



UNIVERSIDADE ESTUDUAL DE SANTA CRUZ

MIRIÃ FALCÃO FREITAS

**DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO
DE MOLAS USADAS EM TEARES DE MEIAS**

ILHÉUS – BA

2017

MIRIÃ FALCÃO FREITAS

**DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO
DE MOLAS USADAS EM TEARES DE MEIAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado para
obtenção do grau de Bacharel em Engenharia
Mecânica à Universidade Estadual de Santa Cruz.

Área de concentração: Departamento de Ciências
Exatas e Tecnológicas

Orientador: Prof. Nila Cecília de Faria Lopes
Medeiros

ILHÉUS – BAHIA

2017

ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO II

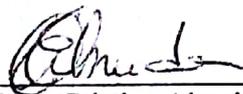
Aos nove dias do mês de Agosto do ano de dois mil e dezessete, às 13h, no Laboratório de Metrologia, da Universidade Estadual de Santa Cruz, a discente Miriã Falcão Freitas, tendo como banca examinadora, a orientadora Profa. Nila Cecília de Faria Lopes Medeiros, a Profa. Érica Cristina Almeida e o Prof. Leonardo Iusuti de Medeiros, apresentou o Trabalho de Conclusão de Curso I intitulado “ **DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO DE MOLAS USADAS EM TEARES DE MELAS**” obtendo a nota final 8,3.

Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.


Nila Cecília de Faria Lopes Medeiros

Nila Cecília de Faria Lopes Medeiros

Nila Cecília F. L. Medeiros
Profª Assistente - DCET/UESC
Eng. Mecânica
Cad.: 73.572.989-8

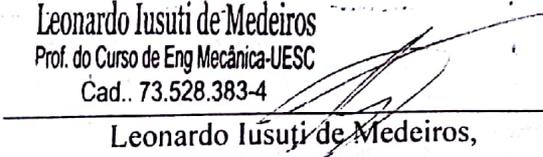


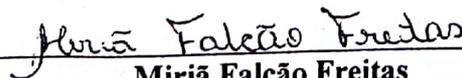
Erica Cristina Almeida

Leonardo Iusuti de Medeiros

Prof. do Curso de Eng Mecânica-UESC

Cad.. 73.528.383-4


Leonardo Iusuti de Medeiros,


Miriã Falcão Freitas



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE SANTA CRUZ - UESC

Campus Prof. Soane Nazaré de Andrade - Rodovia Jorge Amado, Km. 16

Tel: Reitoria (73) 3680-5311 - Fax: (73) 3689-1126

CEP: 45.662-900 - Ilhéus - Bahia - Brasil

E-mail: reitoria@uesc.br

À Deus, por me permitir chegar onde cheguei. Aos meus pais Joselita Falcão Freitas e Wellington Freitas e minhas irmãs Mydiã e Rayssa pelo apoio, carinho e esforço que me permitiram completar esta etapa da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ser essencial em minha vida, por ter permitido que mais uma importante etapa da minha vida fosse concluída.

Agradeço aos meus pais, Joselita e Wellington, por todo esforço e incentivo ao estudo como forma de crescimento profissional. Às minhas irmãs que são essenciais em minha vida, que me apoiaram e me ajudaram em todos os momentos.

Agradeço aos professores Nila Cecília e Leonardo Iusuti pela orientação deste projeto, pelo acompanhamento durante o curso, pela amizade, ajuda e apoio não só a mim, mas a todos os estudantes da engenharia mecânica.

Agradeço a todos os professores do curso de Engenharia Mecânica desta universidade pelos ensinamentos e pelo meu desenvolvimento durante toda a graduação.

Agradeço ao meu chefe e amigo Everton Lourimer, por ter me ajudado durante todo meu período de estágio, fazendo deste um momento mais fácil.

Agradeço aos colegas de curso, aos quais considero grandes amigos.

DIMENSIONAMENTO E COMPARAÇÃO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO DE MOLAS USADAS EM TEARES DE MEIAS

RESUMO

O trabalho apresenta um estudo sobre o projeto de uma nova mola helicoidal de extensão submetida a carregamento dinâmico utilizada em máquinas de teares, em uma fábrica de meias e confecção, com maior produtividade e vida útil do que a mola atualmente utilizada na fábrica. Neste ponto, são obtidas as especificações de projeto para esta mola, como o diâmetro do fio que deve ser utilizado para se obter um coeficiente de segurança adequado, diâmetro externo, como também o comprimento livre da mola, além das resistências de tração, resistência ao cisalhamento e resistência à fadiga. Para isso, foi realizado um processo de seleção para a escolha dos materiais de fios de arame mais adequados para esse projeto, características como resistência, tipo de carregamento e intervalo de temperatura suportados foram necessários para dar início ao projeto de dimensionamento. Foi escolhido o material de aço carbono ASTM A228 para o dimensionamento da nova mola de extensão e feita uma comparação com a mola de aço inoxidável AISI 302 já utilizada pela fábrica nos teares de meias; foi desenvolvida uma rotina matemática no Software Microsoft Excel® para verificação e comparação das especificações de projeto de cada mola. Variando dados como diâmetro do fio e índice de mola, observa-se uma mudança nos coeficientes de segurança que são variáveis essenciais para um bom projeto. Como complemento para o presente trabalho, foi feita uma otimização na máquina de fabricar molas usada na fábrica de meias, utilizando o software SolidWorks® para realização dos desenhos de peças em ambiente 2D e 3D, visando melhorar a qualidade das molas confeccionadas.

Palavras-chave: Dimensionamento, Molas de Extensão, Otimização.

SCALING AND COMPARISON OF SPRINGS USED IN STOCKING LOOMS

ABSTRACT

This work presents a study on the design of a new helical spring-loaded dynamic extension used in loom machines in a stocking and manufacturing plant with higher productivity and service life than the spring currently used in factory. At this point, the design specifications for this spring are obtained, such as the diameter of the wire to be used to obtain a suitable safety factor, external diameter, as well as the free spring length, in addition to tensile strengths, Shear and fatigue strength. For this, a selection process was carried out to select the most suitable wire materials for this project. Characteristics such as strength, loading type and temperature range were necessary to start the design project. The ASTM A228 carbon steel material was chosen for the design of the new extension spring and compared with the AISI 302 stainless steel spring already used by the factory on the stocking looms; a mathematical routine was developed in Microsoft Excel® Software for checking and comparing the design specifications of each spring. By varying data such as wire diameter and spring index, also, it is observed a change in the safety coefficients witch are essential variables for a good design. As a complement to the present work, an optimization was made in the spring-making machine used in the stocking plant, using SolidWorks® software to perform the drawings of parts in 2D and 3D environments, aiming to improve the quality of the springs made.

Keywords: Sizing, Extension Springs, Optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Intervalo preferido de tensão inicial em molas de extensão como uma função do índice de mola.....	15
Figura 2 - Parâmetros dimensionais de uma mola helicoidal de extensão	16
Figura 3 - Chave alfanumérica para identificação dos aços	20
Figura 4 - Tensões nos ganchos	24
Figura 5 - Tear de Meias Mono 4	26
Figura 6 - Posicionamento das molas de extensão no cilindro	27
Figura 7 - Fixação da coroa externa	27
Figura 8- Encaixe das placas de platina e agulhas.....	28
Figura 9- Coroa externa totalmente preenchida com as placas de platina e conjunto de agulhas	28
Figura 10- Posicionamento da mola helicoidal de extensão na coroa externa, limitando o movimento das placas de platina	29
Figura 11 - Protótipo utilizado na fabricação de molas	31
Figura 12 - Ilustração da saída da mola	32
Figura 13 - Comprimento inicial da mola.....	33
Figura 14 - Marcação do comprimento da mola em seu estado inicial, sem sofrer alongamento.....	34
Figura 15 - Intervalo de deflexão Δy medido na placa de platina	35
Figura 16 - Vista Isométrica do protótipo da máquina de fabricar molas	43
Figura 17 - Vista Superior 3D do protótipo da máquina de fabricar molas	44
Figura 18 - Vista Lateral direita 3D do protótipo da máquina de fabricar molas.....	44
Figura 19 - Vista Frontal do protótipo da máquina de fabricar molas em 3D.....	45
Figura 20 - Painel elétrico com chave seletora liga/desliga e botão de emergência.....	45
Figura 21 - Detalhe do suporte do rolo de fio.....	46
Figura 22 – Tensionadores de fios.....	47
Figura 23 – Saída final da mola helicoidal da máquina de fabricara molas utilizando um mancal com bucha	47
Figura 24 - Motor com mandril acoplado.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes A e b de Sut para estimar a resistência mínima à tração de fios arames comuns de molas	17
Tabela 2 - Materiais comuns para fio de mola.....	18
Tabela 3 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.....	18
Tabela 3 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.....	19
Tabela 4 - Tensões máximas admissíveis de torção para molas helicoidais de compressão em aplicações estáticas	19
Tabela 5 - Composição química dos aços comerciais	21
Tabela 6 - Dimensões da mola helicoidal de extensão utilizada na fábrica de meias ..	37
Tabela 7 - Valores iniciais tabelados e obtidos a partir de medições	37
Tabela 8 - Especificações do projeto para um fio de 0,4 mm de aço inoxidável AISI 302	38
Tabela 9 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço inoxidável AISI 302 variando diâmetro e índice de mola.....	38
Tabela 9 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço inoxidável AISI 302 variando diâmetro e índice de mola.....	39
Tabela 10 – Fatores para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis.....	40
Tabela 11 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço carbono N° ASTM A228 (AISI 1085) variando diâmetro e índice de mola.....	40
Tabela 11 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço carbono N° ASTM A228 (AISI 1085) variando diâmetro e índice de mola.....	41

LISTA DE SÍMBOLOS

f_n	Frequência de excitação
C	Índice de mola inicial
d	Diâmetro inicial de fio
y	Deflexão entre F_{min} e F_{max}
y_{max}	Máxima deflexão a F_{max}
y_{min}	Deflexão mínima a F_{min}
F_{max}	Força máxima aplicada
F_{min}	Força mínima aplicada
F_i	Força a partir da tração inicial
F_a	Força alternada
$F_{média}$	Força média
k	Constante de mola
N_a	Nº de espiras ativas – valor exato
N_{total}	Nº total de espiras
D	Diâmetro médio das espiras
D_{ext}	Diâmetro externo das espiras
D_{int}	Diâmetro interno das espiras
K_s	Fator estático
K_w	Fator de Wahl
$\tau_{inicial}$	Tensão de cisalhamento a partir da tração inicial
τ_{min}	Tensão de cisalhamento a F_{min}
τ_{max}	Tensão de cisalhamento a F_{max}
τ_a	Tensão de cisalhamento alternada para fadiga
$\tau_{média}$	Tensão de cisalhamento média para fadiga
S_{ut}	Resistência a tração
S_{us}	Limite de resistência ao cisalhamento
S_{sy}	Escoamento sob cisalhamento
S_{syh}	Escoamento sob escoamento no gancho
S_{ew}	Limite de resistência do fio
S_{es}	Limite de endurance sob condições alternadas
S_y	Resistência ao escoamento em flexão

S_e	Limite de endurance sob tração
N_f	Coefficiente de segurança das espiras – fadiga
N_s	Coefficiente de segurança das espiras – carga estática em Fmax
N_{fht}	Coefficiente de segurança – fadiga torcional
N_{sht}	Coefficiente de segurança do gancho – escoamento torcional
N_{fhs}	Coefficiente de segurança do gancho – fadiga flexional
N_{shs}	Coefficiente de segurança do gancho – escoamento sob flexão
L_{corpo}	Comprimento do corpo da espiral
Gancho1	Comprimento do gancho em uma extremidade
Gancho2	Comprimento do gancho na outra extremidade
L_f	Comprimento livre entre ganchos
W_{total}	Peso total das espiras
N_f	Frequência natural em Hz
C_{rpm}	Frequência natural em rpm
FreqFac	Razão – freq. Natural pela freq. De excitação
C_2	Deve ser > 4
R_2	Raio de flexão lateral na raiz do gancho
K_{gancho}	Fator K para o gancho sob torção
$\tau_{maxgancho}$	Tensão máxima de torção no gancho
$\tau_{mingancho}$	Tensão mínima de torção no gancho
$\tau_{altgancho}$	Tensão alternada de torção no gancho
$\tau_{medgancho}$	Tensão média de torção no gancho
C_1	Índice de mola para o gancho

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Justificativas	13
1.2	Objetivo Geral	13
1.3	Objetivo Específico	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	Molas	14
2.2	Molas helicoidais de extensão	15
2.3	Materiais de molas	16
2.4	Classificação dos Aços	19
2.4.1	Aços Carbono.....	20
2.4.2	Aços Inoxidáveis.....	20
2.5	Deformação de molas helicoidais de extensão	21
2.6	Tensão em molas helicoidais	22
2.6.1	Carregamento Dinâmico.....	22
2.7	Tensões nas extremidades das molas	24
2.8	Aplicação	25
3	METODOLOGIA	30
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	37
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	42
6	PROPOSTA PARA TRABALHO FUTURO	43
6.1	Otimização da máquina de fabricar molas	43
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS	49
	ANEXO I	50
	ANEXO II	55

1 INTRODUÇÃO

Molas são elementos mecânicos utilizadas em máquinas para armazenar ou absorver energia, exercer força e fornecer flexibilidade (MENDES, 2013). As molas constituem elementos de máquinas e demandam certos cuidados tanto no que se refere ao seu projeto, quanto em relação aos materiais de que são fabricados (NORTON, 2013). Como, frequentemente as molas utilizadas em máquinas trabalham sob condições extremamente severas, seja pelas cargas exercidas e tipo de esforços que estão sujeitas ou devido às temperaturas, meios corrosivos, etc., um processo de fabricação mal executado e a escolha de um material inadequado resultará em uma mola de baixa qualidade (CHIAVERINI, 1998).

De modo geral, as molas podem ser classificadas segundo sua configuração física em dois tipos: molas helicoidais ou em espiral e molas semi-elípticas. Sendo que as helicoidais podem ser subdivididas em molas de extensão, molas de compressão e molas de torção.

Este trabalho trará um estudo sobre projeto de molas helicoidais de extensão utilizadas em uma fábrica de meias e confecção. Essas molas são de fabricação própria com maquinário confeccionado pelos próprios mecânicos da empresa.

As molas fabricadas são peças fundamentais para o funcionamento e adequada operação dos teares de meias. A fábrica de meias possui 147 teares com produção diária de 12 mil pares de meias.

Problemas como ausência de parâmetros dimensionais e materiais inadequados no processo de fabricação das molas provocam o rompimento destas nos teares de meias, o que acarreta em problemas como paradas de máquinas e refugos.

Logo, em decorrência dos problemas apresentados, o presente trabalho tem como objetivo realizar o dimensionamento de molas helicoidais de extensão submetidas à cargas dinâmicas, a fim de conferir melhor resistência mecânica e consequentemente maior vida útil.

Para as molas de extensão, os cálculos das tensões serão baseados nas propriedades de torção e no módulo de elasticidade sob torção. A escolha do material será de acordo com as propriedades desejadas de aplicação e técnica empregada para a fabricação; as relações entre

força aplicada e deformação serão consideradas. Os métodos de fabricação deverão ser levados em conta, para este trabalho as molas serão fabricadas a partir de fios de arame. O dimensionamento de molas apresentado será de caráter iterativo.

1.1 Justificativas

Hoje na fábrica de meias, as paradas de máquinas de tear para manutenções corretivas são frequentes. Estas paradas de máquinas se devem a diversos fatores, como peças quebradas, corrosão devido à falta de lubrificação adequada e, à ruptura da mola que limita o movimento das placas de platina da máquina. É este último fator que será estudado neste trabalho.

De acordo com informações cedidas pelo setor de Planejamento e Controle da Produção (PCP), as máquinas de tear circular Mono 4 operam em dois turnos de trabalho, contabilizando um total de 20 horas por dia de trabalho com uma capacidade de produção de 40 meias esportivas por hora. Um dia de máquina parada gera um prejuízo para a produção de 800 pares de meias esportivas com um custo para a empresa de R\$ 3.440,00, pois o custo de uma meia equivale a R\$ 4,30. Desta forma, este trabalho propõe melhorias como um estudo do dimensionamento de molas utilizadas nos teares. Estas molas hoje possuem vida útil de apenas algumas semanas dentro do processo produtivo da fábrica de meias, devido a fatores como a falta de padronização da mola e a utilização de elementos não adequados para sua fabricação.

1.2 Objetivo Geral

Realizar o estudo de dimensionamento de uma mola helicoidal de extensão submetida a carregamento dinâmico e projeto de melhoria da máquina de fabricar molas.

1.3 Objetivo Específico

Realizar uma rotina matemática no Software Microsoft Excel® que permita várias iterações para que uma combinação razoável de parâmetros possa ser encontrada. Utilizar o Software SolidWorks® para otimização da máquina de fabricar molas, projetando peças em ambiente 2D e 3D de montagem.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Molas

Define-se mola como uma peça mecânica capaz de assumir grandes deformações elásticas quando solicitada, esta opõe-se à força que a ela está sendo aplicada, armazenando assim energia potencial elástica.

O termo mola no contexto deste trabalho refere-se a partes construídas em diferentes configurações para armazenar energia potencial ou para exercer força dentro de um espaço significativo de deflexão.

As molas podem classificadas de diversas maneiras, quanto à carga e quanto à sua configuração física, são exemplos dessas classificações. Quanto à carga, estas podem ser divididas em quatro categorias gerais, para prover força de compressão, tração ou um torque, ou principalmente para armazenar energia potencial. Quanto à sua configuração física estas podem ser molas de fio, molas planas, molas arruela ou prato, molas enroladas planas, havendo variações dentro dessas divisões (MARGHITU, 2005). Para este trabalho o foco será nas molas de fio enrolado na forma de molas helicoidais de extensão.

O comportamento apresentado pela mola devido ao carregamento exercido, classifica a mola em linear ou não linear. Independentemente da configuração da mola, esta terá uma constante de mola k , que é definida como a inclinação da sua curva força-deflexão.

Se as deformações apresentadas na mola são diretamente proporcionais às cargas a que ela foi submetida, ou seja, quando obedece à Lei de Hooke (Equação 1), esta mola é dita linear; e não-linear em caso contrário.

$$F = k \cdot y \quad (1)$$

Onde F é a força aplicada, k é a constante da mola e y a deflexão.

A constante da mola poderá ser um valor constante, para uma mola linear, ou poderá variar com a deflexão da mola, para molas não-lineares. Frequentemente é preferível uma

mola linear, principalmente para controlar o carregamento (NORTON, 2013; SHIGLEY, 2011).

2.2 Molas helicoidais de extensão

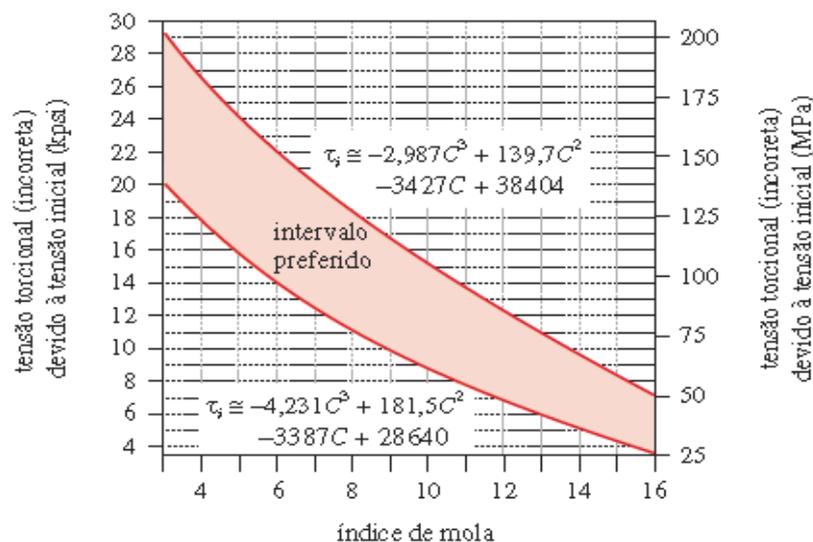
Molas de extensão são utilizadas para manter a tensão de torção no fio. Ela provê força de tração e admite grandes deflexões. Este tipo de mola possui ganchos em cada extremidade, o gancho possui tensões maiores que as espiras e normalmente falha primeiro.

As molas de extensão costumam ser fabricadas com suas espiras unidas e comprimidas entre si, com uma pré-tensão F_i , a fim de se obter um controle mais rigoroso do comprimento da livre da mola. O intervalo preferido dessa tensão inicial, τ_i , é apresentado na Figura 1 como uma função do índice de mola. A média dos valores das Equações (2) e (3) é considerado adequado para o valor de tensão inicial da espira (MARGHITU, 2005; NORTON, 2013).

$$\tau_i \cong -4,231C^3 + 181,5C^2 - 3387C + 28640 \quad (2)$$

$$\tau_i \cong -2,987C^3 + 139,7C^2 - 3427C + 38404 \quad (3)$$

Figura 1 - Intervalo preferido de tensão inicial em molas de extensão como uma função do índice de mola



Fonte: Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013)

Para fins de cálculo de fabricação e definição da geometria da mola, parâmetros dimensionais para molas helicoidais de extensão devem ser utilizados, como mostra a Figura 2.

Onde:

d – diâmetro do fio

D – diâmetro médio da espira

L_b – comprimento livre

N_t – número de espiras

p – passo de espiras

Figura 2 - Parâmetros dimensionais de uma mola helicoidal de extensão

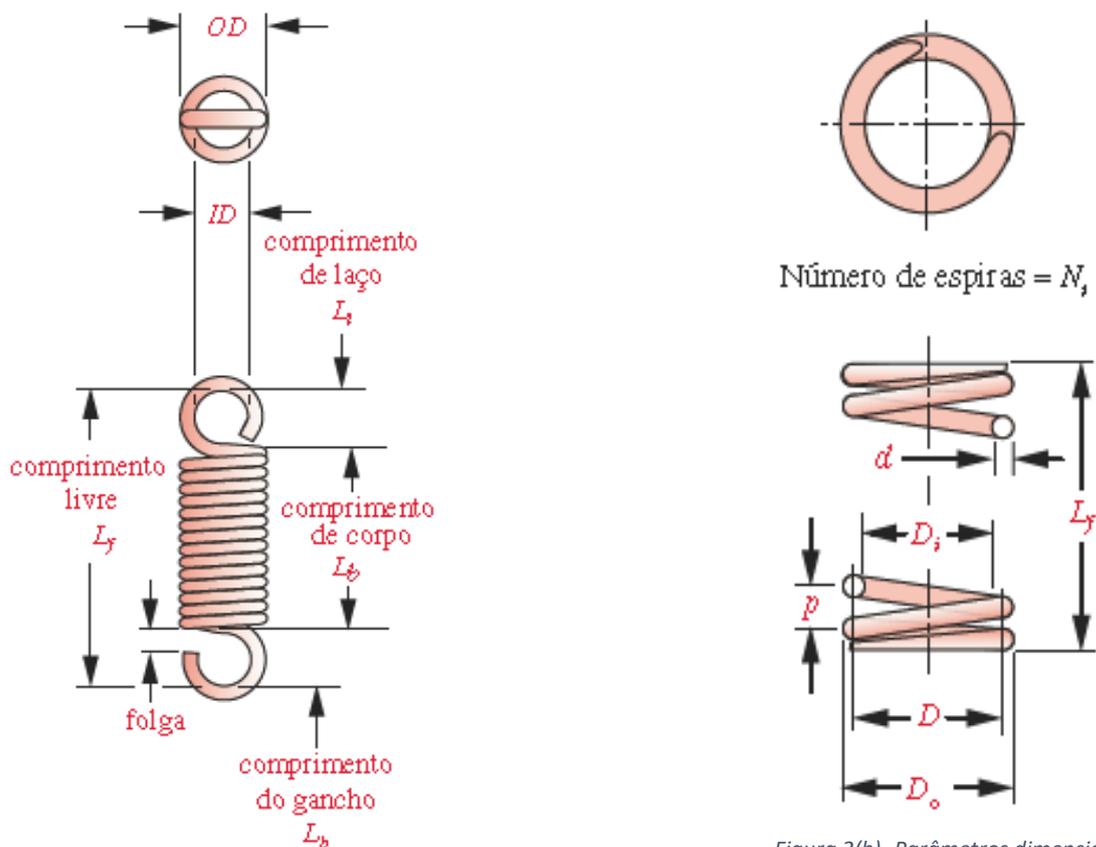


Figura 2(a) – dimensões de uma mola de extensão

Figura 2(b) - Parâmetros dimensionais para molas helicoidais de extensão

Fonte: Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013)

2.3 Materiais de molas

Existe uma quantidade limitada de materiais adequados para o fabrico de molas, aços carbono simples, aços liga, aços resistentes à corrosão ou materiais não ferrosos são alguns exemplos. Quanto as características, estes materiais e ligas devem apresentar alta resistência à

tração, ponto de escoamento alto e baixo módulo de elasticidade, conferindo assim máximo armazenamento de energia. Devido a uma grande variedade de ligas e de tamanhos, o arame de seção circular é o material mais utilizado na fabricação de molas.

A resistência à tração S_{ut} é uma função linear do diâmetro d do fio, estimada por

$$S_{ut} \cong Ad^b \quad (4)$$

Onde a constante A e o expoente b são apresentados na Tabela 1.

O limite de resistência à torção de materiais usados frequentemente em molas é de 67% do limite de resistência do material.

$$S_{us} \cong 0,67S_{ut} \quad (5)$$

Tabela 1 - Constantes A e b de S_{ut} para estimar a resistência mínima à tração de fios arames comuns de molas

Nº do ASTM	Expoente b	Diâmetro in	A , kpsi.in ^b	Diâmetro mm	A , MPa . mm ^b
A228	0,145	0,004-0,256	201	0,10-6,5	2211
A229	0,187	0,020-0,500	147	0,5-12,7	1855
A227	0,190	0,028-0,500	140	0,7-12,7	1783
A232	0,168	0,032-0,437	169	0,8-11,1	2005
A401	0,108	0,063-0,375	202	1,6-9,5	1974
A313	0,146	0,013-0,10	169	0,3-2,5	1867
	0,263	0,10-0,20	128	2,5-5	2065
	0,478	0,20-0,40	90	5,10	2911

Fonte: Projeto de engenharia mecânica: uma abordagem integrada, Shigley (2005)

Os materiais de mola são comparados através de um exame das suas resistências à tração; estas variam segundo o tipo de material, processamento e tamanho do fio (MARGHITU, 2005). Os materiais de molas mais comuns são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Materiais comuns para fio de mola

Materiais comuns para fio de mola			
N° ASTM	Material	N° SAE	Descrição
A227	Fio repuxado a frio (encruado)	1066	Fio de mola mais barato e de uso mais geral. Adequado para carregamento, porém inadequado para carga de fadiga ou impacto. O intervalo de temperaturas vai de 0 a 120°C (250°F).
A228	Fio musical	1085	Material mais tenaz e de uso mais generalizado para molas de pequenas espiras. Resistência mais alta de tração e fadiga de todos os fios musicais. Intervalo de temperaturas de 0 a 120 °C (250°F).
A229	Fio revenido em óleo	1065	Aço de uso geral para molas. Menos custoso e disponível em tamanhos maiores que os fios musicais. Adequados para carga estática, mas inadequados para carga de fadiga ou impacto. Intervalo de temperatura de 0°C a 180°C (350°F).
A230	Fio revenido em óleo	1070	Qualidade de mola para válvula – adequado para carga de fadiga.
A232	Cromo vanádio	6150	Liga mais popular de aço para mola. Qualidade de mola para válvula – adequada para carga de fadiga. Também boa para cargas de choque e impacto. Para temperaturas até 220°C (425°F). Disponível na forma recozido e pré-revenido.
A313 (302)	Aço inoxidável	30302	Adequado para aplicações de fadiga.
A401	Cromo de silício	9254	Qualidade de mola de válvula – adequado para carregamento de fadiga. Segunda resistência mais alta para fio musical e tem resistência mais elevada à temperatura máxima de até 220°C (425°F).
B134, 260	Latão de mola	CA-260	Baixa resistência – boa resistência à corrosão.
B159	Fósforo bronze	CA-510	Resistência mais alta que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Não pode ser tratado termicamente ou do brado ao longo dos grãos.
B197	Berílio cobre	CA-172	Resistência maior que a do latão – melhor resistência à fadiga – boa resistência à corrosão. Pode ser tratado termicamente ou do brado ao longo dos grãos.
-	Inconel X-750	-	Resistência à corrosão.

Fonte: Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013)

Propriedades mecânicas de fios de mola assim como resistências ao escoamento sob torção, S_{uy} , de alguns materiais são listados nas Tabelas 3 e 4 respectivamente.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola

(continua)

Material	Diâmetro d, in	E		G	
		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Fio musical A228	<0,032	29,5	203,4	12	82,7
	0,033-0,063	29	200	11,85	81,7
	0,064-0,125	28,5	196,5	11,75	81
	>0,125	28	193	11,6	80

Tabela 4 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola

(conclusão)

Material	Diâmetro d, in	E		G	
		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Mola endurecida A227	<0,032	28,8	198,6	11,7	80,7
	0,033-0,063	28,7	197,9	11,6	80
	0,064-0,125	28,6	197,2	11,5	79,3
	>0,125	28,5	196,5	11,4	78,6
Mola de válvula A230		29,5	203,4	11,2	77,2
Aço inoxidável					
A313		28	193	10	69
414		29	200	11,2	77,2
420		29	200	11,2	77,2
431		30	206	11,5	79,3

Fonte: Projeto de engenharia mecânica: uma abordagem integrada, Shigley (2005)

Tabela 5 - Tensões máximas admissíveis de torção para molas helicoidais de compressão em aplicações estáticas

Material	Percentual máximo do limite de resistência à tração		
	S_{ys} em torção		S_y em flexão
	Corpo	Extremidade	Extremidade
Aço-carbono repuxado a frio (por exemplo, A227, A228)	45%	40%	75%
Aço-carbono endurecido e revenido e aço de baixa liga (por exemplo, A229, A230, A232)	50	40	75
Aço inox austeníticos e ligas não ferrosas	35	30	55

Fonte: Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013)

2.4 Classificação dos Aços

Aços são ligas de Ferro-Carbono, geralmente de 0,008% até 2,11% de carbono, podendo conter outros elementos de ligas tais como Cr, Mn, Si, Mo, V, Nb, W, Ti, Ni e além de certos elementos residuais resultantes do processo de fabricação, tais como o P, S, Si)

Os aços podem ser classificados quanto à composição química, processamento, microestrutura, propriedades e de acordo com sua aplicação. Porém, a forma mais utilizada para classificar os aços é considerando sua composição química, assim os aços podem ser classificados em quatro grandes grupos:

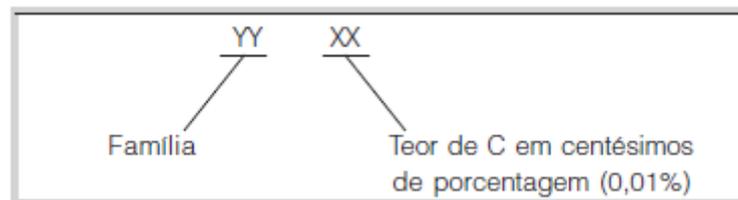
- Aços Carbono
- Aços Liga ou de Construção Mecânica (Baixa e Média Liga)
- Aços Inoxidáveis
- Aços Ferramenta (Alta Liga).

As designações SAE (Society of Automotive Engineers) e AISI (American Iron and Steel Institute) são as designações em vigor mais conhecidas (COSTA E SILVA, 2006). Neste trabalho os materiais utilizados para fabricação de molas serão os fios de aço carbono SAE 1085 e aço inoxidável AISI 302.

2.4.1 Aços Carbono

Ambas as designações SAE/AISI seguem basicamente o mesmo sistema alfanumérico de identificação, como mostra a Figura 3, onde os dois primeiros algarismos, ou seja, (YY) significa o tipo de aço e a fração (XX) significa o percentual de carbono contido no aço.

Figura 3 - Chave alfanumérica para identificação dos aços



2.4.2 Aços Inoxidáveis

Os aços inoxidáveis apresentam como principal elemento de liga o Cromo com teor normalmente superior a 11,5%. O Cromo promove a formação de um filme de óxido de Cromo que adere a superfície do aço, protegendo a superfície contra a corrosão, promovendo o retardamento da corrosão.

Os aços Inoxidáveis são classificados a partir de quatro séries de acordo com a fase predominante a temperatura ambiente. De forma geral, existem as seguintes séries de aços Inoxidáveis:

- Série 300 (Aços Inoxidáveis Austeníticos).

- Série 400 (Aços Inoxidáveis Ferríticos)
- Série 400 (Aços Inoxidáveis Martensíticos)
- Série de Aços Endurecíveis por Precipitação
- Duplex

O aço inoxidável utilizado neste trabalho para o dimensionamento de molas pertence à série 300. A série 300, denominada Aços Inoxidáveis Austeníticos, são caracterizados por apresentarem estrutura austenítica em temperatura ambiente. São os melhores aços inoxidáveis no que se refere à resistência a altas temperaturas e à resistência à corrosão (COSTA E SILVA; SCHEID, 2006, 2010).

A classificação quanto à composição química é apresentada na Tabela 5. Quanto à aplicação, os aços-carbono, com teor de carbono variando de 0,50 a 1,20%, atendem quase todos os requisitos necessários às molas. As molas de aço-carbono com diâmetros até 5/8" podem ser utilizadas com suficiente segurança até temperaturas da ordem de 175°C. Os aços-liga, a exemplo o aço inoxidável AISI 302 (Nº ASTM A313), possuem melhores propriedades de fadiga do que os aços-carbono, sendo preferíveis em algumas aplicações, porém são mais propensos a imperfeições superficiais (CHIAVERINI, 1996).

Tabela 6 - Composição química dos aços comerciais

Composição Química %							
	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni
ASTM A313	0,8 – 0,20	2,00	1,00	0,045	0,03	17,0 – 19,0	8,00 – 10,00
ASTM A228	0,80 – 0,93	0,70 – 1,00	0,15 – 0,30	0,04	0,05	-	-

Fonte: Brasmatal Waelzholz e Fort Wayne Metals

2.5 Deformação de molas helicoidais de extensão

O alongamento da mola é determinado pela deformação por torção, acumulada, de todas as espiras ativas da mola.

Ainda que a carga sobre a mola seja de tração, o fio de mola estará sob torção, devido ao fato de que a carga em qualquer espira tende a torcer o fio com relação ao seu eixo, logo a deflexão de uma mola helicoidal de extensão com fio redondo é

$$y = \frac{8(F - F_i)D^3N_a}{d^4G} \quad (6)$$

Onde G é o módulo de elasticidade transversal do material da mola, F é a força aplicada sobre a mola e N_a é o número de espiras ativas da mola. Geralmente uma espira é adicionada ao número de espiras ativas para obtenção de um corpo livre de comprimento L_f dado por

$$N_t = N_a + 1 \quad (7)$$

$$L_f = dN_t \quad (8)$$

A constante da mola k é dada por,

$$k = \frac{F - F_i}{y} = \frac{d^4G}{8D^3N_a} \quad (9)$$

2.6 Tensão em molas helicoidais

2.6.1 Carregamento Dinâmico

Quando é aplicada uma determinada força F em uma mola helicoidal, qualquer secção do arame da mola ficará sujeita a uma tensão de cisalhamento por torção devida ao torque, T , e uma tensão de cisalhamento devido à força cortante, F . Essas duas tensões se adicionam diretamente e a máxima tensão de cisalhamento ocorre na fibra interior da secção transversal do fio.

Definindo a amplitude da força como

$$F_a \cong \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (10)$$

E a força média como

$$F_m \cong \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (11)$$

As componentes de tensão são dadas por

$$\tau_{max} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (12)$$

Onde τ_{max} é a máxima tensão de cisalhamento no arame da mola e K_s é fator multiplicador de tensão cisalhante.

$$K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) \quad (13)$$

E C é o índice de curvatura da mola,

$$C = \frac{D}{d} \quad (14)$$

Onde D é o diâmetro da espira e d o diâmetro do fio.

A curvatura do fio, aumenta a tensão no interior da mola. A equação da tensão é uma função do fator de cisalhamento direto K_s e pode ser substituída por um fator de correção K_w .

$$\tau_{max} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (15)$$

Onde

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (16)$$

O coeficiente de segurança para as espiras em torção é dado por

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{min}) + S_{us}\tau_a} \quad (17)$$

Onde

$$S_{es} = 0,5 \frac{S_{ew}S_{us}}{S_{us} - 0,5S_{ew}} \quad (18)$$

e

$$S_{ew} \cong 45,0 \text{ kpsi para molas não jateadas} \quad (19)$$

2.7 Tensões nas extremidades das molas

Como mostrado na Figura 4, os ganchos possuem dois pontos de alta tensão. A Figura 4a mostra uma máxima tensão de torção; a Figura 4b mostra uma componente de tensão devida à flexão.

Figura 4 - Tensões nos ganchos

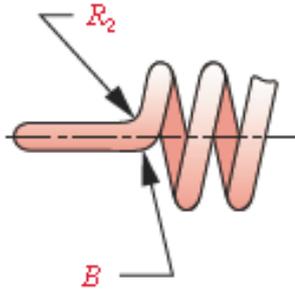


Figura 4 (a) – Tensão máxima de torção que ocorre no ponto B.

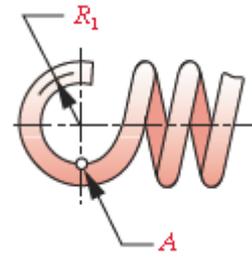


Figura 4 (b) – Tensão máxima de deflexão no ponto A

A tensão de flexão no ponto A é dada por

$$\sigma_A = K_b \frac{16DF}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (19)$$

Onde

$$K_b = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (20)$$

E C_1 é dado por

$$C_1 = \frac{2R_1}{d} \quad (21)$$

Onde R_1 é o raio médio do laço.

O coeficiente de segurança à fadiga no gancho em torção é calculado a partir da Equação 17.

$$N_{fb} = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_{min})}{S_e(\sigma_{média} - \sigma_{min}) + S_{ut}\sigma_{alt}} \quad (22)$$

Onde

$$S_e = \frac{S_{es}}{0,67} \quad (23)$$

A tensão de torção no ponto B é definida como

$$\tau_B = K_{w_2} \frac{8DF}{\pi d^3} \quad (24)$$

Com

$$K_{w_2} = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (25)$$

e

$$C_2 = \frac{2R_2}{d} \quad (26)$$

R_2 é o raio flexionado como apresentado na Figura 3a. C_2 deve ser maior que 4.

Já o coeficiente de segurança à fadiga para o gancho em flexão é

$$N_{fb} = \frac{S_{es}(S_{ut} - \tau_{min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{min}) + S_{ut}\tau_{alt}} \quad (27)$$

Onde

$$S_e = \frac{S_{es}}{0,67} \quad (28)$$

2.8 Aplicação

O tear circular mono 4 é uma máquina destinada a proceder apenas uma operação: Tecelagem de meias.

Os teares circulares mono 4 para fabricação de meias, atuando dentro de uma linha de produção, representam etapas reguladoras do processo, tornando-o contínuo. Esta vantagem pode ser aplicada, por exemplo, na alimentação das linhas de produção como etapas do processo de fabricação de meias, Figura 5.

Figura 5 - Tear de Meias Mono 4



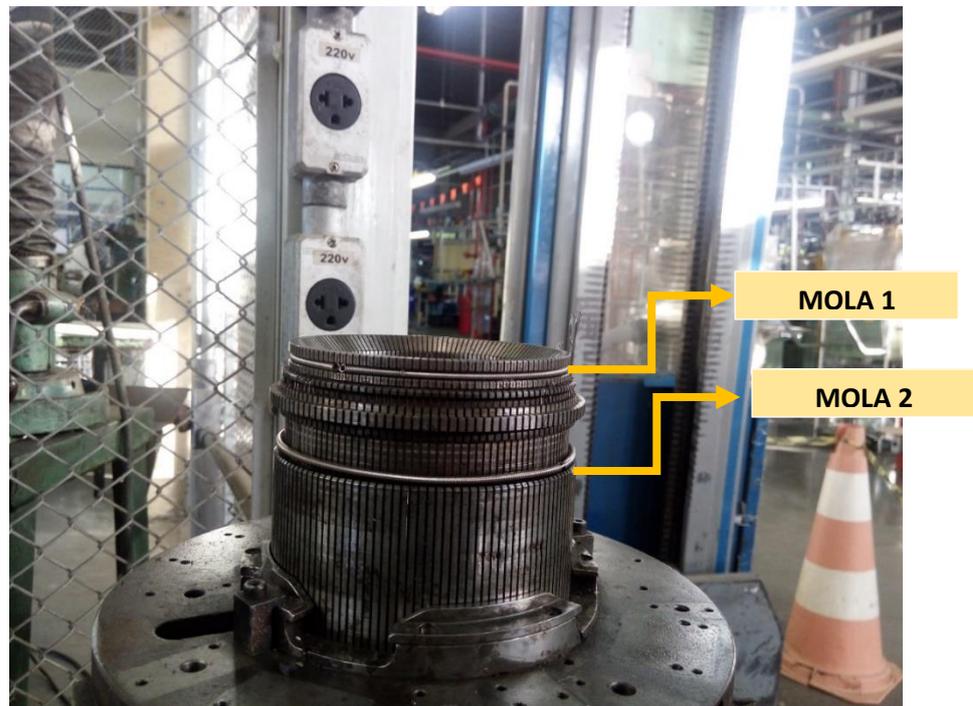
Fonte: Autor

É utilizada fonte de energia pneumática para a movimentação dos atuadores pneumáticos.

A função das mola nos teares de meias é de controlar o movimento das placas de platina e do conjunto de agulhas.

A Figura 6 mostra as molas de extensão no cilindro (mola 1) e na coroa interna do tear (mola 2). Após a fixação das molas, é então colocada a coroa externa onde são encaixadas as placas de platina e entre cada placa de platina é colocada uma agulha, como mostram as Figuras 7 e 8, respectivamente.

Figura 6 - Posicionamento das molas de extensão no cilindro



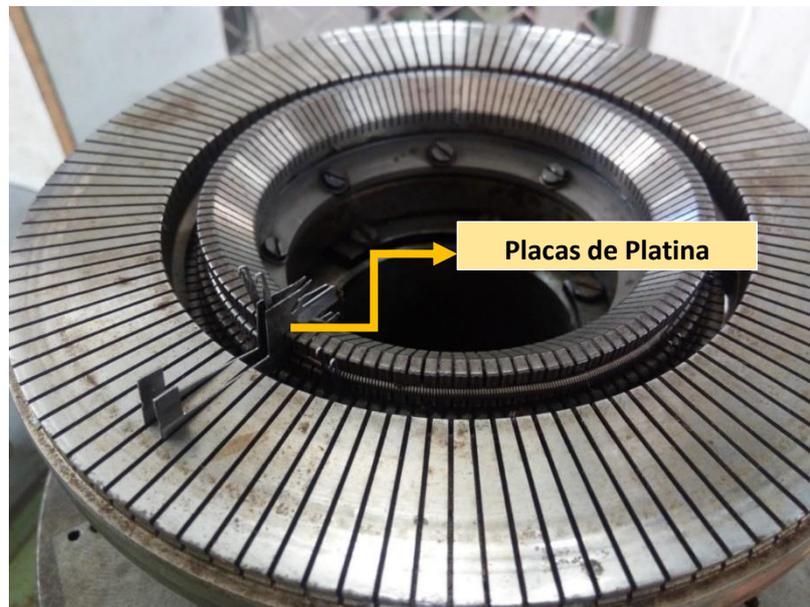
Fonte: Autor

Figura 7 - Fixação da coroa externa



Fonte: Autor

Figura 8- Encaixe das placas de platina e agulhas.



Fonte: Autor

Desta forma, a coroa externa pode ser totalmente preenchida com as placas de platina e conjunto de 120 agulhas, Figura 9.

Figura 9- Coroa externa totalmente preenchida com as placas de platina e conjunto de agulhas

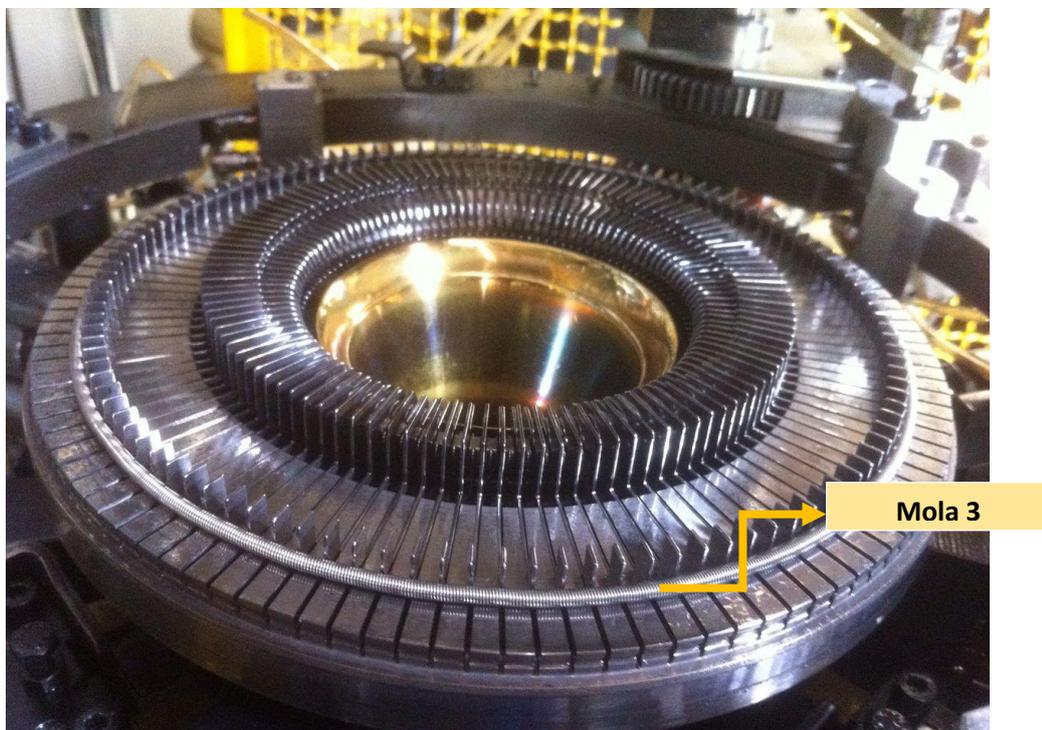


Fonte: Autor

Em uma máquina de tear circular Mono 4 são feitos 65 diferentes modelos de meias; um par de meias é feito geralmente em cerca de 45 segundos. A fábrica de meias trabalha em apenas dois turnos, há em média 147 teares na fábrica, produzindo em média 12 mil pares de meias por dia.

Um problema bastante comum que acarreta em paradas desse equipamento para manutenção é a ruptura da mola de extensão (mola 3) situada na coroa externa apresentada na Figura 10. Quando a mola da coroa externa se rompe, o movimento das placas de platina não é mais limitado, o que acarreta em produtos (meias) defeituosos e na quebra do conjunto de 120 agulhas. Da mesma maneira, a ruptura das molas 1 e 2 (Figura 6), acarretam na quebra das agulhas, já que a função dessas molas é a de limitar o movimento das agulhas. Pensando em solucionar este problema, este trabalho buscará melhorar o processo de fabricação da mola helicoidal de extensão – mola 3 da coroa externa, que trabalha à fadiga - com a realização do dimensionamento e consequente padronização dessa mola.

Figura 10- Posicionamento da mola helicoidal de extensão na coroa externa, limitando o movimento das placas de platina



Fonte: autor

3 METODOLOGIA

Este projeto foi realizado em uma fábrica de meias e confecção, localizada no sul da Bahia. As atividades foram realizadas no setor de manutenção. De acordo com as Ordens de Serviços (OS's), sistema que gera um relatório em *VBA* com banco de dados em *ACCESS* de todas as intervenções realizadas nas máquinas e equipamentos da empresa, tornou-se possível identificar os problemas das inúmeras paradas de máquinas dos teares de meias e, desta forma buscar soluções e melhorias para esse problema. Foi visto que um dos principais motivos para as paradas de máquinas e conseqüente manutenções corretivas, era devido ao fato da quebra do conjunto de agulhas. Na fábrica existem 7 modelos de teares de meias, mas para fins de pesquisa, este trabalho focará apenas no modelo MONO 4, há hoje na fábrica cerca de 96 máquinas deste modelo que opera com um conjunto de 120 agulhas.

Desta forma, o primeiro passo foi verificar o porquê das constantes quebras do conjunto de agulhas e verificou-se que esta quebra estava ligada ao fato da ruptura da mola.

O segundo passo foi realizar o estudo da mola, portanto foi observado que esta era uma mola helicoidal de extensão, sua função era a de limitar o movimento das placas de platina e do conjunto de agulhas; a mola utilizada não possuía parâmetros dimensionais, além disso, não havia o conhecimento sobre qual era o material utilizado para fabricação destas molas.

O terceiro passo foi verificar como eram fabricadas essas molas. A máquina de fabricar molas é de fabricação própria, confeccionada pelos mecânicos da fábrica. Em relação a esta máquina, diversos problemas foram observados, como uma furadeira utilizada como motor, que por ser leve, faz com que a mola fabricada obtenha diferentes passos e diâmetros externos diferentes ao longo do seu comprimento; outro problema consiste na saída da mola da máquina, esta máquina não possui uma correta saída para a mola, desta forma, quase sempre a mola fabricada é uma mola torta.

Para tentar solucionar este problema, foi utilizado o software SolidWorks® para projetar e otimizar a máquina de fabricar molas já utilizada na fábrica; todas as peças foram feitas 3D e posteriormente em ambiente 3D de montagem; foram gerados também os desenhos

técnicos das peças projetadas em ambiente 2D. Por fim, visto os problemas e de forma a tentar solucioná-los, será realizado o processo de dimensionamento das molas helicoidais de extensão à fadiga, utilizando o software Microsoft Excel®.

A Figura 11 demonstra o funcionamento desta máquina que consiste em uma furadeira com um mandril onde é acoplado o fio guia; uma morsa é fixada na mesa a fim de sustentar um bloco de madeira que contém um furo central; por este furo passará o fio guia juntamente com o fio de mola que são presos por um elemento de fixação que faz com que, ao ligar o motor (furadeira) o fio de arame seja enrolado no fio guia, obtendo assim, uma mola helicoidal.

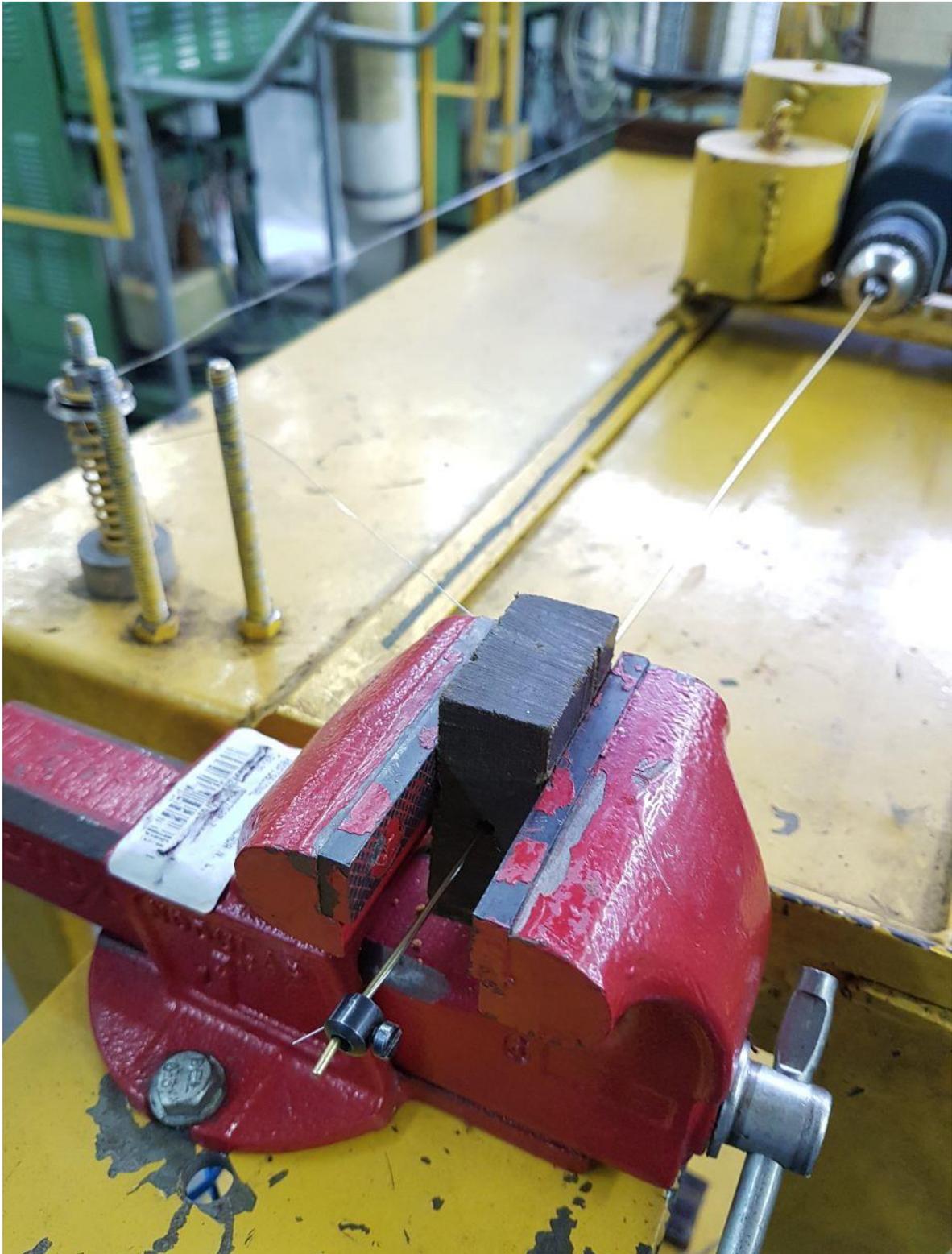
Figura 11 - Protótipo utilizado na fabricação de molas



Fonte: Autor

A Figura 12 detalha com aproximação a máquina, onde é possível observar como ocorre a saída da mola através do bloco de madeira preso à morsa.

Figura 12 - Ilustração da saída da mola



Fonte: Autor

A mola utilizada na fábrica de meias é carregada dinamicamente e possui 420 mm de comprimento, Figura 13 e 14.

Figura 13 - Comprimento inicial da mola



Fonte: Autor

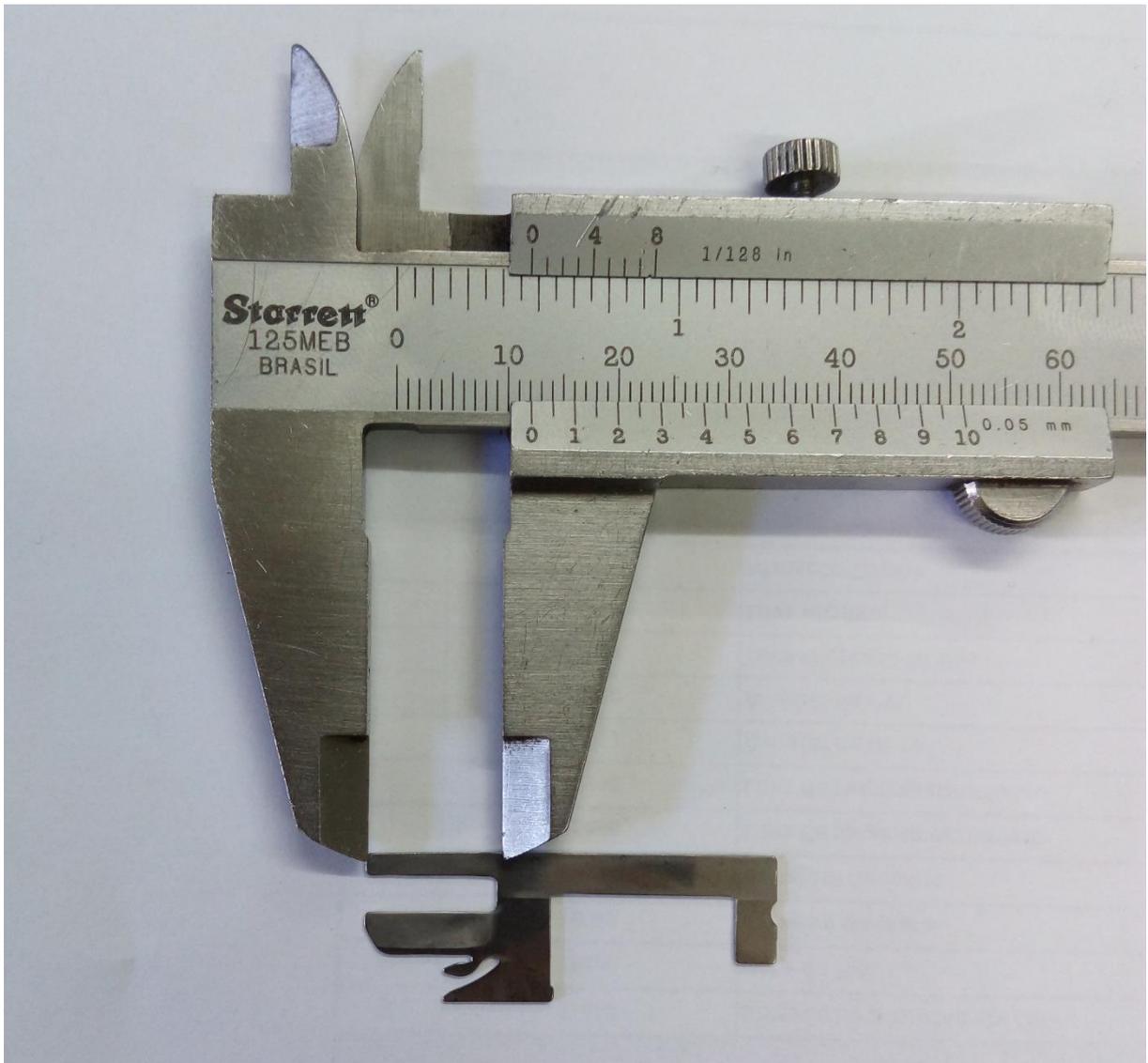
Figura 14 - Marcação do comprimento da mola em seu estado inicial, sem sofrer alongamento.



Fonte: Autor

O intervalo de deflexão fornecido pela placa de platina, Figura 15, é de 12 mm, que é a distância máxima que a placa de platina percorre na coroa externa durante o processo de tecelagem da meia.

Figura 15 - Intervalo de deflexão Δy medido na placa de platina



Fonte: Autor

O processo de dimensionamento da mola helicoidal de extensão submetido à carregamento dinâmico foi feito de acordo com a rotina matemática apresentada no Anexo I. As recomendações de projeto foram seguidas conforme a seção 3.5 abaixo.

3.5 Recomendações de Projeto

- Recomenda-se que o índice de curvatura de mola C esteja entre 4 e 14;
- O raio médio do gancho, R_l , da Equação 21 é idêntico ao raio médio da espira;
- C_2 da Equação 24 deve ser maior que 4;
- Os coeficientes de segurança devem ser maiores que 1.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os valores iniciais para a mola de aço inoxidável AISI 302 utilizada na fábrica de meias foram coletados e apresentados na Tabela 6.

Tabela 7 - Dimensões da mola helicoidal de extensão utilizada na fábrica de meias

Dados Iniciais		
	in	mm
Diâmetro do fio (d)	0,015748	0,4
Diâmetro externo (D_e)	0,098	2,5
Diâmetro interno (D_i)	0,059	1,5
Nº total de espiras (N_a)	1206	1206
Comprimento livre (L_f)	15,8268	402

Fonte: autor

Foram medidos valores como deflexão de trabalho da mola, frequência de trabalho da máquina de tear e valores tabelados para o material de fio de aço inoxidável AISI 302 como o módulo de elasticidade por cisalhamento, apresentados na Tabela 7.

Tabela 8 - Valores iniciais tabelados e obtidos a partir de medições

Dados de Entrada	
Deflexão de trabalho (Δ_y)	12 mm – 0,470 in
Módulo de elasticidade por cisalhamento (G)	69 GPa – 10 Mpsi
Frequência forçante (f)	240 rpm

Foi criada uma rotina no Microsoft Excel® para realizar o dimensionamento desta mola helicoidal. Foi realizada uma iteração para obter informações das variáveis da mola dimensionada. Foi mantido o diâmetro de 0,4 mm, pois a intenção neste momento é descobrir quais são os valores de resistência e coeficientes de segurança desta mola.

Os resultados para estas iterações estão apresentadas na Tabela 8, com as devidas especificações de projeto para a mola de material AISI 302.

Tabela 9 - Especificações do projeto para um fio de 0,4 mm de aço inoxidável AISI 302

<i>d</i>	0,4 mm
<i>C</i>	4
<i>D</i>	1,6 mm
<i>F_i</i>	2,14 N
<i>S_{ut}</i>	635,8 MPa
<i>S_{ys}</i>	222,53 Mpa
<i>S_{us}</i>	424,1 Mpa
<i>S_{es}</i>	244,65 MPa
<i>N_{fs}</i>	2,61
<i>N_{fb}</i>	2,00
<i>N_{fs}</i>	2,99
<i>D_e</i>	2 mm
<i>D_i</i>	1,2 mm
<i>N_t</i>	495,25
<i>L_f</i>	200,5 mm

Fonte: autor

A seguir, na Tabela 9, variamos o diâmetro e índice de mola para compararmos com os valores da Tabela 8.

Tabela 10 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço inoxidável AISI 302 variando diâmetro e índice de mola

(continua)

<i>d</i>	0,5	0,6	0,7	1
<i>C</i>	4	4,5	5	6
<i>D</i>	2	2,7	3,5	6
<i>F_i</i>	3,34	4,12	4,84	7,53
<i>S_{ut}</i>	656,67	674,39	689,74	726,61
<i>S_{ys}</i>	229,84	236,04	241,41	254,31
<i>S_{us}</i>	438	449,82	460,06	484,65
<i>S_{es}</i>	240,21	236,80	234,06	228,17
<i>N_{fs}</i>	4,1	5,5	6,9	12,4
<i>N_{fb}</i>	3,2	4,3	5,5	9,7
<i>N_{fs}</i>	4,8	6,2	7,6	13,0
<i>D_i</i>	1,5	2,1	2,8	5

Tabela 11 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço inoxidável AISI 302 variando diâmetro e índice de mola

(conclusão)

<i>d</i>	0,5	0,6	0,7	1
<i>D_e</i>	2,5	3,3	4,2	7
<i>N_t</i>	619	523	445	368
<i>L_f</i>	313	318	317	378

Fonte: autor

A mola utilizada nos teares de meias da fábrica, Tabela 6, têm hoje uma vida útil de 2 a 4 semanas, essa mola falha por fadiga, devido às solicitações cíclicas; a ruptura dessa mola sempre se dá na região dos ganchos. Para o dimensionamento da mola da Tabela 8, a força necessária para defletir a mola deve ser maior que F_i . Variando o diâmetro e o índice de curvatura da mola como apresentado na Tabela 9, podemos fazer uma comparação com os dados da Tabela 8, e assim, percebemos que quanto maior o diâmetro do fio, maior deve ser a força, F_i , para defletir a mola. A resistência à tração, que é a maior tensão de tração que o material pode suportar antes da ruptura, também aumenta com o aumento do diâmetro do fio, assim como para a resistência ao escoamento sob torção, observamos que o limite de resistência à fadiga diminuiu ao passo que se aumentou o diâmetro do fio.

O comprimento livre da mola também deve ser levada em conta, esta precisa ter no mínimo 420 mm de comprimento, sendo assim os comprimentos obtidos para esta mola de aço inoxidável não cumprem o esperado.

Os coeficientes de segurança para esta mola são a razão entre resistência/tensão atuante. Como há mais de uma forma dessa mola falhar, há mais de um valor para o coeficiente de segurança, sendo eles o coeficientes de segurança à fadiga para espiras em torção, para o gancho em flexão e para o gancho em torção. De acordo com a Tabela 10, um valor adequado de coeficiente de segurança para este projeto é 1,3, considerando que o material utilizado foi testado, pois a mola dimensionada possui mesmo diâmetro e material que a mola usada na fábrica.

Tabela 12 – Fatores para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
		F1
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
		F2
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
		F3
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

Fonte: Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013)

Logo, os coeficientes de segurança obtidos para este projeto são maiores do que o valor recomendado de 1,3, demonstrando que a mola sofre um esforço maior do que ela pode suportar, originando assim a falha por fadiga.

Foi escolhido então, o material de fio de aço carbono ASTM A228, pois este fio constitui um dos melhores aços para molas, o objetivo é substituir o material de fio de aço inoxidável AISI 302, pois para molas helicoidais de pequena secção e que possuem um diâmetro de máximo 1/2”, este é o fio mais adequado, porém estas molas não devem ser expostas a temperaturas superiores a 120°C, pois correm o risco de sofrerem perda de carga.

Para o dimensionamento da mola de fio de aço carbono ASTM A228, foram feitas cinco iterações variando diâmetro e índice de mola, os resultados estão listados na Tabela 11.

Tabela 13 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço carbono N° ASTM A228 (AISI 1085) variando diâmetro e índice de mola

(continua)

d	0,5	0,6	0,7	1	1
C	4	4,5	5	6	7
D	2,00	2,7	3,5	6	7
F_i	3,34	4,12	4,84	7,53	5,9
S_{ut}	784	805	823	867	867
S_{ys}	353	362	370	390	390
S_{us}	523	537	549	578	578
S_{es}	221	218	216	212	212
N_{fs}	2,20	2,94	3,72	6,68	5,9
N_{fb}	1,69	2,28	2,89	5,21	4,6
N_{fs}	2,52	3,28	4,05	6,99	5,9

Tabela 14 - Especificações de projeto obtidas para mola de fio de aço carbono N° ASTM A228 (AISI 1085) variando diâmetro e índice de mola

(conclusão)

<i>d</i>	0,5	0,6	0,7	1	1
<i>D_i</i>	1,5	2,1	2,8	5	6
<i>D_e</i>	2,5	3,3	4,2	7	8
<i>N_t</i>	1234,25	1040,156	885	731,58	461,23
<i>L_f</i>	620,14	628,44	625,11	741,8	473,23

Fonte: autor

Foram usados os valores de diâmetros e índice de mola iguais ao da Tabela 9, para o fio de aço inoxidável, pois o objetivo aqui também é poder realizar uma comparação entre os dois fios de mola. Para este fio, os valores de limite de resistência à tração, resistência ao escoamento, resistência ao cisalhamento (resistência à quebra na torção) são todos melhores que para o fio de aço inox, porém a resistência à fadiga é melhor para o material de aço inox, como visto na seção 2.3.

Analisando os coeficientes de segurança, e tendo em mente que não foram feitos experimentos para essa mola de fio de aço carbono, um coeficiente de segurança maior é recomendável para este caso. Pela Tabela 10, um coeficiente de segurança adequado para este projeto está entre 3 e 5+, o que satisfaz o projeto para um diâmetro de fio de 0,6 a 1,00 mm.

Uma vez feito o dimensionamento da mola e selecionado o material e diâmetro mais adequados, concluímos uma etapa do trabalho.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O dimensionamento de uma nova mola helicoidal de extensão foi possível graças a uma revisão bibliográfica sobre projeto de molas. Para implementação de variáveis de projeto como materiais para molas, pré-carga de espiras, tensões nas espiras, tensões nas extremidades (ganchos) e resistência de materiais para este tipo de mola, foi necessário implementar uma rotina matemática que permitissem várias iterações para que uma combinação razoável de parâmetros possa ser encontrada, pois desta forma todos os aspectos do problema são resolvidos simultaneamente.

Observou-se com a rotina, que para o fio de aço carbono ASTM A228 as propriedades mecânicas são melhores que para o fio de aço inoxidável AISI 302, com exceção do limite de resistência à fadiga, pois mesmo que com pouca diferença, a mola de aço inoxidável demonstrou maior limite que o fio musical.

Em relação ao comprimento livre da mola, que é um fator que precisa ser mantido constante para este projeto, as molas de aço inoxidável não atenderam a este requisito.

Para os coeficientes de segurança, tanto para espira quanto para os ganchos, estas são variáveis que possuem incertas, não podemos afirmar com certeza se são válidos ou não para o projeto, visto que não foram feitos experimentos para o modelo proposto.

A realização deste trabalho permitiu sugerir algumas propostas para a melhoria da fabricação de molas, com desenhos técnicos do equipamento e de peças em ambiente 2D e 3D. As sugestões feitas se basearam em uma possível melhoria a curto prazo, mas que resultaria em mudanças satisfatórias e que poderiam ser realizadas sem altos custos para a empresa.

Devido ao uso de uma rotina matemática, os testes efetuados no projeto de molas poderão eventualmente sofrer alterações simples em uma busca de novos materiais para obter um projeto com padrões considerados como ideais.

6 PROPOSTA PARA TRABALHO FUTURO

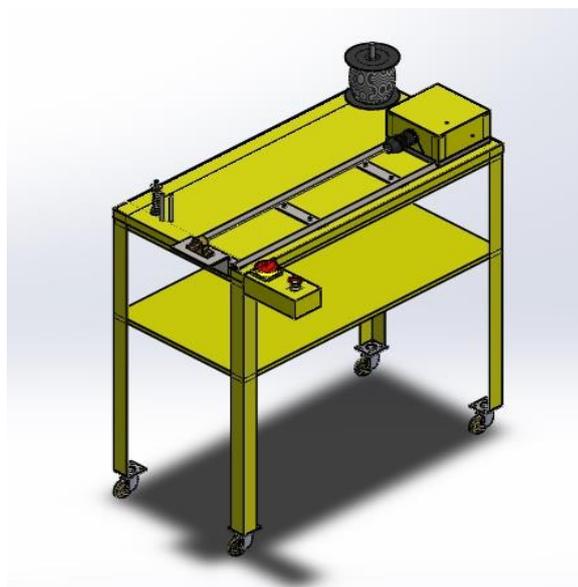
6.1 Otimização da máquina de fabricar molas

Como uma melhoria futura, deve-se ser feita uma otimização da máquina de fabricar molas. Aqui será exposto uma tentativa de otimização que poderá ser melhorada no futuro.

Este novo projeto é baseado na máquina de molas da fábrica, pois por hora não será possível construir uma nova máquina, por isso o objetivo é melhorá-la dentro das condições financeiras da fábrica, ou seja, são ações corretivas que poderiam ser tomadas sem acarretar em altos custos.

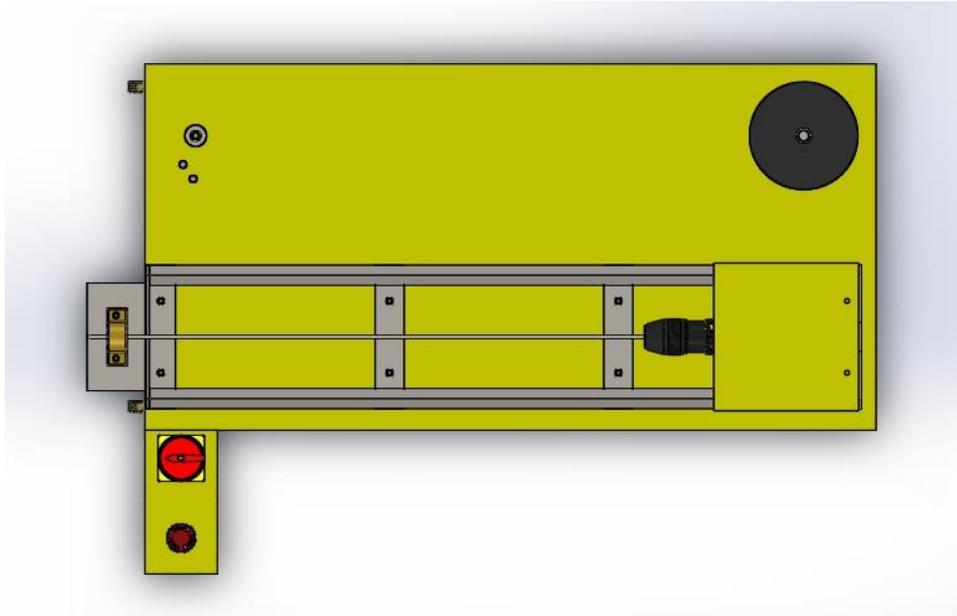
A vista isométrica e as vistas ortográficas superior, lateral direita e frontal da máquina de fabricar molas estão apresentadas nas Figuras 16, 17, 18 e 19 respectivamente.

Figura 16 - Vista Isométrica do protótipo da máquina de fabricar molas



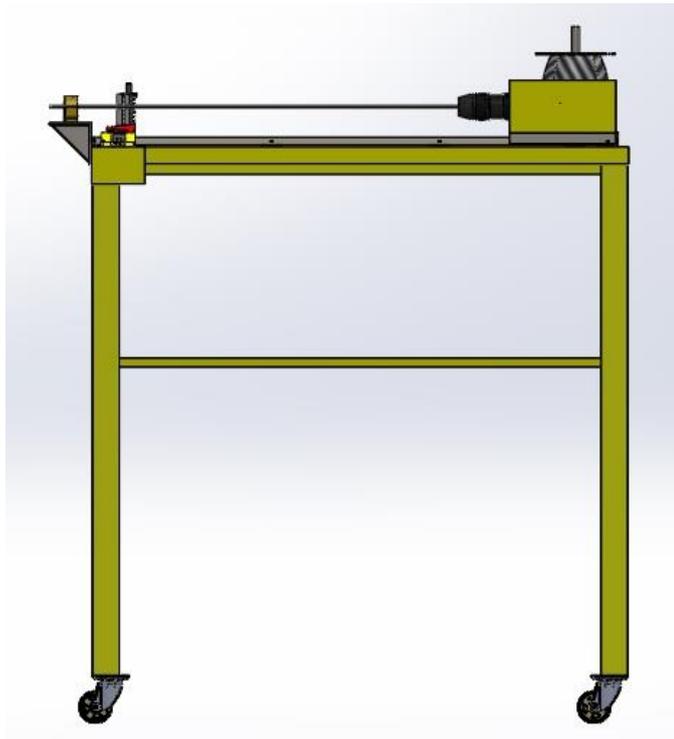
Fonte: Autor

Figura 17 - Vista Superior 3D do protótipo da máquina de fabricar molas



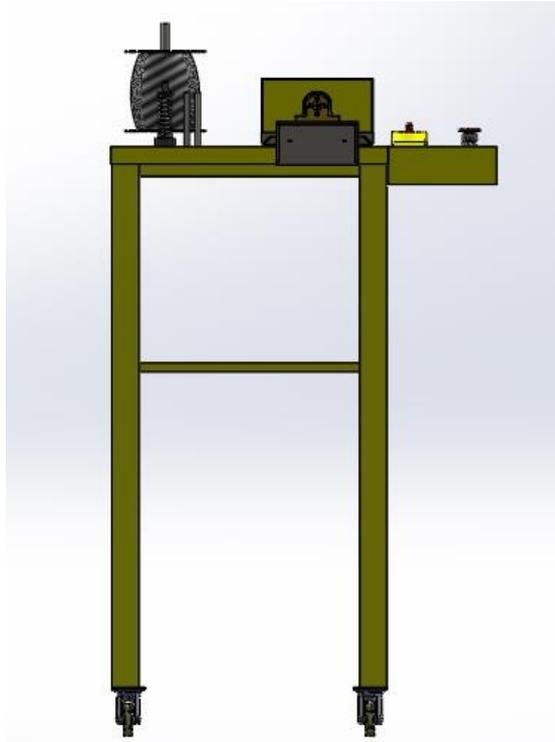
Fonte: Autor

Figura 18 - Vista Lateral direita 3D do protótipo da máquina de fabricar molas



Fonte: Autor

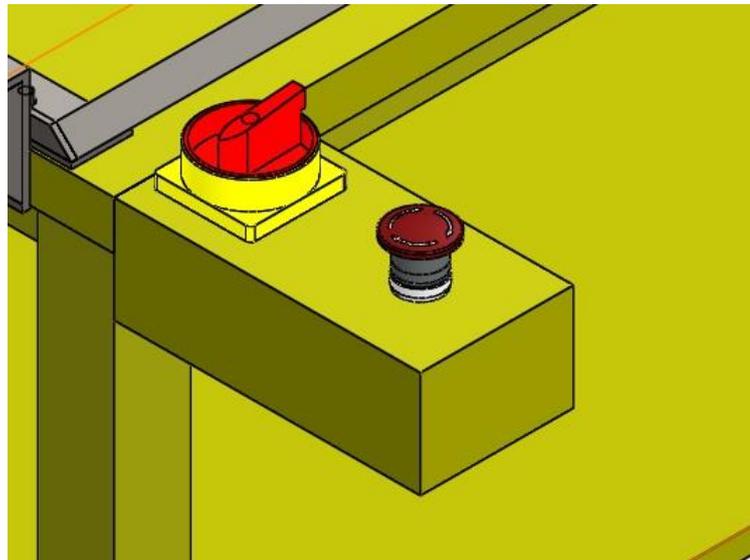
Figura 19 - Vista Frontal do protótipo da máquina de fabricar molas em 3D



Fonte: Autor

Como melhoria, um painel elétrico foi adicionado à máquina contendo uma chave seletora liga/desliga e um botão de emergência conforme às Normas Regulamentadoras NR12, como apresentado na Figura 20.

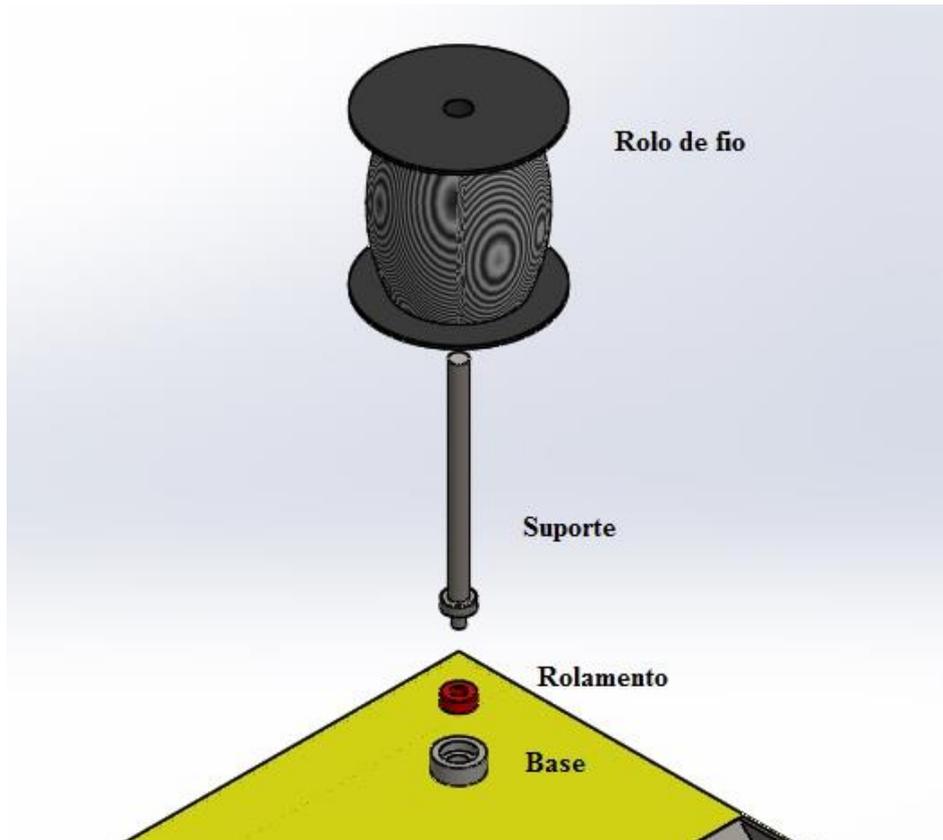
Figura 20 - Painel elétrico com chave seletora liga/desliga e botão de emergência



Fonte: Autor

Foi adicionado um rolamento axial ao suporte do rolo de fio, permitindo assim um melhor movimento de deslizamento, ao passo que o fio de mola é enrolado sobre o fio guia, Figura 21.

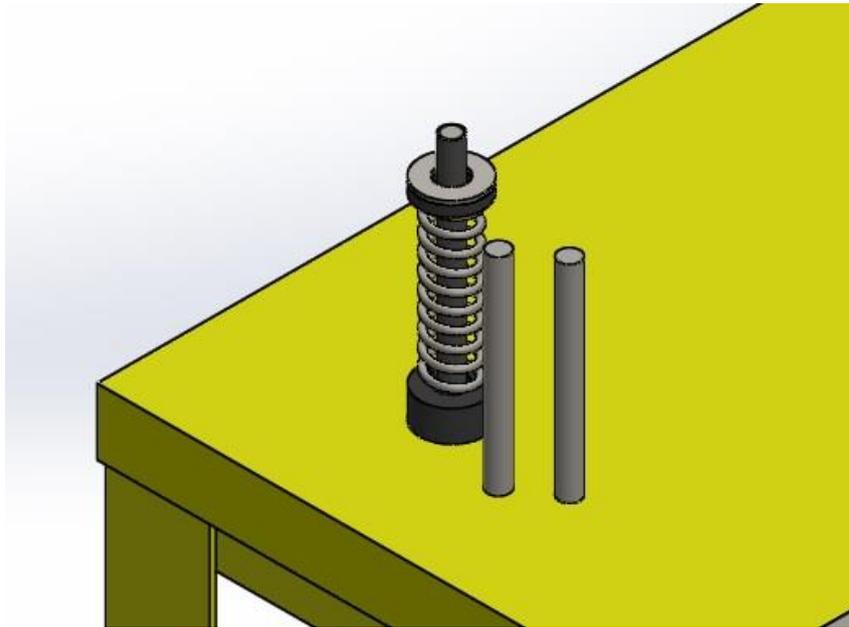
Figura 21 - Detalhe do suporte do rolo de fio



Fonte: Autor

Os Tensionadores de fios foram mantidos como no protótipo antigo da máquina de fabricar molas, como na Figura 22.

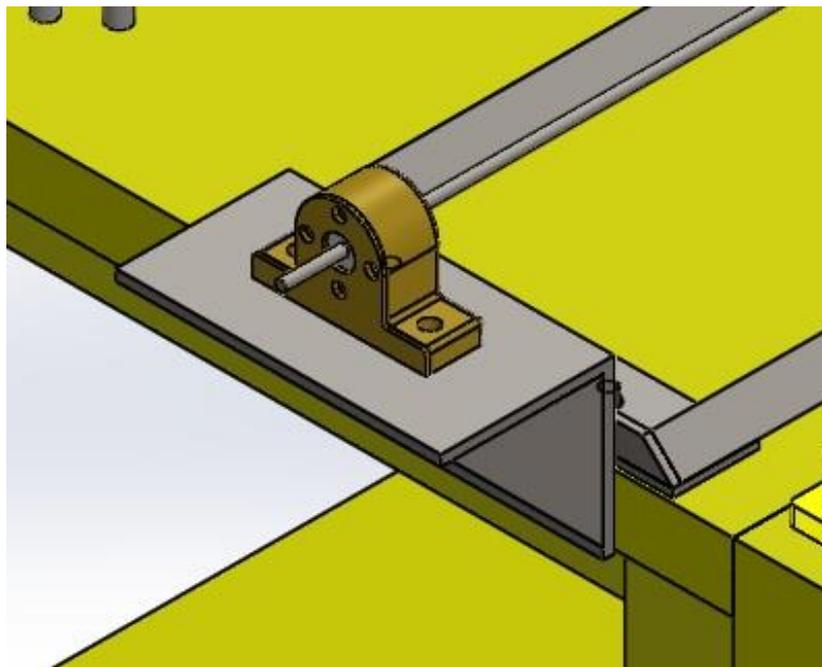
Figura 22 – Tensionadores de fios



Fonte: Autor

Para prender o fio guia ao fio de mola, foi colocado um mancal com bucha. O mancal permite que a bucha possa ser trocada facilmente para fabricação de molas de diferentes diâmetros, como exemplificado na Figura 23.

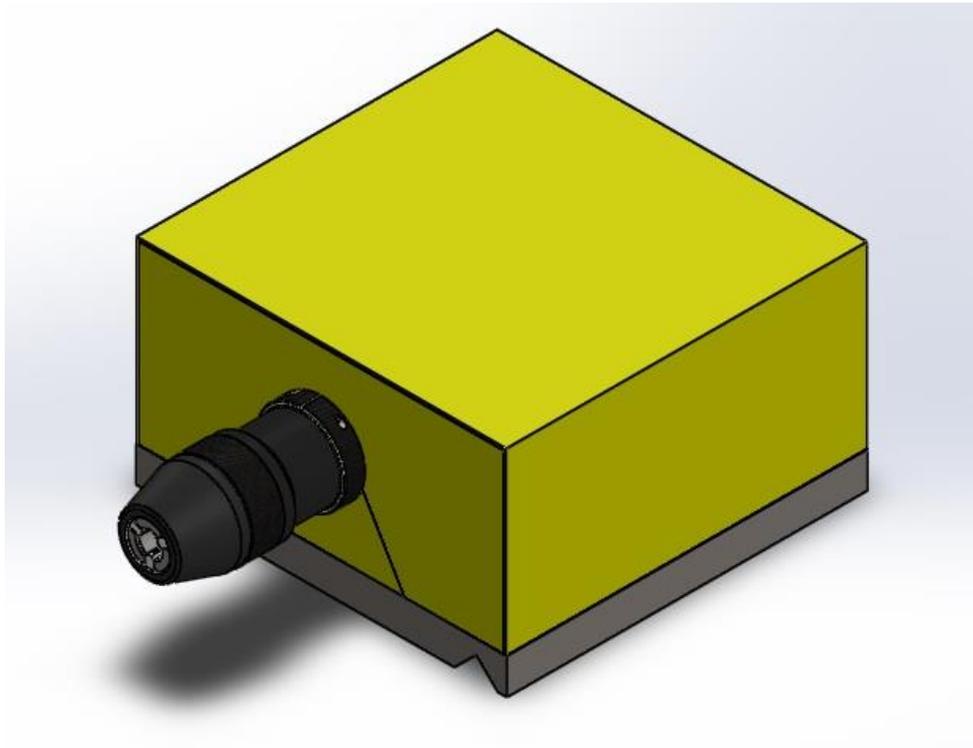
Figura 23 – Saída final da mola helicoidal da máquina de fabricara molas utilizando um mancal com bucha



Fonte: Autor

Uma carcaça foi colocada sobre o motor, dando mais estabilidade ao movimento devido ao seu peso e mantendo o motor livre de “fiapos” de algodão presentes no ambiente, devido ao fios utilizados no processo de tecelagem das meias, Figura 24.

Figura 24 - Motor com mandril acoplado



Fonte: Autor

Os desenhos das peças 2D com suas respectivas dimensões se encontram no Anexo II.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS

COSTA E SILVA, A. L e MEI, P. R. Aços e ligas especiais. Editora Edgard Blücher, 2ª edição, 2006, p. 315 – 417.

CHIAVERINE, Vicente, Aços e Ferros fundidos. 7 ed – 1996, Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais – ABM.

MENDES R. M.; Elementos de máquinas – Molas; Escola Superior de Tecnologia – I.P.S.; 2003.

NORTON, R. L. Projeto de Máquinas: Uma abordagem Integrada, 4ª edição, Bookman, 2013.

MARGHITU, Dan B. Mechanical Springs. In: Kinematic chains and machine components design. Alabama: Elsevier, 2005. p. 723-28.

SCHEID, Adriano. Curso básico de aços. CURITIBA 2010 - <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM343/A%C7OS.pdf>. Acessado em 17/08/2017.

SHIGLEY, Joseph E.; MISHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

ANEXO I

Força Mínima		
Fmin:	0,0674 lbf	0,30 N
Força Máxima		
Fmax:	0,3597 lbf	1,60 N
Deflexão de trabalho		
Δy :	0,47 in	12 mm
Frequência forçante		
ff:	240 rpm	

Módulo de Cisalhamento para o fio de aço inoxidável AISI 302

G:	1,00E+07 Psi	69 GPa
----	--------------	--------

Supondo um diâmetro inicial de fio de 0,4 mm e um índice de mola $C = 4$ podemos calcular o diâmetro médio da espira pela Eq. 14

Diâmetro do fio		
d:	0,015748 in	0,40 mm
Índice de mola		
C:	4	
Diâmetro médio		
D:	0,062992 in	$=C \cdot d$ 1,60 mm

Cálculo de tensão inicial do fio, pela Eq. 2 e 3 e utilizando o valor assumido de C

τ_{i1} :	17725 psi	$= -4.231 \cdot C^3 + 181.5 \cdot C^2 - 3387 \cdot C + 28640$	122,21 MPa
τ_{i2} :	26740 psi	$= -2.987 \cdot C^3 + 139.7 \cdot C^2 - 3427 \cdot C + 38404$	184,37 MPa
τ_i :	22233 psi	$= (\tau_{i1} + \tau_{i2}) / 2$	153,29 MPa

Fator de cisalhamento direto

Ks:		
Ks:	1,13	$= 1 + 0.5/C$

O valor de τ_i de é substituído na equação 12 para encontrar a força de tensão inicial da espira F_i :

F_i :	0,48 lbf	$= (PI \cdot d^3 \cdot \tau_{i1}) / (8 \cdot Ks \cdot D)$	2,14 N
---------	----------	---	--------

Cálculo das forças média e alternada

Força Alternada

$$\text{Fa: } 0,15 \text{ lbf} = \frac{(F_{\max} - F_{\min})}{2} = 0,650 \text{ N}$$

Força Média

$$\text{Fm: } 0,21 \text{ lbf} = \frac{(F_{\max} + F_{\min})}{2} = 0,950 \text{ N}$$

O fator de cisalhamento direto K_s e os valores previamente assumidos são utilizados para encontrar a tensão média τ_m :

Tensão para Força Máxima

$$\tau_m: 9867 \text{ psi} = \frac{K_s * (8 * F_m * D)}{\pi * d^3} = 68,033 \text{ MPa}$$

O fator de Wahl, K_w , é calculado para determinar o esforço de cisalhamento alternado τ_a na espira.

Fator de Wahl

$$K_w: 1,40 = \frac{(4 * C - 1)}{0,615 * C} + \frac{1}{C}$$

Tensão Alternada na espira

$$\tau_a: 8426 \text{ psi} = \frac{K_w * (8 * F_a * D)}{\pi * d^3} = 58,097 \text{ MPa}$$

Da Tabela 1, para ASTM A313 (AISI 302):

$$\begin{aligned} A: & 169000 \text{ psi} && 1165,21 \text{ MPa} \\ b: & 0,146 \end{aligned}$$

Resistência à tração

$$\text{Sut: } 92190 \text{ psi} = A * d^b = 635,62 \text{ MPa}$$

Resistência ao escoamento sob torção

$$\text{Sys: } 32266 \text{ psi} = 0,35 * \text{Sut} = 222,47 \text{ MPa}$$

Resistência ao cisalhamento

$$\text{Sus: } 61490 \text{ psi} = 0,667 * \text{Sut} = 423,96 \text{ MPa}$$

O limite de resistência do fio é dado pela Eq. 19 esse valor é convertido para o limite de resistência à fadiga em condições alternadas utilizando a Equação 18.

Limite de resistência do fio

$$\text{Sew: } 45000 \text{ psi} = 45 * 1000 = 310 \text{ MPa}$$

Limite de resistência à fadiga

$$\text{Ses: } 35484 \text{ psi} = \frac{0,5 * (\text{Sew} * \text{Sus})}{0,5 * \text{Sew} + \text{Sus}} = 244,65 \text{ MPa}$$

O coeficiente de segurança para espiras em torção é calculado a partir da Equação 22.

Tensão Mínima			
τ_{min} :	1441 psi	= $TAU_m - TAU_a$	9,936 MPa
Fator de Segurança à fadiga			
Nfs:	2,61	= $\frac{Ses*(Sus-TAU_{min})}{(Ses*(TAU_m - TAU_{min}) + Sus*TAU_a)}$	2,61

Tensões nos ganchos devido à flexão

C1:	4	= C	
Kb:	1,23	= $\frac{4*C1^2 - C1 - 1}{4*C1*(C1 - 1)}$	
σ_a :	15507 psi	= $Kb * \frac{16*D*Fa}{(PI*d^3) + (4*Fa)/(PI*d^2)}$	106,92 MPa
σ_m :	22658 psi	= $Kb * \frac{16*D*Fm}{(PI*d^3) + (4*Fm)/(PI*d^2)}$	156,22 MPa
σ_{min} :	7151 psi	= $Kb * \frac{16*D*Fmin}{(PI*d^3) + (4*Fmin)/(PI*d^2)}$	49,31 MPa

Conversão da resistência de endurance torcional para resistência de endurance por tração, esta última é usada juntamente com o limite de resistência à tração para determinar o coeficiente de segurança à fadiga para o gancho em flexão, utilizando a Eq. 27

Se:	52961 psi	= $Ses/0.67$	365,15 MPa
Nfb:	2,001	= $\frac{Se*(Sut-SIG_{min})}{(Se*(SIG_m - SIG_{min}) + Sut*SIG_a)}$	

As tensões de torção no gancho são determinadas a partir da Eq. 24, supondo um valor de $C2 = 5$.

C2:	5		
R2:	0,039 in	= $\frac{C2*d}{2}$	1,00 mm
Kw2:	1,188	= $\frac{4*C2 - 1}{4*C2 - 4}$	
τ_{Ba} :	7128 psi	= $Kw2 * \frac{8 * Fa * D}{PI * d^3}$	49,15 MPa
τ_{Bm} :	10416 psi	= $Kw2 * \frac{8 * Fm * D}{PI * d^3}$	71,81 MPa
τ_{Bmin} :	3287 psi	= $Kw2 * \frac{8 * Fmin * D}{PI * d^3}$	22,67 MPa

O coeficiente de segurança à fadiga do gancho em torção é calculado usando a Eq. 22

Nfs:	2,988	= $\frac{Ses*(Sus-TAUB_{min})}{(Ses*(TAUB_m - TAUB_{min}) + Sus*TAUB_a)}$
------	-------	---

A constante de mola é definida a partir dos dois valores especificados de força correspondentes à sua deflexão relativa.

Constante da mola

$$k: \quad 0,358511 \quad = (F_{\max} - F_{\min}) / \Delta y$$

O número de espiras ativas é calculado para obter a constante de mola definida através da Equação 9:

Nº ativo de espiras

$$N_a: \quad 857,93 \quad = (d^4 * G) / (8 * D^3 * k)$$

Constante de mola corrigida

$$k_k = \quad 0,36 \text{ lbf/in} \quad = (d^4 * G) / (8 * D^3 * N_a)$$

O número total de espiras no corpo e o comprimento do corpo são

Total de espiras

$$N_t: \quad 858,93 \quad = N_a + 1$$

Comprimento do corpo

$$L_b: \quad 13,526464 \text{ in} \quad = N_t * d$$

O comprimento livre agora pode ser determinado. O comprimento de um gancho padrão é igual ao diâmetro interno da espira:

Comprimento do gancho

$$L_{\text{gancho}}: \quad 0,047244 \text{ in} \quad = D - d \quad 1,20 \text{ mm}$$

Comprimento livre da mola

$$L_f: \quad 13,620952 \text{ in} \quad = L_b + 2 * L_{\text{gancho}} \quad 345,97 \text{ mm}$$

Deflexão para atingir maiores cargas.

$$y_{\max}: \quad -0,339 \text{ in} \quad = (F_{\max} - F_i) / k_k \quad -8,61 \text{ mm}$$

Os diâmetros interno e externo da espira são

Diâmetro interno da espira

$$D_i: \quad 0,047244 \text{ in} \quad = D - d$$

Diâmetro externo da espira

$$D_o: \quad 0,07874 \text{ in} \quad = D + d$$

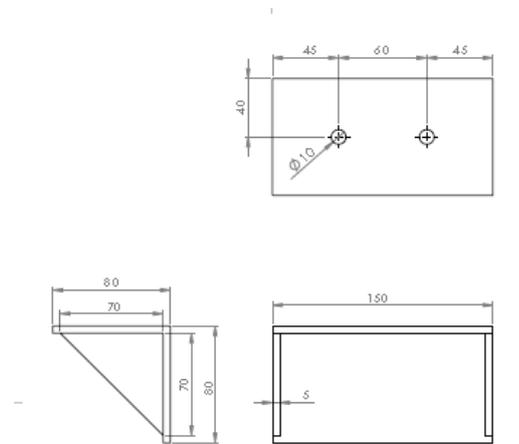
Especificação de projeto para mola de fio de aço inoxidável AISI 302:

Diâmetro do fio			
d:	0,015748 in	=d	0,40 mm
Diâmetro Externo			
Do:	0,07874 in	=Do	2,00 mm
N° Total de Espiras			
Nt:	858,93218 espiras	=Nt	
Comprimento Livre			
Lf:	13,620952 in	=Lf	345,97 mm

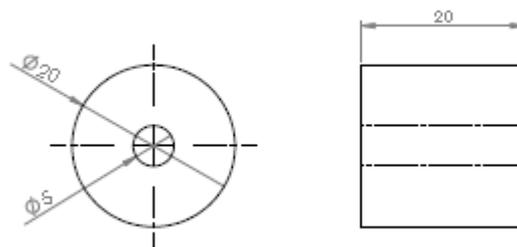
ANEXO II

Peças em 2D e Dimensões

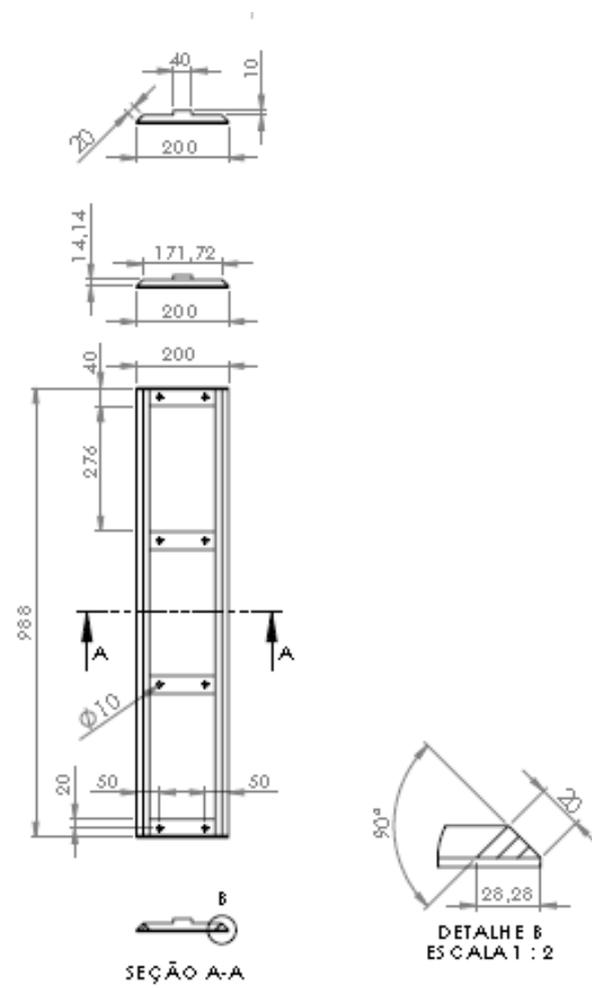
Apoio do Mancal



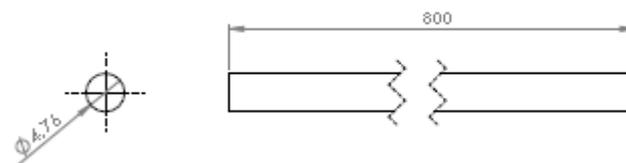
Bucha Mancal



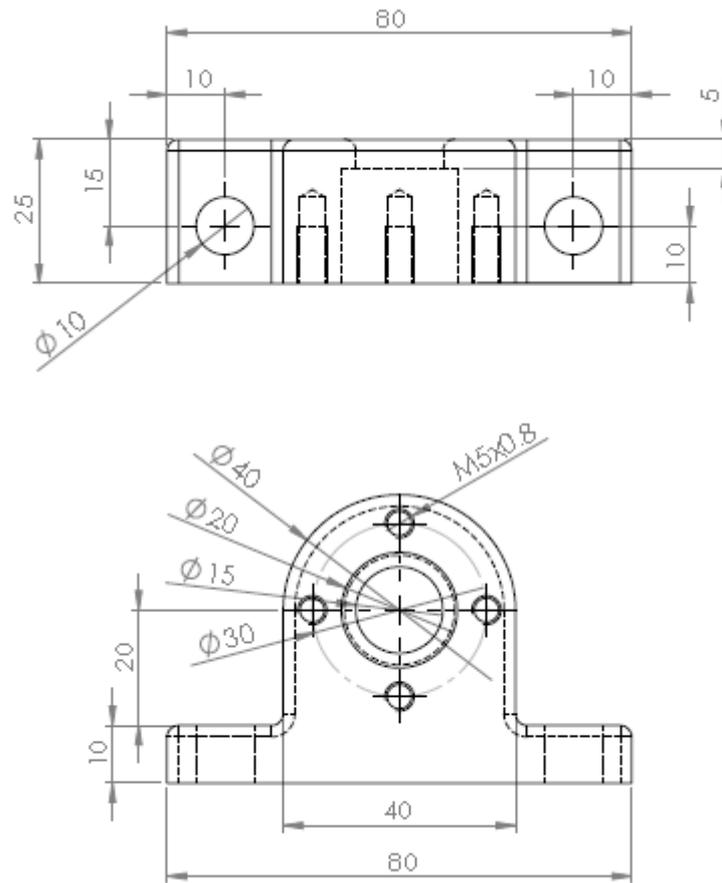
Barramento



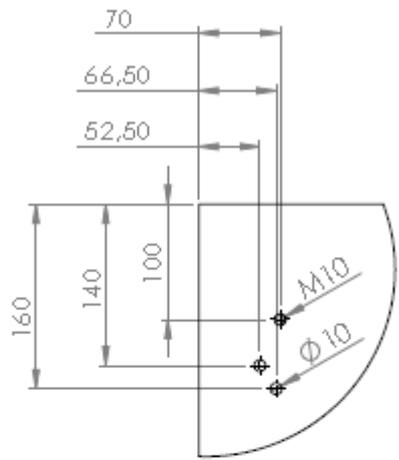
Fio Guia



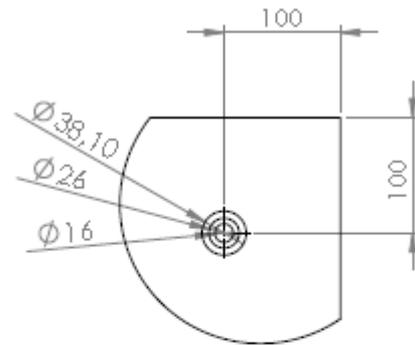
Mancal



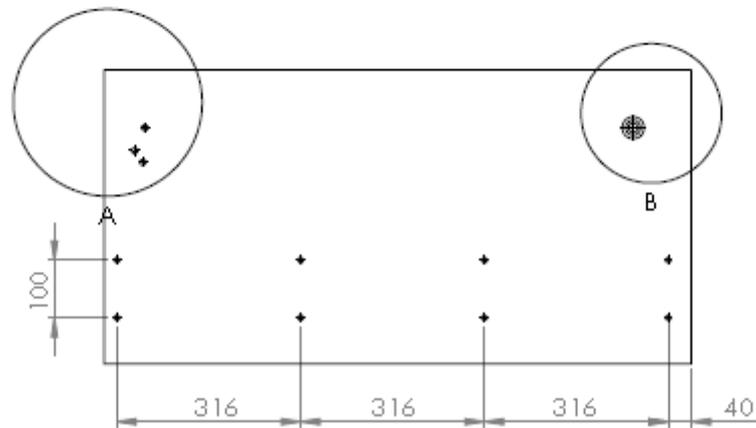
Mesa - Estrutura



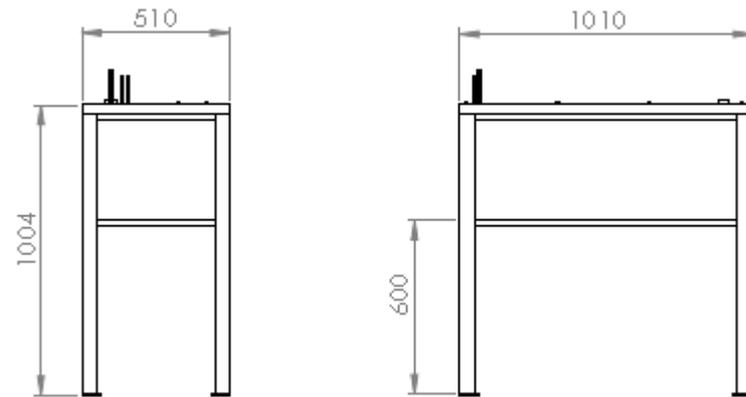
DETALHE A
ESCALA 1 : 5



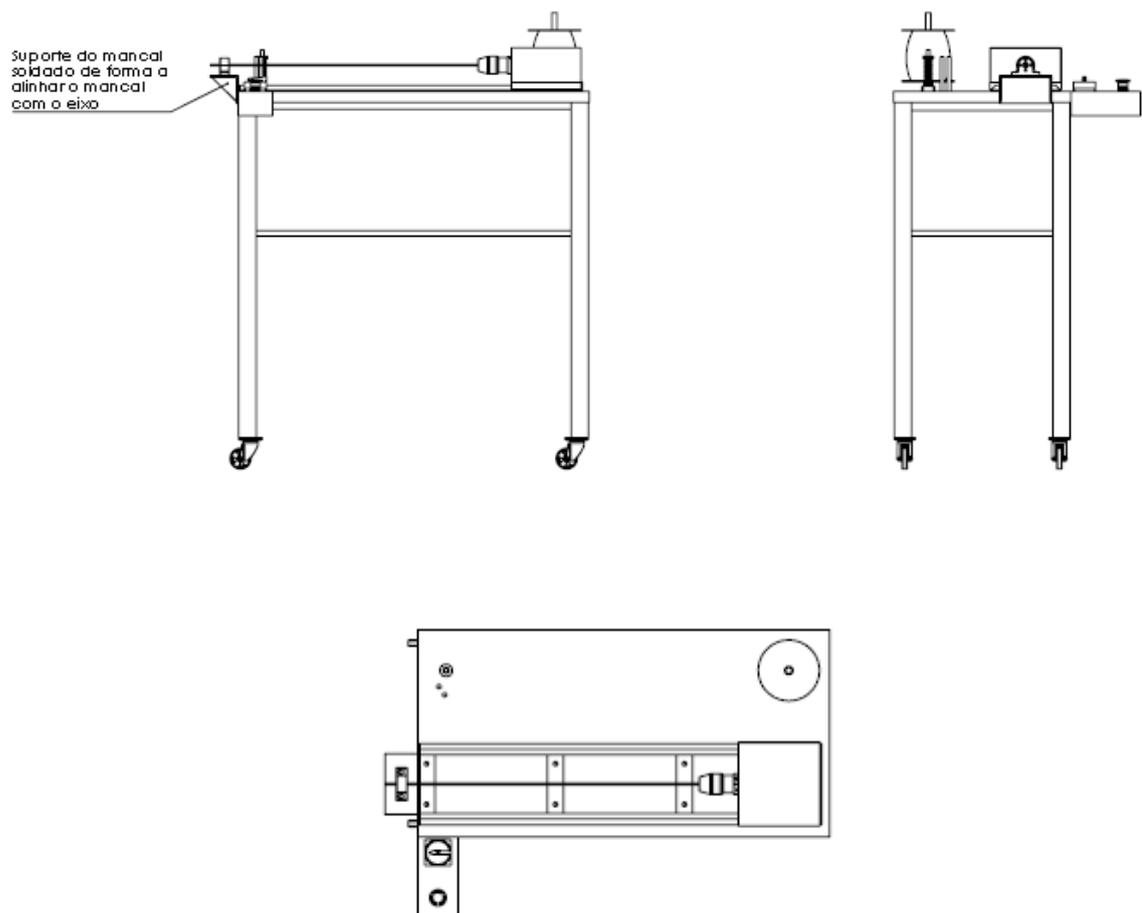
DETALHE B
ESCALA 1 : 5



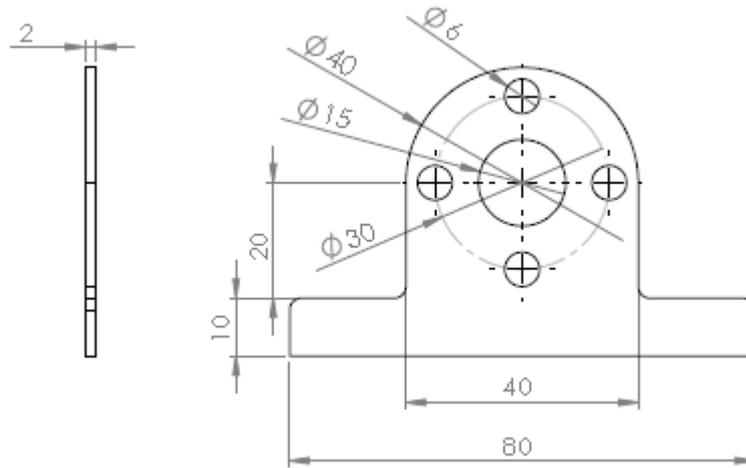
Mesa - Estrutura



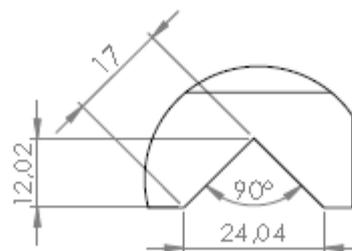
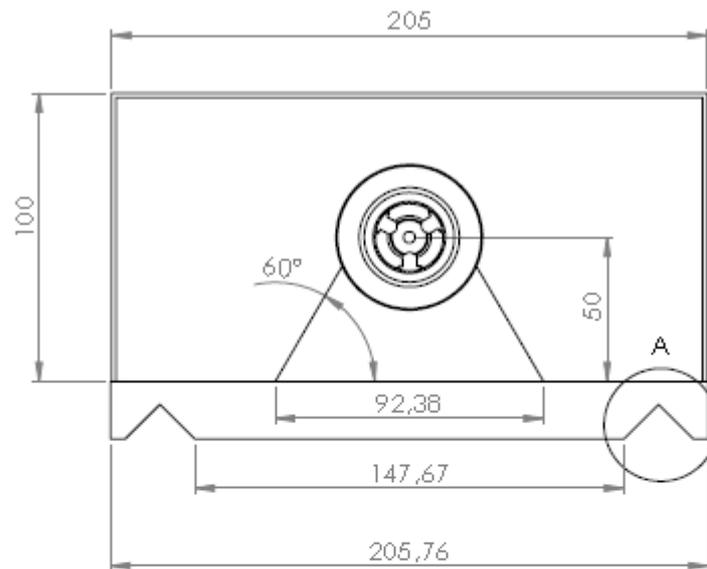
Montagem Final



Tampa Mancal



Montagem Motor



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

Peças e dimensões

Mesa:

- cantoneiras 50 x 50 x 3 mm
- .base: 2 de 1000 mm e 2 de 500 mm
- .pernas: 4 de 1000 mm
- cobertura com chapa 2 mm, 1000 x 500 mm mais 50 mm de bordas (1100x600mm)
- porta ferramenta: chapa 1,5 mm, 1000 x 500 mm mais 15 mm de bordas (1030x530mm)
- fixação dos rodízios: 4x chapa 70 x 60 x 4 mm
- 4 rodízios com trava
- fixação dos rodízios
- fixação do barramento: 8x barra roscada M8 x 10 mm + 8x porcas e arruelas M8
- espera do rolo de fio:
 - .barra Ø 1 1/2" x 15 mm
 - .rolamento axial 51200
 - .barra Ø 1" x 225 mm, usinada de acordo com desenho
- guia de desvio do fio:
 - .barra roscada M10 x 120 mm
 - .base de borracha Ø 30 x 15 mm
 - .mola guia Ø 20 x 80 mm, fio Ø 3 mm passo 8 mm
 - .base de borracha Ø 30 x 5 mm
 - .disco aço Ø 30 x 2 mm
 - .porca M10
- guia do fio: 2x barra Ø 10 x 100 mm

Barramento:

- base: 4x barra 200 x 40 x 4 mm
- extremo 1: barra 200 x 15 x 4 mm
- extremo 2: barra 200 x 25 x 4 mm
- guias: 2x barra em triângulo retângulo isóceles, lados de guia com 20 mm, comp. 980

mm

obs.: fabricação personalizada

Mancal:

- suporte:

.2x chapa 150 x 80 x 5 mm

.chapa 70 x 70 x 5 mm, cortada em duas na diagonal

- mancal de latão, conforme desenho

- bucha de Teflon, barra Ø 20 x 20 mm

- 4x parafuso sextavado M5 x 10 mm

- 2x conjunto parafuso sext. M8 x 25 mm, arruela M8, porca M8

Motor:

- **base:**

.guia: base de 200 x 200 x 20 mm, com negativo das guias (fabricação personalizada)

.4x cantoneira 25 x 25 x 3 mm com 90 mm

.2x pesos em bloco maciço de aço com 140 x 50 x 30 mm

obs.: não foi dimensionado.

- motor

- mandril de furadeira

- carenagem em chapa 1,5 mm

.superior e lateral: 400 x 200 mm (100 lateral + 200 superior)

.posterior: 200 x 100 mm

.frontal: 200 x 100 mm com recorte para encaixe com o mandril

- eixo: barra Ø 3/16" x 800 mm

Acionamento:

- acionador tipo potenciômetro de giro

- botão de segurança

+ circuito elétrico

+ caixa metálica em dimensões referentes ao circuito