuração inclui 15 espiras ativas no corpo da mola.

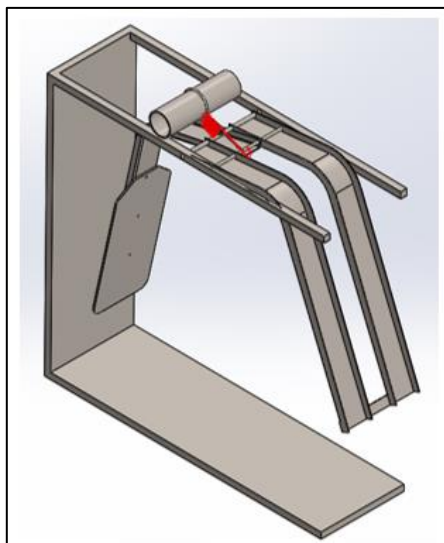
Tabela 1 – Dimensões da mola

Parâmetro específico	Dimensão (mm)
Diâmetro do arame	2,00
Diâmetro externo do corpo	16,00
Diâmetro médio do corpo	14,00
Comprimento do corpo	30,00
Comprimento do laço (Gancho 1)	75,00
Comprimento do laço (Gancho 2)	10,00
Comprimento total	120,00

Fonte: O Autor (2024)

A Figura 19 apresenta uma visão isométrica do sistema completo, com a mola grifada em vermelho.

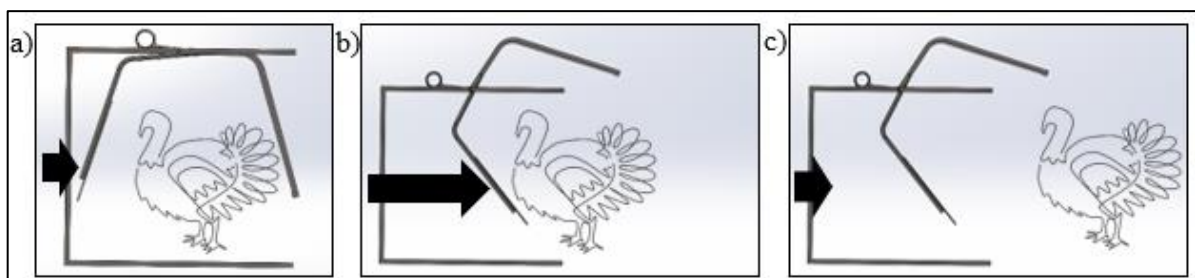
Figura 19 – Vista isométrica do sistema



Fonte: O Autor (2024)

A Figura 20 exibe uma vista lateral do sistema. Na Figura 20a observa-se o mecanismo com o pistão recuado e a mola tensionada ao seu ponto máximo, resultando no alongamento do corpo da mola em 30mm, que ocorre devido a força aplicada na mola de 112N. A Figura 20b ilustra o momento em que o pistão é acionado para expulsar a ave, fazendo a mola recuar 30mm, deixando a mola completamente relaxada. Na Figura 20c a mola está sustentando a carga gerada pelo próprio peso da armadilha, uma vez que o pistão volta a posição recolhida alongando o corpo da mola em 13mm, sob uma força aplicada de 50N.

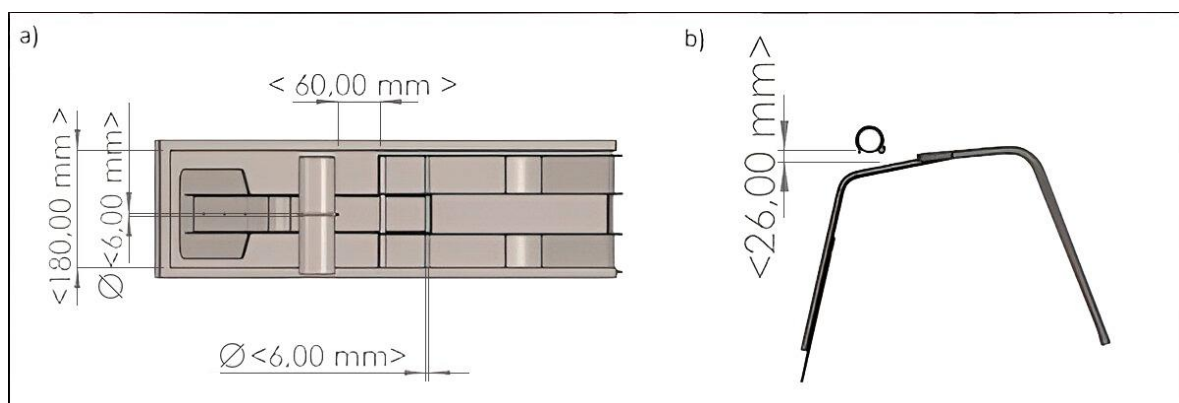
Figura 20 – Vista lateral do sistema



Fonte: O Autor (2024)

A Figura 21 apresenta duas vistas do sistema com dimensões anotadas, representando o espaço onde a mola se acomoda. Na Figura 21a, observa-se a vista superior do mecanismo, evidenciando o espaço total disponível de 60 mm para a abertura do corpo da mola, com 6 mm em cada extremidade onde a mola se prende, tanto no gancho 1 quanto no gancho 2. Além disso, o espaço lateral disponível é de 180 mm. A Figura 21b exibe uma vista lateral do sistema, onde o espaço entre o ponto de fixação do gancho 2 e a parte superior da armadilha é de 26 mm. Isso indica que o dimensionamento do corpo da mola deve considerar não apenas o espaço lateral de 180 mm, mas também a restrição de 26 mm de altura, de modo a evitar qualquer contato com a parte superior da armadilha caso a geometria da mola seja alterada.

Figura 21 – Dimensões do sistema para aplicação da mola



Fonte: O Autor (2024)

A Figura 22 ilustra a deformação permanente observada na mola. Na Figura 22a, a mola está em sua condição original, sem deformações; já na Figura 22b, ela apresenta uma deformação permanente, o que compromete a funcionalidade e o desempenho esperado do sistema.

Figura 22 – Mola de extensão (a) condição original e (b) com deformação permanente



Fonte: O Autor (2024)

3.2 PROPOSTA DE IMPLEMENTAÇÃO

3.2.1 Modelo em CAD

A geometria da mola é importante para a simulação, pois ela define o domínio matemático das equações governantes que são inseridas no software de simulação. Para isso, a geometria é representada no software por meio de um modelo em CAD. O software escolhido para a modelagem computacional da mola, em termos de estrutura, foi o *SolidWorks*. Esse software utiliza computação paramétrica, permitindo a criação de formas tridimensionais a partir de operações geométricas básicas.

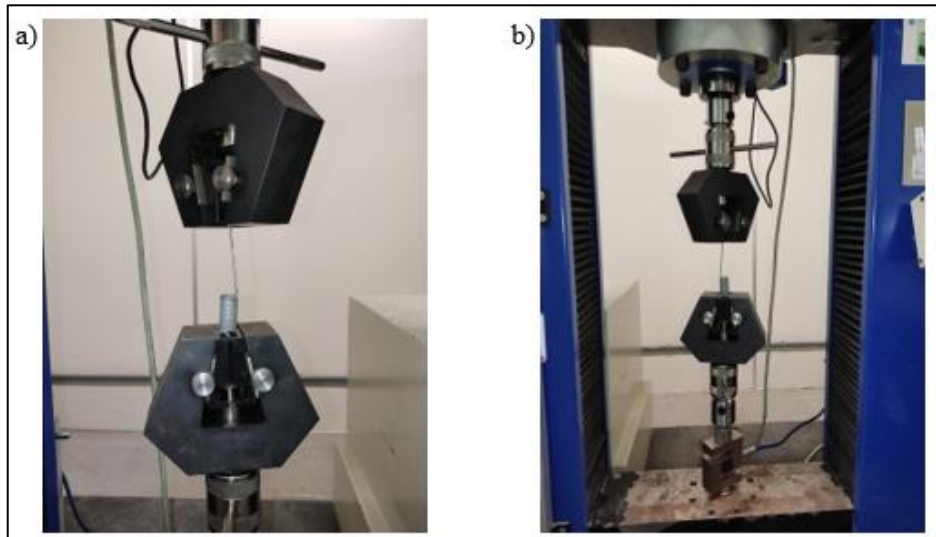
3.2.2 Ensaio de tração

Os ensaios são procedimentos experimentais de natureza simulada com o objetivo de verificar se determinado material, posteriormente utilizado na fabricação de uma estrutura ou componente, suportará os esforços reais aplicados sobre ele sem falhar.

O ensaio de tração é o mais comum entre os ensaios, pois a partir dele é possível obter o diagrama tensão-deformação específica, que revela diversas propriedades mecânicas dos

materiais. Neste estudo, o ensaio de tração foi aplicado nas amostras de mola para obtenção da curva força-deslocamento, utilizando uma máquina de ensaio universal EMIC DL 20000. As Figuras 23a e 23b ilustram o modo como as molas foram presas ao cabeçote da máquina.

Figura 23 – Mola fixada na máquina de ensaio universal com célula de carga de 20KN



Fonte: O Autor (2024)

Foram realizados três testes de carga em cada uma das quatro amostras, sendo estabelecido um deslocamento máximo de 35 mm para cada teste. A Figura 24 representa a amostra 1 sob teste de carga no deslocamento máximo.

Figura 24 – Mola sob tração



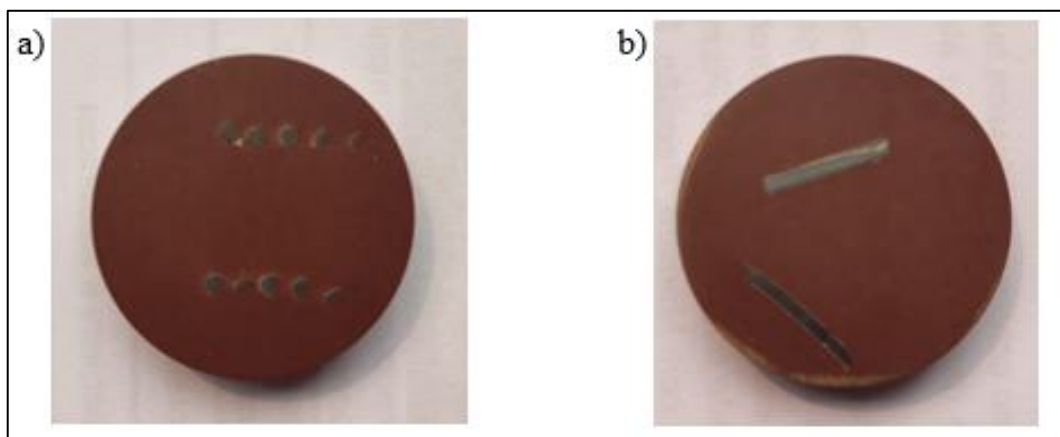
Fonte: O Autor (2024)

3.2.3 Análise metalográfica

O processo para caracterizar a microestrutura do material em estudo, por meio da análise metalográfica, envolve etapas preparatórias.

Inicialmente, o corpo da mola foi submetido a um corte longitudinal, enquanto o gancho foi seccionado transversalmente utilizando uma serra manual, a fim de evitar o aquecimento da amostra. Após o corte, foram embutidas duas amostras, com o intuito de facilitar o manuseio durante as etapas de lixamento e polimento, conforme ilustrado na Figura 25. A Figura 25a representa a amostra com o corpo da mola e a Figura 25b com o gancho.

Figura 25 – Amostras embutidas

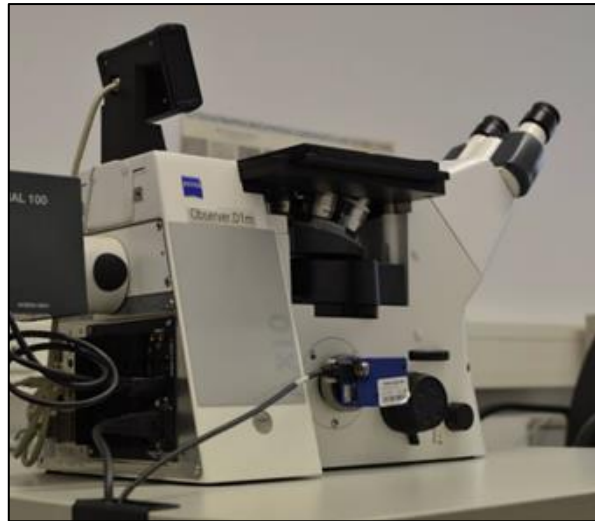


Fonte: O Autor (2024)

O lixamento ocorreu em uma sequência de granulações crescentes, incluindo lixas de 150, 240, 400, 600 e 1200. Este processo remove imperfeições e arranhões grosseiros. Após o lixamento as amostras foram submetidas ao polimento com pasta diamantada, o que eliminou arranhões mais finos deixado pelo lixamento e refinou a superfície. Assim as amostras ficaram prontas para o ataque com Ácido nítrico 2%, também conhecido como nital, por um período de aproximadamente 20 segundos.

A análise utilizou um microscópio Zeiss Observer D1m, Figura 26, com uma ampliação de até 1000x, ele proporciona uma visão mais detalhada das amostras. Equipado com o software Zeiss AxioVision, o sistema oferece funções de medição, auxiliando na análise das características metalográficas.

Figura 26 – Microscópio Zeiss Observer D1m



Fonte: O Autor (2024)

3.2.4 Microdureza Vickers

A técnica mais comum para o ensaio de microdureza é a dureza Vickers, que utiliza um penetrador de diamante em forma de pirâmide com base quadrada. Para realizar o ensaio, o penetrador é pressionado contra a superfície do material com uma carga pequena. A impressão deixada pelo penetrador é então medida, e a dureza é calculada com base no tamanho da impressão. O teste de microdureza foi realizado em um Microdurômetro Multivickers FLC50V, como ilustrado na Figura 27.

Figura 27 – Microdurômetro FLC50V



Fonte: O Autor (2024)

Adicionalmente, a dureza Vickers pode ser utilizada em qualquer material e espessura, proporcionando uma única escala de dureza, o que simplifica a interpretação dos resultados.

Antes de iniciar o ensaio de microdureza, a amostra passou por uma preparação metalográfica para assegurar que a superfície esteja plana e polida, em razão das pequenas cargas que serão aplicadas.

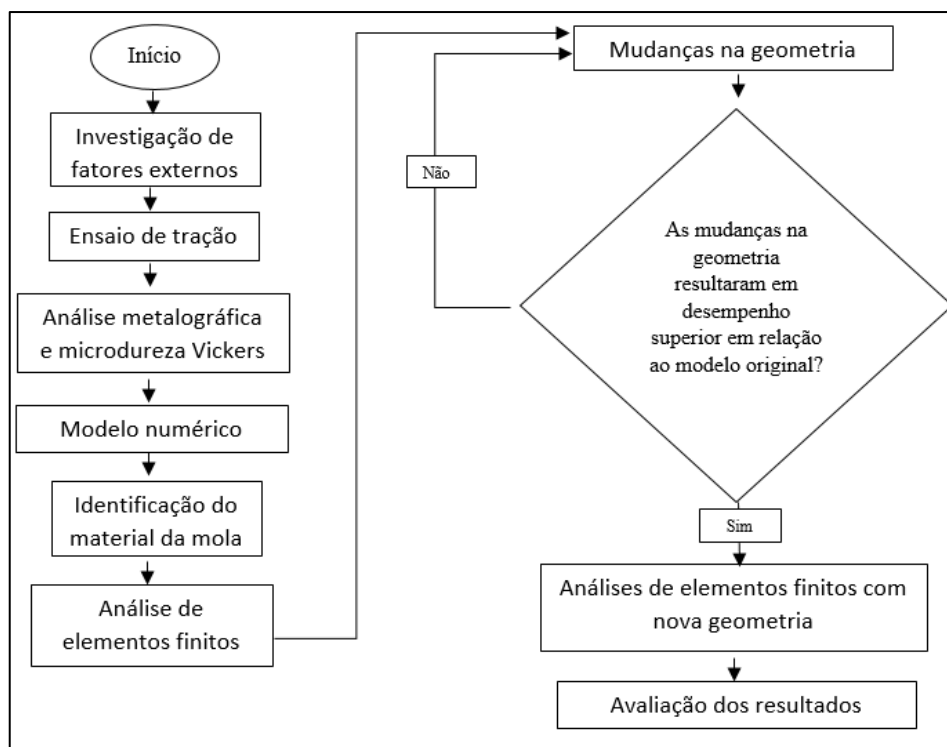
3.2.5 Análise de elementos finitos

A análise de elementos finitos é uma técnica para simular o comportamento estrutural de peças e montagens. Esse processo começa com a preparação do modelo CAD. Em seguida, define-se o tipo de análise e aplicam-se condições de contorno, como o material com suas propriedades físicas e mecânicas fixações e cargas. Após a execução da análise, interpretam-se os resultados para avaliar tensões e deslocamentos.

3.2.6 Fluxograma

A Figura 28 apresenta o fluxograma delineando as etapas que foram seguidas na resolução do problema proposto.

Figura 28 – Fluxograma



4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta e discute os resultados obtidos a partir das análises visuais e analíticas realizadas sobre o comportamento da mola, com o objetivo de compreender seu desempenho nas condições de carga atuantes.

4.1 CÁLCULOS ANALÍTICOS DAS PROPRIEDADES DA MOLA

Para a realização dos cálculos, foram considerados o Gancho 1 e o Gancho 2, conforme ilustrado na Figura 18, e utilizado as dimensões especificadas na Tabela 1. Os aços utilizados como base para os cálculos foram os ASTM A227, ASTM A228 e ASTM A229. Como o material exato da mola não era conhecido, optou-se por utilizar esses aços de alto teor de carbono, que são frequentemente empregados em molas de tração, de acordo com Norton (2013) no Quadro 1. O Quadro 3 exibe os valores do limite de escoamento em tração (S_y), limite de escoamento ao cisalhamento (S_{sy}), o módulo de cisalhamento transversal do aço (G) e o módulo de elasticidade longitudinal (E). Com esses valores, é possível realizar os cálculos das propriedades mecânicas da mola.

Quadro 3 – Parâmetros dos materiais para cálculos analíticos

Material	S_y (MPa)	S_{sy} (MPa)	E (GPa)	G (GPa)
ASTM A227	1172	703	197,2	79,3
ASTM A228	1500	900	196,5	81
ASTM A229	1222	733	196,5	77,2

Fonte: Adaptado de: ASTM INTERNATIONAL (2002)

A constante elástica (k) e a força aplicada na mola foram calculadas de acordo com a Equação 4. Os resultados obtidos para a constante elástica nominal (k_n) de cada material considerado nesse estudo estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 – Resultados da constante elástica nominal (k_n)

Material	Constante elástica (N/mm)
ASTM A227	3,85
ASTM A228	3,93
ASTM A229	3,75

Fonte: O Autor (2024)

A Força aplicada sobre a mola (F), a tensão no corpo da mola (τ_{corpo}) e o coeficiente de segurança no corpo contra escoamento (CS) foram calculados de acordo com a Equação 6 e 9, os valores foram ajustados para cada material analisado, considerando as diferenças nas constantes elásticas nominais. As tensões nos ganchos da mola por flexão (σ_a) e cisalhamento (τ_b), os respectivos coeficientes de segurança contra escoamento (CS (σ_a)) e (CS (τ_b)) foram calculados de acordo com a Equação 10, 13, 14 e 17. Os coeficientes de segurança contra a fadiga (n_f) foram calculados de acordo com a equação 28. Foram realizados cálculos considerando os três aços descritos no Quadro 3 e os resultados foram listados na Tabela 3.

Tabela 3 – Resultados analíticos de tensões e coeficientes de segurança

AÇO	F (N)	τ_{corpo} (Mpa)	CS (corpo)	n_f (corpo)	Gancho	σ_a (Mpa)	CS (σ_a)	n_f (σ_a)	τ_b (Mpa)	CS (τ_b)	n_f (τ_b)
A227	116	618	1,18	1,21	1	760	1,60	1,40	362	2,02	1,81
					2	1189	1,02	0,89	329	2,22	1,81
A228	118	632	1,16	1,10	1	776	1,57	1,47	369	1,98	1,87
					2	1215	1,00	0,94	336	2,18	1,87
A229	112	602	1,21	1,11	1	740	1,65	1,45	352	2,08	1,87
					2	1158	1,05	0,93	320	2,28	1,87

Fonte: O Autor (2024)

A análise dos coeficientes de segurança CS e n_f calculados indica que o Gancho 2 da mola é o elemento mais crítico, com os menores valores de CS (σ_a) e n_f (σ_a) indicando maior suscetibilidade a deformação e falha por fadiga. Apesar disso, o problema prático identificado no equipamento está relacionado à deformação permanente do corpo da mola, e não do gancho. Uma possível explicação é que, embora ambos possam estar sofrendo deformação, a deformação permanente do corpo da mola tem um impacto funcional mais perceptível no desempenho do sistema e a deformação no gancho tende a ser menos perceptível inicialmente, pois sua função principal é transmitir a carga, e pequenas deformações podem não gerar um impacto imediato. No entanto, a soma das deformações no gancho e no corpo da mola pode amplificar o problema geral, acelerando o desgaste e agravando o mau funcionamento.

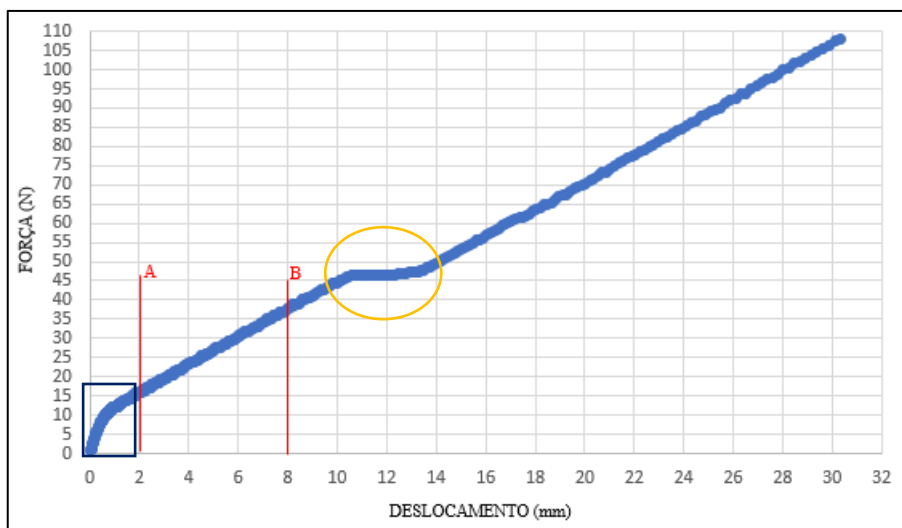
O corpo da mola é constantemente submetido a tensões ao longo de toda a sua extensão, devido à carga axial aplicada. Esse carregamento contínuo pode gerar concentrações de tensão locais em regiões críticas do corpo, especialmente em pontos de transição entre espiras. Além disso, pequenos defeitos ou irregularidades na superfície do fio podem servir como iniciadores de deformação, intensificando o problema. Já nos ganchos, as tensões são predominantemente de flexão e cisalhamento concentradas em áreas menores. Apesar das tensões máximas no Gancho 2 serem calculadas como mais críticas, a geometria e os possíveis efeitos de endurecimento localizado, causado pelo dobramento do arame durante a fabricação, podem contribuir para retardar ou mitigar a ocorrência de deformações significativas nos ganchos.

4.2 ENSAIO DE TRAÇÃO

Foram realizados quatro ensaios para cada amostra, totalizando dezesseis ensaios ao todo. Os diagramas força-deslocamento obtidos para cada amostra estão apresentados nas Figuras 29 para amostra 1, Figura 30 para amostra 2, Figura 31 para amostra 3 e Figura 32 para amostra 4. Para obter as constantes de mola experimentais, foi cortado a parte inicial da curva do diagrama, onde o deslocamento começa em 2mm até 8mm, destacados em vermelho como ponto inicial A e ponto final B, em que a mola está começando a se deformar elasticamente. Conforme Norton (2013), molas helicoidais de tração costumam ser fabricadas de tal maneira que apresentam uma resistência maior a deflexão inicial, denominada pré-carga. As molas ensaiadas apresentaram uma força de pré-carga em torno de 15 N, representado por um retângulo preto nas Figuras. Para amostra 4 utilizou-se uma mola nova, enquanto as demais amostras consistiam em molas que já estavam em uso no sistema, resultando em uma pré-carga

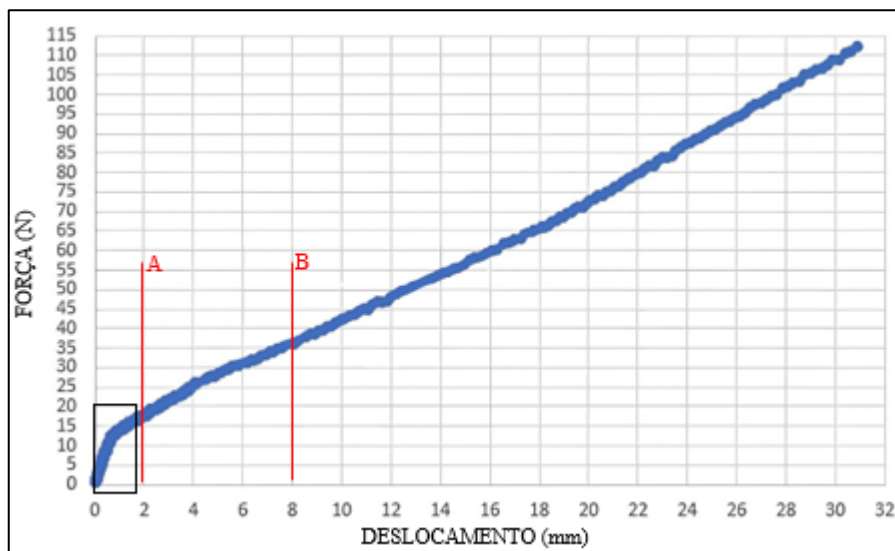
um pouco menor devido ao desgaste operacional. Na Figura 31, observa-se um patamar no gráfico entre os deslocamentos de 11 mm e 13 mm, com uma força de aproximadamente 45 N, grifado com um círculo amarelo. Esse comportamento ocorreu devido ao escorregamento causado pela fixação das molas na máquina de ensaio, que foi realizada utilizando garras planas.

Figura 29 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 1



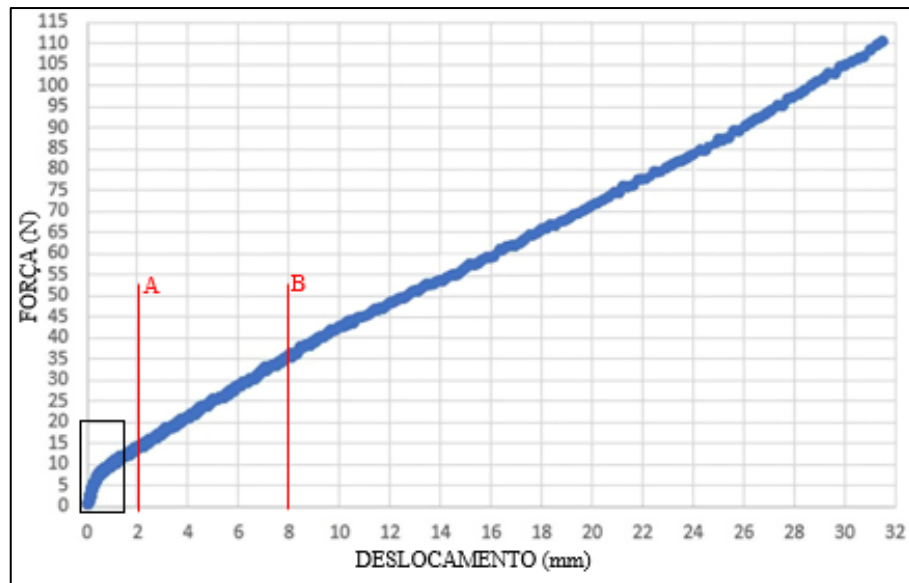
Fonte: O Autor (2024)

Figura 30 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 2



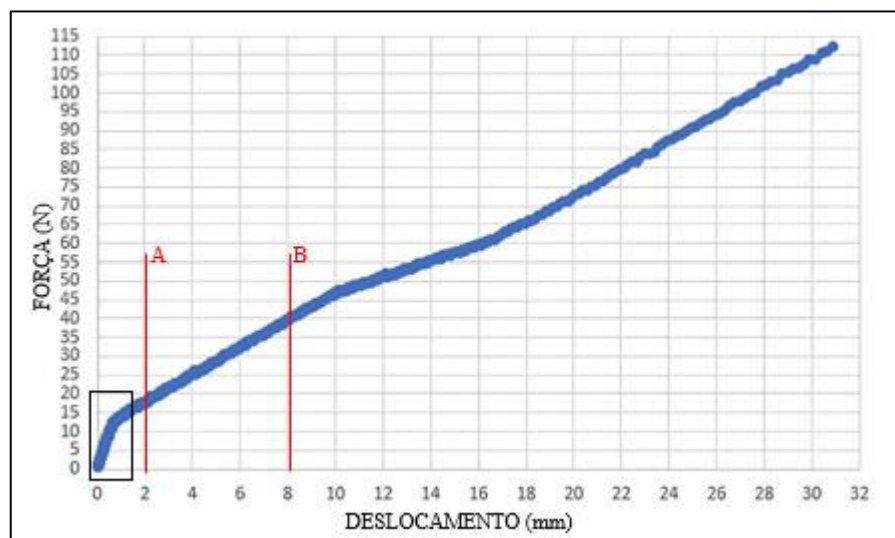
Fonte: O Autor (2024)

Figura 31 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 3



Fonte: O Autor (2024)

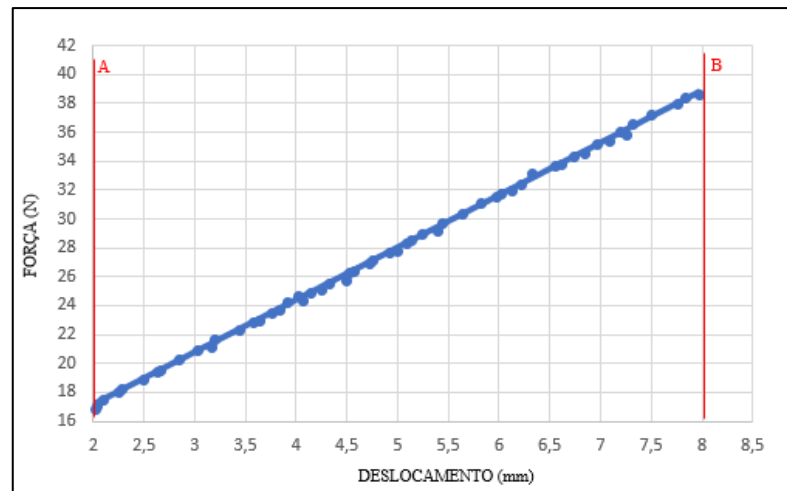
Figura 32 – Gráfico Força x Deslocamento Amostra 4



Fonte: O Autor (2024)

A Figura 33 ilustra a parte linear (AB) selecionada da curva completa obtida no ensaio de tração da Amostra 1.

Figura 33 – Gráfico da região retilínea da deflexão da mola (AB)



Fonte: O Autor (2024)

Para estabelecer uma relação entre os resultados experimentais obtidos nos ensaios e os parâmetros teóricos, foi realizada uma comparação entre as constantes elásticas teórica e experimentais para cada amostra. A curva apresentada na Figura 33, mostra um alongamento de 6mm resultante da ação de uma força que varia de 17 N até 39 N, aproximadamente. Para as demais amostras foram analisadas suas respectivas retas e calculados os resultados das constantes elásticas (k_n). Com base nesses valores foi feita a Tabela 4 com os resultados obtidos.

Tabela 4 – Resultados experimentais de constante elástica (k_n) das amostras

Amostra	Constante elástica (N/mm)
1	3,70
2	3,66
3	3,68
4	3,69
	3,68 ± 0,020

Fonte: O Autor (2024)

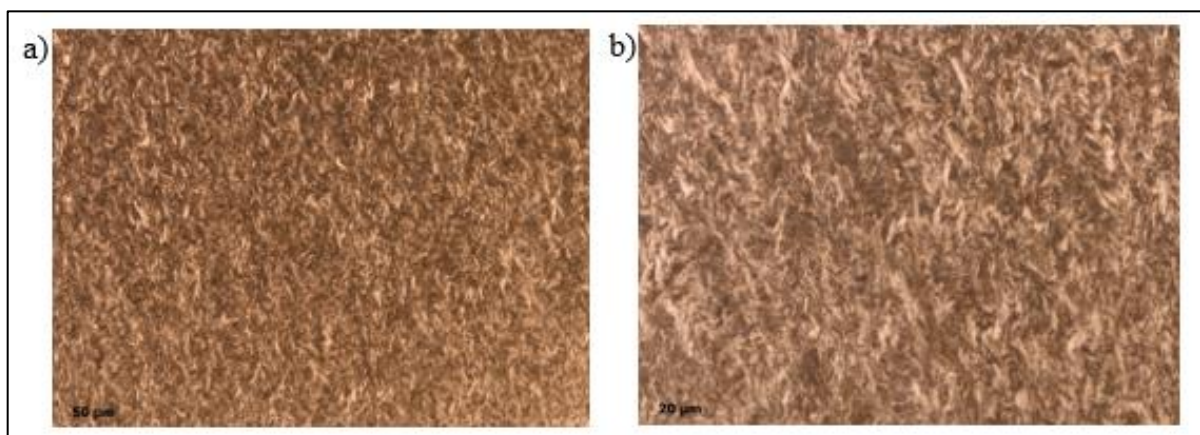
Com os dados da Tabela 4 foi obtida uma constante elástica média de 3,68 N/mm o que corresponde a uma diferença percentual mínima de 1,90 % e máxima de 6,70 %, tendo como

referência os valores nominais dos materiais selecionados, indicando uma boa proximidade entre os valores experimentais e os analíticos.

4.3 ANÁLISE METALOGRÁFICA

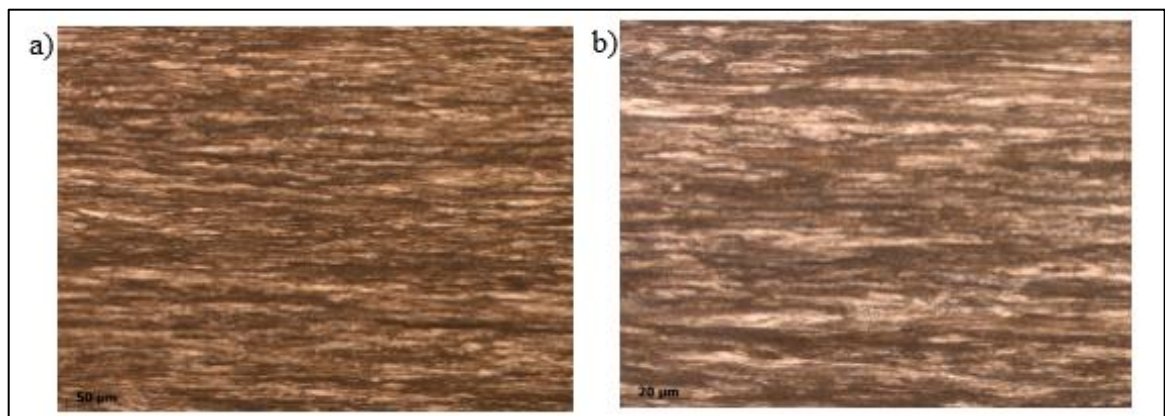
A seguir são mostradas as fotomicrografias das amostras, na Figura 34a e Figura 34b com corte transversal e ampliação de 200x e 500x respectivamente e na Figura 35a e Figura 35b com corte longitudinal e ampliação de 200x e 500x respectivamente.

Figura 34 – Fotomicrografia do arame da mola corte transversal



Fonte: O Autor (2024)

Figura 35 – Fotomicrografia do arame da mola com corte longitudinal



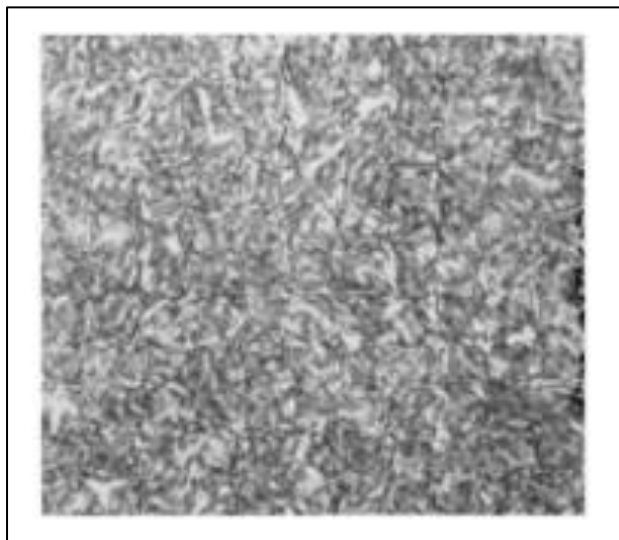
Fonte: O Autor (2024)

A micrografia apresentada destaca as características típicas de aços com teor de carbono médio-alto (entre 0,60% e 0,75%), especialmente em materiais que foram submetidos a processos de trefilação e tratamento térmico. A diferença entre a microestrutura longitudinal e transversal está associada ao alinhamento das fibras e à orientação dos constituintes durante o processo de deformação plástica. Esse fenômeno resulta em uma orientação preferencial dos

grãos e precipitados, que é evidenciada pela aparência alongada dos carbonetos e da ferrita na seção longitudinal, enquanto na seção transversal os constituintes apresentam uma distribuição mais homogênea e isotrópica.

Essa microestrutura é típica de aços trefilados utilizados em aplicações como molas e fios de alta resistência, em que o alinhamento dos grãos confere maior resistência à tração e à fadiga no sentido do alongamento. O tratamento térmico contribui para a precipitação de carbonetos e a formação de martensita, promovendo um aumento da dureza e resistência do material. No entanto, a heterogeneidade causada pelo alinhamento dos grãos também pode introduzir anisotropia nas propriedades mecânicas, o que também deve ser considerado. A Figura 36 apresenta uma fotomicrografia de aço com teor de carbono entre 0,60% e 0,75%, com as características citadas acima (ASM INTERNATIONAL, 1985, p.331).

Figura 36 –Micrografia de aço com teor de carbono 0,6-0,75%

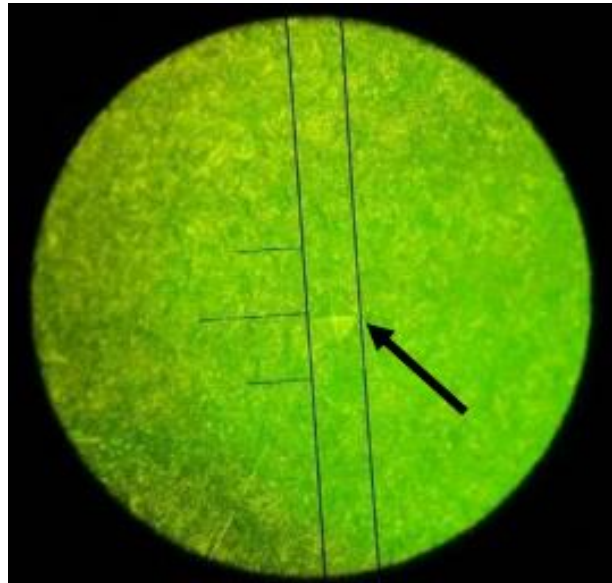


Fonte: ASM INTERNATIONAL (1985)

4.4 MICRODUREZA VICKERS

De acordo com o ASM Handbook (1985), os valores de dureza Vickers para os aços de alta resistência, como o ASTM A227 podem variar de 400HV a 500HV, para o aço ASTM A228 de 550HV a 700HV e para o aço ASTM A229 de 450HV a 550HV aproximadamente. A Figura 37 mostra uma das impressões deixadas pelo penetrador de diamante na superfície da amostra com corte transversal, a qual é utilizada para a determinação da dureza do material.

Figura 37 – Impressão do penetrador de diamante



Fonte: O Autor (2024)

A partir da medição das diagonais principais de 5 marcas feitas no núcleo, foram obtidos os valores de Microdureza Vickers (HV). A partir da Microdureza Vickers (HV) pode-se encontrar a Dureza Brinell (HB), Tabela 5, de acordo com Norton (2013) com o valor da dureza Brinell obtêm-se limite de resistência à tração aproximado para o material da mola.

Tabela 5– Medidas de Microdureza

Penetração no núcleo	Microdureza Vickers (HV)	Dureza Brinell (HB)
1	518,3	486,6
2	524,5	492,5
3	522,5	490,5
4	520,7	488,7
5	517,3	485,3
	520,7 \pm 3,00	488,7 \pm 2,9

Fonte: O Autor (2024)

Com os dados da Tabela 5 de Dureza Brinell (HB), pode-se calcular o limite de Resistência (S_{ut}) experimental pela Equação 26 e comparar com os limites tabelados oferecidos pela ASTM (2006) de possíveis materiais utilizados na fabricação de molas e como obter seus limites de resistência à tração, S_{ut} , com isso, obtiveram-se os dados da Tabela 6.

Tabela 6– Limite de resistência a tração de matérias comuns de molas

Limite de Resistência S_{ut} (MPa)		
Nº ASTM	Teórico	Experimental
A227	1580	
A228	1950	1686 ±10
A229	1600	

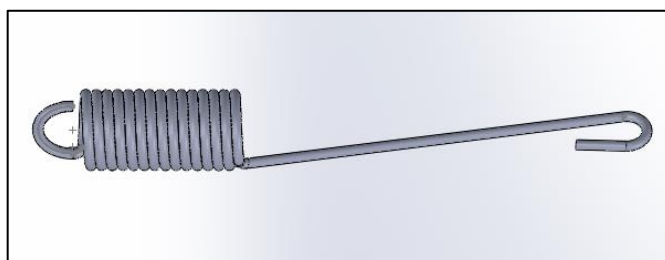
Fonte: Adaptado de: ASTM INTERNATIONAL (2002)

Com os resultados coletados na análise teórica, na análise de micrografia e no teste de microdureza pode-se supor que o material mais provável de ser o material da mola em estudo é o ASTM A229, pois é o material que possui constante elástica e limite de resistência à tração, muito próximo aos limites encontrados na Tabela 2 e na Tabela 6.

4.5 MODELO NUMÉRICO

Foi realizada uma análise da mola utilizando software de simulação pelo método dos elementos finitos para identificar detalhes na distribuição de tensões resultantes no arame da mola. Os resultados da constante elástica calculados analiticamente serviram de base para validar o modelo numérico. A Figura 38 apresenta a mola modelada conforme as dimensões do modelo real.

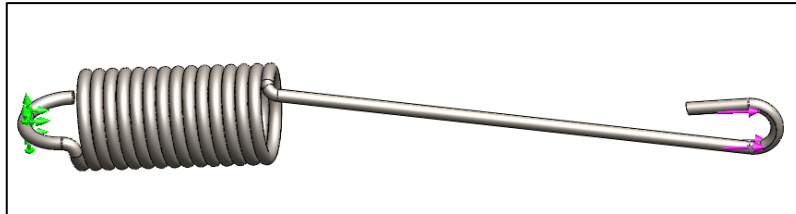
Figura 38 – Modelo da Mola em CAD



Fonte: O Autor (2024)

Com o modelo CAD apresentado na Figura 38, o próximo passo consiste em aplicar as condições de fixação nas extremidades da mola. A Figura 39 ilustra as condições estabelecidas nas extremidades dos ganchos, para o Gancho 2 à esquerda, onde a condição de fixação é aplicada, indicada por setas verdes. O Gancho 1, à direita, tem condição de liberdade, pois as setas roxas indicam que sofre força de tração.

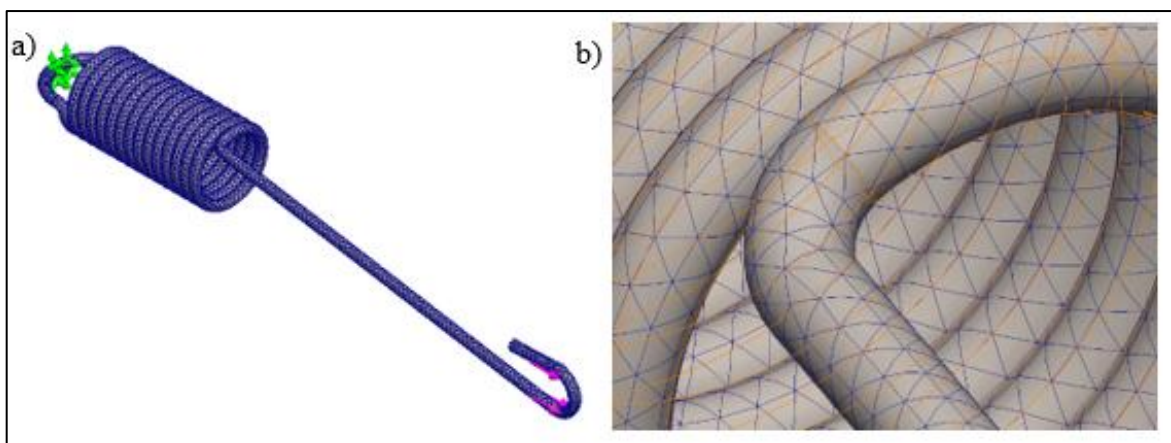
Figura 39 – Mola sob condições de contorno



Fonte: O Autor (2024)

Com as condições de contorno definidas uma malha sólida mesclada com base em curvatura, com 16 pontos jacobianos, com tamanho máximo de elemento sendo 1,395mm e mínimo de 0,45mm, com qualidade de malha alta, com número total de nós 67848 e número total de elementos 37151, garantindo que todas as regiões do modelo pudessem ser avaliadas durante a aplicação das cargas e condições de contorno. A Figura 40 apresenta a malha de elementos finitos resultante da discretização do modelo. A Figura 40a mostra a malha de toda a mola, com uma visão geral de sua estrutura completa, enquanto a Figura 40b foca mais detalhadamente na região da curvatura de transição do gancho 1 para o corpo da mola.

Figura 40 – Malha de elementos finitos (a) toda a mola e (b) região da curvatura

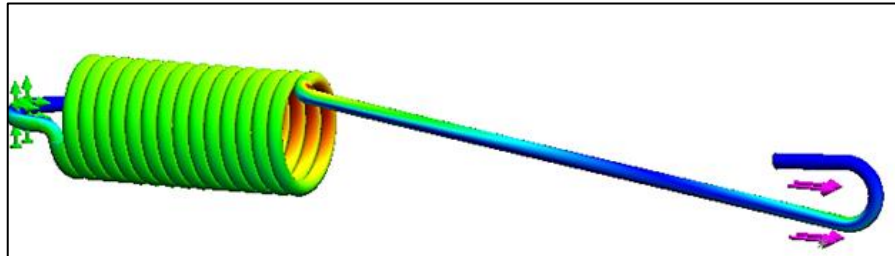


Fonte: O Autor (2024)

A Figura 41 apresenta uma imagem da mola completa após a análise de elementos finitos, evidenciando a distribuição de tensões ao longo de toda a estrutura. A imagem destaca

os pontos com maiores concentrações de tensões, localizados na parte interna da espira da mola e nas regiões de transição como os ganchos, destacados em vermelho e laranja na figura.

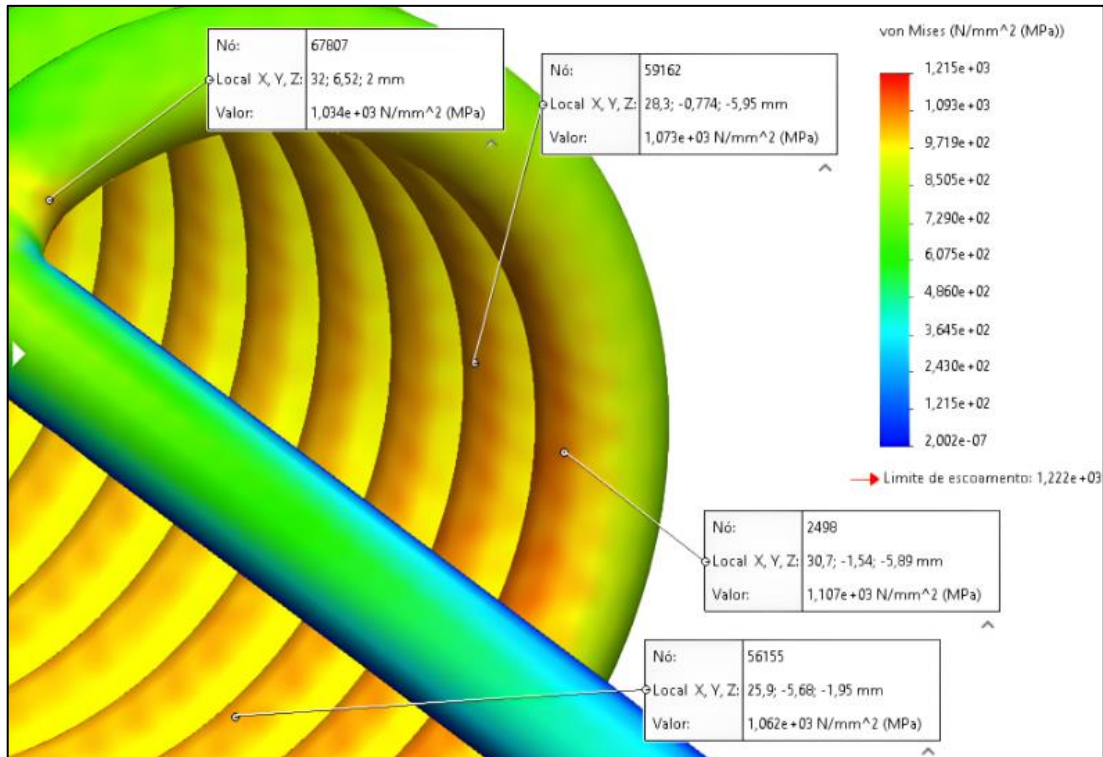
Figura 41 – Análise estrutural da mola



Fonte: O Autor (2024)

Para garantir uma avaliação abrangente das tensões na mola, foram selecionados pontos de amostragem em locais críticos da geometria, como indicado pelas quatro caixas brancas na Figura 42. Esses pontos correspondem a regiões com maior concentração de tensões, principalmente próximas às áreas de curvatura dos ganchos, onde a sollicitação é mais intensa devido à forma e ao carregamento da mola.

Figura 42 – Análise de dados estruturais da mola



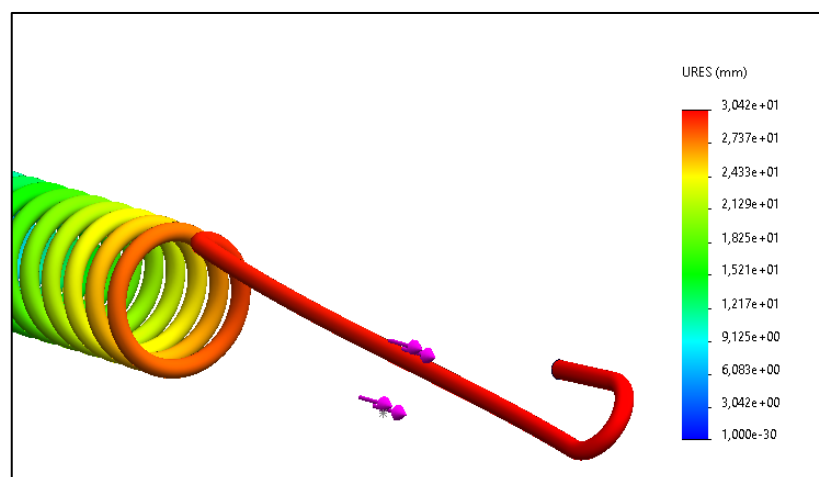
Fonte: O Autor (2024)

A Figura 42 apresenta a análise de tensões na mola, com os resultados da simulação indicando tensões máximas de von Mises variando entre 1107 MPa e 1215 MPa ao aplicar uma

força de 112 N. Vale ressaltar que a tensão de cisalhamento atuante no corpo da mola, calculada analiticamente e informada na Tabela 3, é de 602 MPa. No entanto, é importante destacar que o Método de Elementos Finitos (MEF) fornece a tensão equivalente de von Mises, que é uma tensão equivalente, e não deve ser comparada diretamente com a tensão de cisalhamento. De acordo com a Teoria da Energia de Distorção, Norton (2013), a tensão equivalente de von Mises pode ser calculada a partir da tensão de cisalhamento multiplicando-a por $\sqrt{3}$, resultando em uma tensão equivalente de von Mises calculada analiticamente de 1043 MPa, que é muito próxima às tensões obtidas pelo MEF.

A Figura 43 apresenta a análise do deslocamento da mola sob a ação de uma força de 112 N, destacando o valor obtido pela simulação em comparação com o deslocamento medido experimentalmente.

Figura 43 – Análise do deslocamento da mola



Fonte: O Autor (2024)

Como ilustrado na Figura 45, ao aplicar uma força de 112 N à mola, o deslocamento resultante obtido pela simulação foi de 30,42 mm. Considerando esse resultado, o valor do módulo de rigidez (k) calculado para a mola foi de 3,68 N/mm, um valor que se aproxima bastante dos resultados obtidos tanto pela análise analítica quanto pelos ensaios de tração realizados na mola, validando o modelo numérico neste aspecto.

4.6 REDIMENSIONAMENTO DA MOLA

Ainda que os resultados analíticos tenham apresentado valores de coeficiente de segurança superiores à unidade, o modelo numérico sugere a possibilidade de regiões que podem superar a resistência ao escoamento do material, assim como evidenciado na aplicação prática. Por este motivo, as molas de tração foram redimensionadas para ampliar seus coeficientes de segurança, respeitando as restrições de montagem e ainda, modificando minimamente a constante elástica. Com isso, se garante respectivamente a intercambialidade e a função da mola na aplicação a qual se destina.

Para comparar os coeficientes de segurança do corpo da mola com a geometria original e com geometrias alternativas, foi elaborada a Tabela 4. Na primeira linha da tabela, são apresentados os dados referentes à mola original, utilizados como referência para as análises comparativas. Nesta análise, foram ajustados parâmetros como o diâmetro do arame, o diâmetro médio do corpo e o número de espiras ativas da mola, mantendo, entretanto, a constante k inalterada em relação aos resultados obtidos no ensaio de tração. Essa abordagem teve como objetivo preservar as características funcionais da mola original, garantindo que uma eventual substituição no meio da produção não comprometesse o equipamento ou o bem-estar da ave. As alterações consideraram as restrições dimensionais do sistema em que a mola é inserida, conforme mostrado na Figura 21, uma vez que certas mudanças poderiam inviabilizar o encaixe da mola no espaço disponível. Abaixo são apresentados os valores dos coeficientes de segurança contra escoamento (CS) e coeficientes de segurança contra a fadiga (n_f) do corpo e dados obtidos para cada configuração testada considerando o aço ASTM A229.

Tabela 7 – Comparativo entre diâmetros

(Continua)

Diâmetro do arame	Diâmetro médio do corpo	Número de espiras ativas	CS (corpo)	n_f (corpo)
	14	15	1,21	1,11
2	16	11	1,19	1,09
	18	7	0,98	0,92

Tabela 7 – Comparativo entre diâmetros

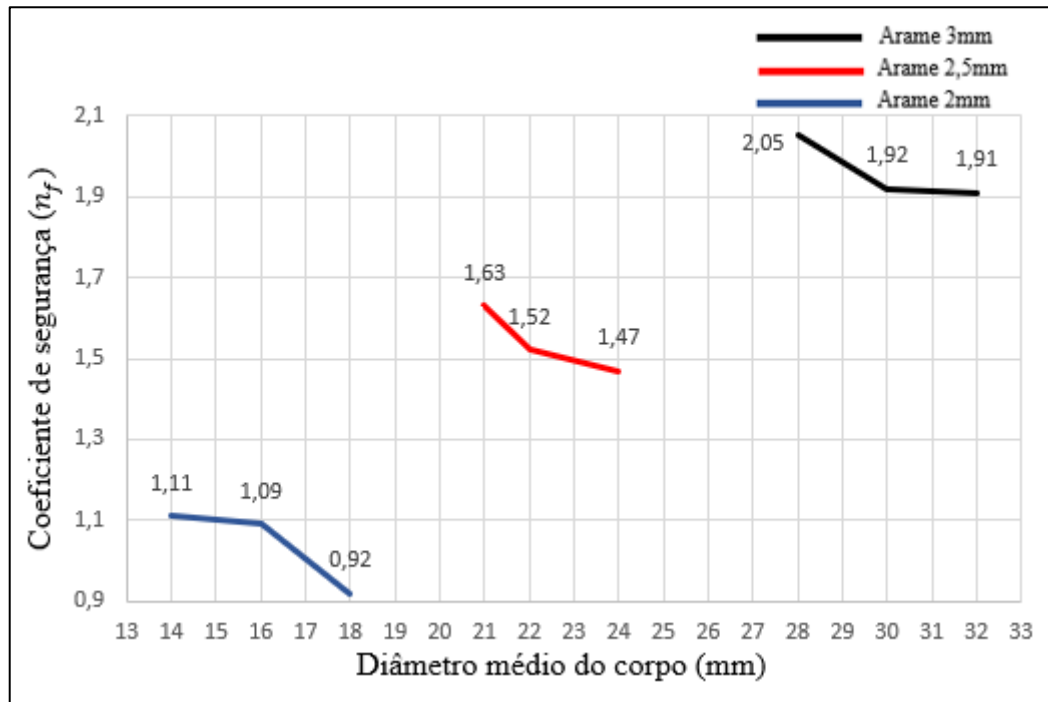
				(Conclusão)
Diâmetro do arame	Diâmetro médio do corpo	Número de espiras ativas	CS (corpo)	n_f (corpo)
2,5	21	12	1,80	1,63
	22	10	1,66	1,52
	24	8	1,60	1,47
3	28	10	2,27	2,05
	30	8	2,10	1,92
	32	7	2,10	1,91

Fonte: O Autor (2024)

Para facilitar a visualização dos dados da Tabela 4, foi criado um gráfico demonstrando linhas que representam os valores de coeficientes de segurança contra fadiga (n_f) em relação ao diâmetro do arame, Figura 44. O gráfico apresentado ilustra a variação dos coeficientes de segurança do corpo da mola em função do diâmetro do arame, considerando diferentes combinações de diâmetro médio do corpo e número de espiras ativas, conforme apresentado na Tabela 4. Os dados estão organizados em três séries, representando diâmetros de arame distintos. Para o diâmetro de arame de 2 mm, linha azul, observa-se que o coeficiente de segurança varia entre 1,11 referente a mola original e 0,92, apresentando uma redução à medida que o diâmetro médio do corpo aumenta, o que indica uma diminuição na segurança estrutural.

Na série correspondente ao diâmetro de arame de 2,5 mm, o coeficiente de segurança varia de 1,63 a 1,47, também com uma leve redução conforme o diâmetro médio do corpo cresce. O diâmetro de arame de 3 mm apresenta os coeficientes de segurança mais elevados, variando de 2,05 a 1,91. Embora haja uma leve redução desses valores com o aumento do diâmetro médio do corpo, essa espessura de arame ainda garante uma maior segurança estrutural em comparação com os demais diâmetros.

Figura 44 – Coeficientes de segurança em função do diâmetro do arame e do diâmetro médio do corpo da mola



Fonte: O Autor (2024)

O Quadro 8 apresenta resultados de tensões e coeficientes de segurança considerando um arame de 3 mm com diâmetro médio de corpo 28 mm e 10 espiras ativas, que representam os melhores valores encontrados na Tabela 7.

Tabela 8 – Resultados analíticos para arame 3mm

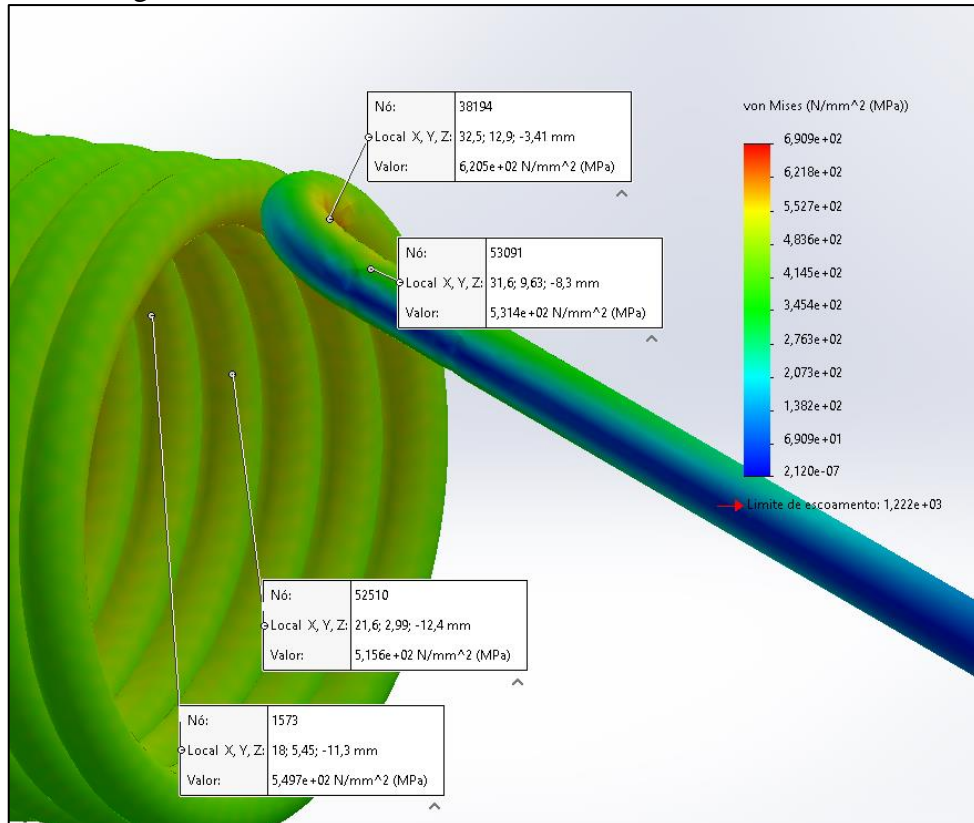
F (N)	τ_{corpo} (Mpa)	CS (corpo)	n_f (corpo)	Gancho	σ_a (Mpa)	CS (σ_a)	n_f (σ_a)	τ_b (Mpa)	CS (τ_b)	n_f (τ_b)
112	330	2,10	2,03	1	225	5,45	4,66	180	3,80	4,33
				2	628	1,94	1,74	131	5,17	4,33

Fonte: O Autor (2024)

A Figura 45 mostra a distribuição das tensões ao longo da mola redimensionada, com valores máximos e mínimos indicados em pontos específicos. As tensões nesses pontos críticos variam entre aproximadamente 550 e 620 MPa, evidenciando áreas de concentração de tensão na mola. Esses valores mostram regiões com maior concentração de tensões, mas ainda

distantes do limite de escoamento do material, o que indica que a mola opera dentro de uma faixa segura.

Figura 45 – Análise das tensões da mola com arame de 3mm



Fonte: O Autor (2024)

Observando a Figura 45 e relacionando com os cálculos analíticos, a tensão de cisalhamento atuante no corpo da mola, calculada analiticamente e informada na Tabela 8, é de 330 Mpa. De acordo com a Teoria da Energia de Distorção, Norton (2013), a tensão equivalente de von Mises pode ser calculada a partir da tensão de cisalhamento multiplicando-a por $\sqrt{3}$, resultando em uma tensão equivalente de von Mises calculada analiticamente de 571 MPa, valor que se aproxima bastante das tensões obtidas por meio da análise pelo Método dos Elementos Finitos (MEF).

5 CONCLUSÃO

Este estudo teve como objetivo analisar as propriedades mecânicas e o desempenho estrutural de molas helicoidais de extensão, utilizando uma abordagem combinada entre ensaios experimentais, simulações numéricas e métodos analíticos. Através de testes de tração, análises metalográficas e medições de microdureza, foi possível obter dados sobre o comportamento da mola sob diferentes condições de carga. A identificação do aço ASTM A229 como possível material da mola original foi confirmada com a resolução dos cálculos analíticos e testes realizados em laboratório.

Os coeficientes de segurança baixos apresentados, tanto para o corpo da mola quanto para o segundo gancho, indicam que a mola está operando perto dos limites de escoamento e fadiga do material. Esses valores sugerem um risco elevado de deformação permanente e falha por fadiga.

A comparação entre os resultados experimentais e teóricos revelou uma boa correspondência entre os valores das constantes elásticas obtidos em laboratório e os calculados analiticamente, o que valida os métodos de cálculos adotados. As simulações numéricas em elementos finitos permitiram uma análise mais detalhada, evidenciando a distribuição de tensões na mola, revelando pontos de concentração de tensões que os cálculos analíticos simplificados não conseguiram capturar completamente. Esse resultado indica que as abordagens analíticas e numéricas se complementam, sendo a simulação por elementos finitos uma ferramenta importante para avaliar resultados, especialmente em cenários de carga complexos.

Além disso, a análise do coeficiente de segurança para diferentes diâmetros de arame e corpo da mola destacou que o aumento da espessura do arame sem afetar a constante de rigidez da mola proporciona um aumento considerável nos coeficientes de segurança, melhorando a resistência estrutural da mola a esforços de tração. A mola com arame de 3 mm com diâmetro médio de corpo 28 mm e 10 espiras ativas mostrou-se a mais segura, enquanto os diâmetros menores apresentaram desempenho inferior.

A utilização de arame de 3 mm, embora aumente os coeficientes de segurança, implica um maior consumo de material, elevando os custos de produção. Materiais mais espessos exigem ajustes em processos como enrolamento, corte e tratamento térmico, o que pode encarecer significativamente o produto final. Além disso Fabricantes tendem a padronizar produtos para atender a um mercado mais amplo, a mudança para arames de 3 mm poderia

restringir a aplicação da mola em situações onde o modelo de 2 mm é preferível, além de gerar novos custos para alterações em linhas de produção e estoques.

Em termos gerais, conclui-se que o modelo numérico utilizado neste estudo, apesar de apresentar pequenas variações em relação à realidade física, mostrou-se um bom representante do comportamento estrutural da mola. Este estudo contribui para uma melhor compreensão do desempenho das molas helicoidais de extensão e serve como base para o desenvolvimento de novas estratégias de otimização em projetos futuros. As análises realizadas neste trabalho podem contribuir para o desenvolvimento e otimização de molas em projetos futuros, permitindo ajustes em sua geometria para maximizar a segurança estrutural sem comprometer suas características funcionais.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 3ª ed. Érica, 2000.
- ASM INTERNATIONAL. **ASM Metals Handbook**. Metallography and Microstructures. 9ª ed. Volume 9. Ohio: ASM International, 1985.
- ASTM INTERNATIONAL. **ASTM A227/A227M**: Standard Specification for Steel Wire, Cold-Drawn for Mechanical Springs. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2006.
- ASTM INTERNATIONAL. **ASTM A228/A228M**: Standard Specification for Steel Wire, Cold-Drawn for Mechanical Springs. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2002.
- ASTM INTERNATIONAL. **ASTM A229/A229M**: Standard Specification for Steel Wire, Cold-Drawn for Mechanical Springs. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2005.
- AVIAGEN TURKEYS. Documentos técnicos. **Nest Box Type and Management**. Disponível em: <https://www.aviagenturkeys.us/documents?_english>. Acesso em: 29 mar. 2024.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 10ª ed. Mc Graw Hill, 2016.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 9ª ed. Mc Graw Hill, 2011.
- CARLSON, Harold C. R. **Selection and Application of Springs Materials**, Mechanical Engineering. V. 78, 1956.
- CHANDRUPATLA, Tirupathi R.; BELEGUNDU, Ashok D. **Introduction To Finite Elements In Engineering**. 3ª ed. Prentice Hall, 2002.
- COOK, Robert Davis; MALKUS, David S.; PLESHA, Michael E. **Concepts and applications of finite element analysis**. New York: John Wiley, 1989.
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 9ª ed. – São Paulo: Érica, 2008
- MULLA, Tausif M., KADAN, Sunil J., KENGAR, Vaibhav S. **Finite Element Analysis of Helical Coil Compression Spring for Three Wheeler Automotive Front Suspension**. Jun., 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.47893/IJMIE.2013.1130>>.
- NORTON, Robert Lawrence. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada**. 4ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- NOVÝ, Zbyšek; SALVETR, Pavel; KOTOUS, Jakub; MOTYČKA, Petr; GOKHMAN, Aleksandr; DONIK, Črtomir; DŽUGAN, Ján. **Enhanced Spring Steel's Strength Using Strain Assisted Tempering**. Out., 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/ma15207354>>.
- PAN, Yunping, MING, Yili, WAN, Wenzhe. **Development of Parametric Modeling and Finite Element Analysis System for Cylindrical Spiral Tension Spring**. Jan., 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1088/1742-6596/2181/1/012023>>.

PROCHÁZKA, Radek; STEHLÍK, Adam; KOTOUS, Jakub; SALVETR, Pavel; BUCKI, Tomasz; STRÁNSKÝ, Ondřej; ZULIC, Sanin. **Fatigue Properties of Spring Steels after Advanced Processing**. Abril, 2023. Disponível em: < <https://doi.org/10.3390/ma16093327> >.

SILVA, André Luiz V. da Costa. MEI, Paulo Roberto. **Aços e Ligas Especiais**, 2. ed. Sumaré, SP: Edgard Blucher Ltda, 1988.

SOYAMA, Hitoshi; IGA, Yuka. **Laser Cavitation Peening: A Review**. Maio, 2023. Disponível em: < <https://doi.org/10.3390/app13116702> >.

U S ARMY MATERIEL COMMAND, Headquarters. **Engineering Design Handbook: Maintability Guide for Design**. 1ªed. AMC Pamphlet, October 1972.