



## PROJETO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO PARA CARCAÇA DE CORREIAS TRANSPORTADORAS DE TECIDO EP (POLYESTER NYLON)

Marcos Paulo Souza da Rosa<sup>1</sup>

Fabio Peruch<sup>2</sup>

Luan de Campos Correa<sup>3</sup>

Douglas Francisco Alves<sup>4</sup>

José Luiz Salvador<sup>5</sup>

**Resumo:** O ensaio de materiais é o precursor dos mais diversos tipos de projetos dentro e fora da engenharia. Conhecer e especificar as características de um material é de extrema importância para se obter um produto de qualidade. Existem diversos tipos de ensaios para a caracterização de materiais como: tração, compressão, dureza, impacto e diversos outros. No setor de correias transportadoras um dos atributos mais importantes é a resistência a tração. Tendo em vista um aumento do número de ensaios referentes a correias e borrachas, realizados nos laboratório da instituição, e o fato de existir apenas uma máquina de ensaios, se propôs o projeto de uma máquina de ensaios específica para o ensaio de carcaça de correias transportadoras do tipo EP, visando no futuro utiliza-la para ensaios específicos, tendo a outra máquina sendo utilizada para outros ensaios. Para realizar um projeto bem estruturado é necessário a utilização de diversas ferramentas da engenharia. Para a realização desse trabalho foram utilizados: cálculos dimensionais básicos para os componentes, utilização de Desenho Assistido por Computador (CAD), cálculos analíticos e Análise pelo Método de Elementos Finitos (FEA). Objetivo do trabalho é projetar uma máquina compacta de ensaio de tração, para futura utilização no Laboratório de Caracterização Microestrutural. Foram realizados cálculos de dimensionamentos para os principais itens de movimentação da máquina, como polias e correias, guias lineares e fusos de esfera. Foram observados os pontos críticos e utilizados os métodos de cálculo analítico e análise por elementos finitos por meio do software Ansys®. Os resultados obtidos se mostraram satisfatórios, e as ferramentas utilizadas se mostraram uteis. Em uma situação futura pode-se dar sequência a este projeto realizando a construção e a instrumentação do mesmo.

**Palavras-chave:** Ensaio de tração. Máquina de ensaios. Elementos de máquina. Projetos de máquinas.

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia Mecânica, UniSATC. E-mail: marcospaulosr@live.com

<sup>2</sup> Prof. UniSATC. E-mail: [fabio.peruch@satc.edu.br](mailto:fabio.peruch@satc.edu.br)

<sup>3</sup> Prof. UniSATC. E-mail: [luan.correa@satc.edu.br](mailto:luan.correa@satc.edu.br)

<sup>4</sup> Graduando em Engenharia mecânica UniSATC. E-mail: [douglasfalves2014@gmail.com](mailto:douglasfalves2014@gmail.com)

<sup>5</sup> Prof. UniSATC. E-mail: [jose.salvador@satc.edu.br](mailto:jose.salvador@satc.edu.br)

## 1 INTRODUÇÃO

As correias transportadoras são amplamente utilizadas em diversos setores industriais. Seu uso está relacionado com o transporte de materiais de vários segmentos, podendo transportar diversas cargas, granulometrias e abrasividades. Dependendo das condições de trabalho a que as correias estão vinculadas é utilizado um tipo de material específico para sua carcaça. O material definido no seu núcleo é o que vai determinar a característica da correia.

Na engenharia, ter conhecimento sobre as propriedades mecânicas do material é uma etapa de extrema importância para a qualidade e desenvolvimento de um projeto. A partir de aspectos como tensão máxima, limite de escoamento, deformação máxima, entre outros, é possível definir o tipo de material correto a ser utilizado. Os ensaios mecânicos são os auxiliadores dessa etapa. Cada tipo de material necessita de diferentes parâmetros de ensaio, às vezes necessitando o desenvolvimento de equipamentos e dispositivos específicos para a realização e caracterização correta do material.

São diversos equipamentos que possibilitam a caracterização de um material, usualmente chamado de ensaio. Comumente são máquinas universais de ensaio, que realizam os testes de tração, compressão e flexão, máquinas de ensaio de impacto, máquinas de ensaio de dureza e máquinas tribológicas.

Durante o processo de manufatura de correias transportadoras vários ensaios são realizados para analisar o seu comportamento. Entre os ensaios mais utilizados pode-se citar:

- Adesão da borracha com diferentes tipos de materiais;
- Adesão entre camadas;
- Resistência da correia transportadora ao desgaste;
- Resistência da correia transportadora à tração.

Quando se trata de ensaios mecânicos, o projeto e desenvolvimento de máquinas está diretamente relacionado com a qualidade da informação a ser entregue, sendo que seu uso ou dimensionamento incorreto pode levar a interpretações errôneas das características de determinado material. Tendo em vista o aumento de ensaios relacionados ao estudo de borrachas, e correias transportadoras no laboratório e para ampliar os conhecimentos sobre projetos de máquinas se optou pelo estudo do desenvolvimento do equipamento.



O objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto de um equipamento responsável por realizar a caracterização mecânica correta de carcaças de correias transportadoras com tecido EP, malha de Polyester e Nylon, mais precisamente, realizar a análise de resistência à tração desse composto, através da observação do diagrama tensão deformação. Assim como futuramente aliviar algumas demandas específicas de ensaios mecânicos no Laboratório de Caracterização Microestrutural (LACAMI).

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir serão explanados alguns dos tópicos considerados mais relevantes para desenvolvimento do trabalho. O significado das variáveis utilizadas nas equações, se encontram na lista de símbolos ao final do trabalho.

### 2.1 CORREIAS TRANSPORTADORAS

É o principal elemento em um transportador de carga, pois é a superfície de sustentação na qual o material será transportado. As correias transportadoras são escolhidas de acordo com o peso, granulometria, e abrasividade do material a ser transportado, tendo assim que resistir a impactos, tensões, flexões. As correias transportadoras são compostas por duas partes principais: Carcaça e cobertura (NBR 6177:2016).

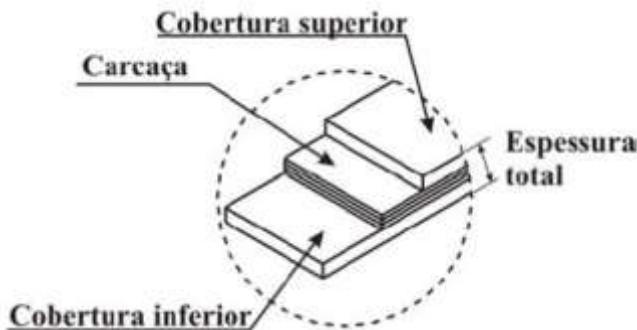
A cobertura é a superfície que fica em contato direto com o material transportado. Ela recobre a carcaça e tem a função de proteger a mesma contra impactos, variação de temperatura e outras condições que possam afetar o seu comportamento. Já a carcaça é o componente da correia que suporta as cargas de tensões, rasgamento, flexão, ou seja, é ela quem dará as características mecânicas para a correia. Podem ser feitas de fibras naturais, sintéticas ou até mesmo cabos de aço (NBR 6177:2016) (CARDOSO, 2009).

Segundo a norma ISO 283:2007 a força de uma correia transportadora deve ser ensaiada com um equipamento a uma velocidade de  $100\pm10$  mm/min e sua força máxima tem relação com o produto de 10% da tensão nominal da correia e a largura do corpo de prova.

A Fig.1 mostra o detalhamento de uma correia transportadora, sinalizando

seus componentes principais: cobertura superior, carcaça e cobertura inferior.

Figura 1: Detalhamento correia transportadora e suas camadas.



Fonte: NBR 6177 (2016)

## 2.2 CARACTERÍSTICA MECÂNICA DAS FIBRAS SINTÉTICAS

Fibras sintéticas são materiais gerados através de matérias-primas oriundas da indústria petroquímica. As fibras comumente utilizadas são: poliéster, polipropileno, nylon e acrílico (ROMERO *et al*, 1995 ).

Em um conceito geral pode-se dizer que as fibras são um filamento termoplástico onde as cadeias e cristais micrográficos são orientados durante a fiação de forma a aumentar a resistência da fibra e assim conseguindo produzir fios finos, normalmente com diâmetros em uma ordem de  $10 \mu\text{m}$  (CANEVAROLO, 2006; MCKENNA *et al*, 2004).

Uma das características físicas mais importantes dos materiais fibrosos é a resistência mecânica. A partir dessa característica é possível prever o comportamento do compósito fibroso e analisar a homogeneidade dos lotes produzidos. Os métodos mais utilizados para definir a resistência mecânica de fibras são: o teste de filamento simples (*dry bundle*) e o ensaio de tração (*tow testing*). O primeiro depende do manuseio de pequenos diâmetros, o que torna um ensaio delicado para evitar erros que possam comprometer o resultado. Já o segundo utiliza um filamento inteiro e tem a possibilidade de ensaio de malha, ou seja, possibilita a avaliação de resistência da fibra em si.

De acordo com Cardoso (2009), a análise de variadas amostras é importante pois, a resistência de uma fibra sintética pode se dar não só pelo rompimento de todo o composto fibroso, como também através de algum filamento

fraco que compõe esse composto levando-o a falha.

De acordo com a norma NBR 11912: 2016, que tem por objetivo padronizar os métodos para a determinação da resistência à tração e alongamento de tecidos planos, para a caracterização correta do tecido EP deve-se retirar um corpo de prova com 300 mm de comprimento e largura de 50 mm, sendo que durante o ensaio é necessário um vão livre de aproximadamente 200 mm. O ensaio deve ser realizado tanto no sentido transversal do comprimento (sentido da trama), quanto no sentido parelolo ao comprimento (sentido do urdume).

### 2.3 FUNDAMENTOS ENSAIO DE TRAÇÃO

Ensaios de tração tem como objetivo analisar as características de um determinado material e até mesmo analisar o padrão de qualidade de um lote de materiais. Ao se realizar o ensaio, são geradas tensões internas no material. Essas tensões são o resultado de um componente de força atuante no corpo de prova pela unidade de área da sua seção transversal, obtendo-se a Eq.1.

Outro ponto a ser analisado é a deformação nominal. Essa deformação pode ser realizada por meio de um extensômetro, ou tendo como base uma referência de comprimento (Eq. 2). Através dos dados obtidos é possível construir um gráfico, cuja curva resultante é conhecida como diagrama tensão-deformação onde é possível adquirir as características mecânicas do material como: resistência máxima, deformação máxima, tensão de escoamento, e comportamento plástico do material.

$$\sigma = \frac{P}{A} [\text{MPa}] \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right] \quad (2)$$

### 2.4 PROJETO DE MÁQUINAS

O projeto mecânico é um empreendimento complexo que exige várias habilidades. Relações abrangentes precisam ser subdivididas em uma série de tarefas mais simples. Primeiro trata-se da natureza do projeto em geral e, depois, do projeto



de engenharia mecânica em particular. Projeto é um processo repetitivo com muitas fases interativas. O engenheiro de projeto precisa desenvolver competencia em seu campo, mas também cultivar um forte senso de responsabilidade e ética no desempenho da profissão (BUDYNAS, et al, 2016).

De acordo com Norton (2013), a noção de trabalho util é basica para a função de uma máquina, existindo sempre alguma transferencia de energia envolvida. A menção a forças e movimento também é importante, uma vez que, ao converter uma forma de energia em outra as máquinas criam movimentos e desenvolvem forças. É tarefa do engenheiro definir e calcular movimentos, forças e mudanças de energia determinando assim as dimensões e os materiais necessarios para as peças que integram a máquina. Sendo esta a essênciia do projeto de máquinas.

#### **2.4.1 Validação de projeto**

De acordo com Saldanha (2018), existem 3 métodos usuais que projetistas e engenheiros utilizam para prever o desempenho de um produto.

- Protótipo Físico
- Calculos Análiticos
- Análise por Elementos finitos

O protótipo é um modelo inicial do produto, contruido para testar alguns parametros. Os calculos analiticos são aplicações de leis da física e mecânica que prevem o comportamento dos componentes do projeto, e a análise por elementos finitos, é o estudo de comportamento de um produto por meio de um ambiente virtual, onde é criado um protótipo virtual dos componentes, e aplicada as forças que estão envolvidas para a obtenção do comportamento desse equipamento.

#### **2.4.2 Aplicação de CAD/CAE em Projetos**

Schodek et al. (2007), comenta que os computadores passaram a contribuir com a arquitetura e engenharia através de desenhos mais complexos, obtendo assim maior precisão e agilidade na execução.

A sigla CAD significa *Computer Aided Designe* (Projeto Auxiliado por Computador). Um sistema CAD é entendido como um conjunto de ferramentas para a criação, manipulação e alteração interativa de projetos e desenhos (KLEIN, 1992).

De acordo com Ayres e Scheer (2007) o CAD 3D surge de necessidade de uma representação de um modelo tridimensional do projeto. Assim com a utilização de programas específicos, é possível aplicar efeitos que valorizam e melhoram a representação do projeto.

O *SolidWorks®* é um software de modelagem em ambiente 3D que permite trabalhar com projetos simples e complexos, utilizando ferramentas de desenho computacional que permitem ao usuário modelar peças, realizar a montagem de equipamentos e fazer o detalhamento dessas peças e/ou montagem. Ele também possui outras funcionalidades que possibilitam a simulação estrutural e a simulação de escoamento de fluidos (GAGNEZ, 2013).

Sugundo Hutton (2004), o método de análise por elementos finitos, do inglês *Finit Elements Analysis* (FEA) vem se difundindo com o avanço tecnológico. Em alguns casos é possível realizar a validação de um projeto utilizando a FEA e o método analítico, sem a necessidade de realizar testes práticos.

De acordo Alawadhi (2015), o software *Ansys®* é utilizado extensivamente por indústrias e universidades ao redor do mundo para resolver problemas de modelagem, e simulação, sendo possível analisar diversos componentes mecânicos. Sua aplicação de análise engloba várias áreas da engenharia como: estrutura, vibração, transferência de calor, mecânica dos fluidos entre outros.

Soriano (2009), relata que o método por elementos finitos consiste em simular o comportamento de um projeto real por meio de um modelo computacional composto de vários elementos. Esses elementos se somam por meio de um sistema, e geram equações algébricas cujo a solução descreve o provável comportamento do projeto. Porém para a validação de um projeto são necessários pelo menos um outro método de análise para possibilitar a comparação de resultados.

## 2.5 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

De acordo com Bhandari (2010), cada parte de uma máquina que transmite o movimento em relação a outra parte, é chamado de elemento de máquina. Elementos de máquinas podem ser classificados em dois grupos: Elementos com objetivo geral, utilizados em um grande número de máquinas e equipamentos, que são rolamentos, parafusos, molas, engrenagens, acoplamentos entre outros e elementos com objetivo específico, que são utilizados somente para alguns tipos de

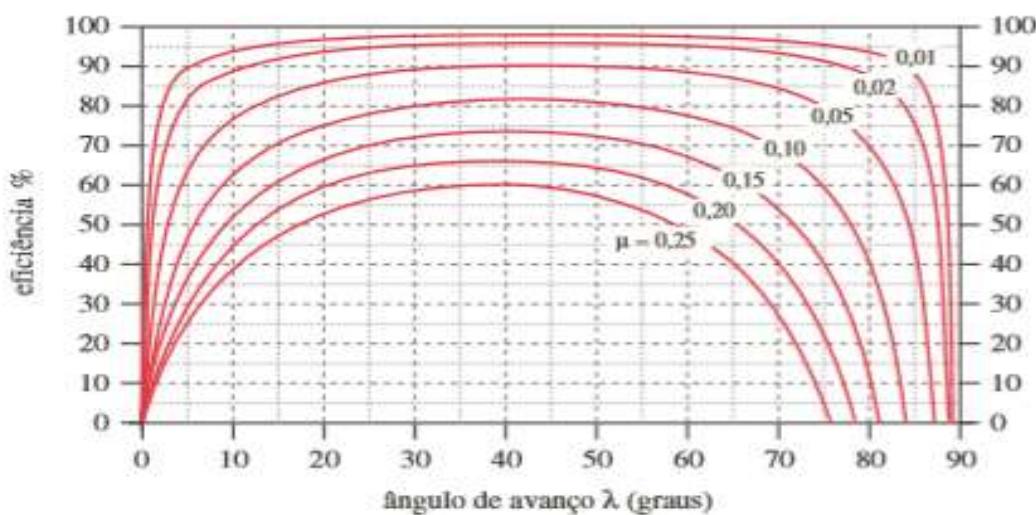
aplicações como pistões, válvulas e fusos.

### 2.5.1 Parafusos de Potência

De acordo com Budynas (2016), parafusos que possuem o objetivo de transmissão de movimento podem ser de dois tipo, parafusos de potência (chamados também de parafusos de avanço ou fusos) e parafusos de rosca sem fim. Parafusos de potência são aplicados juntamente com porcas especiais, usadas para transformar o movimento angular em movimento linear.

De acordo com Norton (2013), o maior problema dos parafusos de potência convencionais é sua potencial baixa eficiencia, os parafusos Acme tem como padrão entre 18 e 36%. E uma redução significativa no atrito de rosca pode ser obtida com o uso de um parafuso de esferas, os quais utilizam um trem de esferas de rolamento na porca para criar condições aproximadas de contato de rolamento com os filetes de rosca do parafuso. O coeficiente de atrito é similar ao de esferas de rolamentos convencionais, possuindo capacidade de carga elevada, em geral maior do que um parafuso convencional com o mesmo diâmetro. A Fig. 3 mostra a diferença entre fusos de esferas e parafusos convencionais sendo os parafusos de esfera contidos entre a região das duas curvas do topo da figura.

Figura 3: Diferentes eficiencias de parafusos de potencia de acordo com o coeficiente de atrito.



Fonte: Norton (2013)



## 2.5.2 Polias e Correias

A polia é um componente mecânico amplamente utilizado na construção de máquinas e equipamentos de diversos segmentos do mercado. É utilizada com a finalidade de transferir força e movimento. Acionada por uma correia, a polia gira em conjunto com um eixo, transferindo o movimento e energia a outro eixo da máquina.

A correia é um elemento de máquina que tem a finalidade de transmitir o movimento de um eixo para outro através das polias. Dentre os diversos tipos de correias, as planas e as trapezoidais, que também são conhecidas como correia em V. As correias de transmissão são utilizadas para a movimentação de acionamentos que requerem desde força e velocidade até sincronismo de movimento e/ou ambas. (Shigley, 2001).

De acordo com Melconian (2018) para o dimensionamento de correias são necessários dados como:

- Tipo de motor
- Potência do motor
- Rotação do motor
- Tipo de máquina ou equipamento
- Rotação da máquina ou equipamento
- Distância entre centros
- Tempo de trabalho diário da máquina

Tendo como base as seguintes equações:

Potência Projetada ( $P_p$ )

$$P_p = P * fs \quad [CV] \quad (3)$$

Diâmetro da polia (D)

$$D = d * \frac{n_{maior}}{n_{menor}} \quad [mm] \quad (4)$$



Distância entre centros

$$C = \frac{3d+D}{2} \text{ [mm]} \quad (5)$$

Comprimento das correias ( $l$ )

$$l = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \text{ [mm]} \quad (6)$$

Comprimento de ajuste das correias ( $l_A$ )

$$l_A = l_C - 1,57(D + d) \text{ [mm]} \quad (7)$$

Ajuste da distância de centros (C)

$$C = \frac{l_A - h(D - d)}{2} \text{ [mm]} \quad (8)$$

Capacidade de transmissão por correia ( $P_{pc}$ )

$$P_{pc} = (P_b + P_a) * f_{cc} * f_{cac} \text{ [CV]} \quad (9)$$

Velocidade Periférica da correia ( $vp$ )

$$vp = \frac{\pi * r * n}{30} \text{ [m/s]} \quad (10)$$

Torque na polia ( $M_t$ )

$$M_t = \frac{30P}{\pi * n} \text{ [Nm]} \quad (11)$$

Força tangencial ( $F_t$ )

$$F_t = \frac{M_t}{r} \text{ [N]} \quad (12)$$

### 2.5.3 Guias Lineares

Guias lineares são barras prismáticas ou cilíndricas, utilizadas para diversas funções, desde estabilidade e direção de alguma peça, até mesmo posicionamento preciso de um componente ou mecanismo.

Muitas máquinas possuem problemas de falhas ou rigidez durante o deslocamento de um componente, dessa forma o uso de guias lineares visa a redução

dos atritos através de elementos rolantes. A guia permite movimentação com baixa necessidade de torque, o que resulta em menos desgaste, mais economia e preservação do sistema.

### 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 ENSAIOS PRÉVIOS

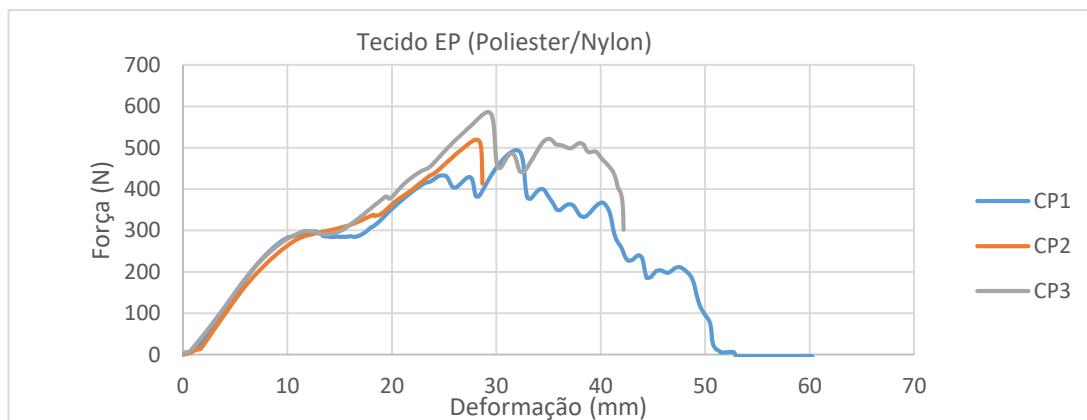
Com o objetivo de determinar os limites da máquina a ser projetada foi necessário realizar alguns testes em uma máquina de ensaios já existente. Os dados foram obtidos através de uma EMIC DL10000. Foi realizado um ensaio de tração, onde foram ensaiados 3 corpos de prova da correia EP. A Tab.1, mostra as dimensões de cada corpo de prova e a Fig. 4 mostra o comportamento do material através do gráfico Força x Deformação.

Tabela 1: Dimensão dos corpos de prova utilizados no ensaio de tração utilizado como base para resultados

Corpo De Prova	Espessura (Mm)	Largura (Mm)	Comprimento (Mm)
CP1	1,2	20	260
CP2	1,1	20	260
CP3	1,1	20	270

Fonte: do Autor (2019)

Figura 4: Gráfico Força x Deformação dos ensaios realizados previamente.



Fonte: do Autor (2019)

## 3.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

### 3.2.1 Fuso de esferas

Levando em conta a necessidade de precisão e eficiência foi escolhido o uso de fusos de esferas. O fuso foi dimensionado de acordo com o fluxograma encontrado no catálogo do fabricante THK. Sendo assim, o primeiro passo foi determinar as condições principais do fuso de esferas. A Tab. 2 mostra as condições principais selecionadas.

Tabela 2: Condições do fuso de esferas

Posição de transferência	Vertical	
<b>Massa</b>	100	kg
<b>Método de guia de mesa</b>	rolamento	
<b>Coeficiente de atrito</b>	0.1	
<b>Resistência da superfície da guia</b>	30	N
<b>Carga externa</b>	50	N
<b>Vida útil desejada</b>	15000	h
<b>Comprimento do curso</b>	960	mm
<b>Velocidade da operação</b>	0.05	m/s
<b>Tempo de aceleração</b>	0.15	s
<b>Tempo de aceleração uniforme</b>		s
<b>Tempo de desaceleração</b>	0.15	s
<b>Aceleração</b>	0.3333333333	m/s <sup>2</sup>
<b>Distância de aceleração</b>	3.75	mm
<b>Distância da velocidade uniforme</b>		mm
<b>Distância da desaceleração</b>	3.75	mm
<b>Folga axial</b>	0.1	mm
<b>Motor</b>	Servo motor	
<b>Velocidade do motor</b>	300	rpm

Fonte: do Autor (2020)

Após a determinação das condições foi utilizado o catálogo THK para a determinação da precisão do ângulo de avanço. Considerando um custo menor para o desenvolvimento do trabalho, será escolhido um fuso de esferas laminado. Levando em conta que o desenvolvimento será de uma máquina de ensaios, deve se considerar o menor erro possível, desta forma foi escolhida a classe de precisão C7.

O diâmetro do fuso pode ser escolhido de acordo com o passo obtido através da Eq.13.



$$l = \frac{v}{\eta} \quad (13)$$

Após a escolha do fuso e com o conhecimento das suas características é necessário o cálculo de alguns pontos importantes para o dimensionamento do fuso. De inicio foi realizado o cálculo da carga de flambagem e compressão. Sendo considerado um fator de montagem fixo-apoiado ( $\eta_2$ ) de 10. As Eq.14 e Eq.15 são utilizadas para realizar os cálculos mencionados acima.

#### Carga de flambagem

$$P_1 = \eta_2 * \frac{d_1^4}{l_0^2} * 10^4 \quad (14)$$

#### Carga de compressão

$$P_2 = 116d_1^2 \quad (15)$$

Outro ponto necessário é o calculo da carga axial máxima onde levando-se em consideração fatores como massa de trabalho, aceleração da gravidade, resistência da superfície da guia sem a carga, e a aceleração do equipamento. Para descobrir a carga axial máxima são considerados diversos calculos com configurações de trabalho diferente. Assim, é possível descobrir qual o movimento de trabalho exige uma maior carga axial. As equações abaixo mostram as diferentes configurações de cálculo realizadas.

$$Fa_1 = mg + f + m\alpha \quad (16)$$

$$Fa_2 = mg + f \quad (17)$$

$$Fa_3 = mg + f - m\alpha \quad (18)$$

$$Fa_4 = mg - f - m\alpha \quad (19)$$

$$Fa_5 = mg - f \quad (20)$$



$$Fa_6 = mg - f + m\alpha \quad (21)$$

O próximo passo é o cálculo da velocidade crítica e segundo a literatura, ela não pode exceder a velocidade máxima de trabalho. A Eq.22 mostra o cálculo necessário para o cálculo da velocidade crítica.

$$N_1 = \lambda_2 * \frac{d_1}{l_b^2} * 10^6 \quad (22)$$

Outro fator importante no dimensionamento de fusos de esfera é o tempo de vida. Segundo a literatura para operações em condições normais um fuso de esferas possui 15000h de vida útil. Com essa informação, consegue-se realizar o cálculo da capacidade de carga ( $C_a$ ) e assim determinar se o modelo escolhido pode ser utilizado nessas condições.

Para esse cálculo serão utilizadas as Eq.23 e 24 onde na primeira, calcula-se o tempo de vida nominal considerando as informações de tempo de vida útil em horas e a rotação máxima do meu sistema. E no segundo, calcula-se a capacidade de carga, utilizando o resultado da Eq.23 , a carga axial máxima e um fator de carga ( $f_w$ ).

$$L = L_h * 60 * n \quad (23)$$

$$C_a = \sqrt[3]{\frac{(L * (f_w * F_a)^3)}{10^6}} \quad (24)$$

Para finalizar o dimensionamento, foi calculado o torque necessário para movimentar o fuso de esferas. Através desse resultado é possível determinar qual o motor a ser utilizado. Para essa equação são considerados fatores como a máxima força axial, o avanço e a eficiência positiva do fuso.

Para determinar a eficiência positiva, foi utilizado os valores de diâmetro da esfera, e o avanço do fuso assim encontrando o ângulo de avanço e através do

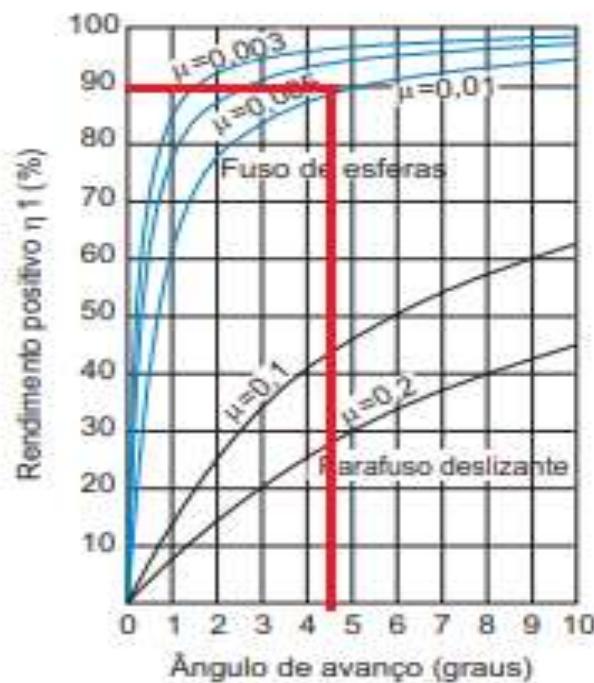
angulo, considerando um coeficiente de atrito de 0,01, foi encontrado o rendimento positivo. Com a informação do rendimento o torque foi encontrado a partir da Eq. 26.

A Fig. 5 nos mostra como obter o resultado de eficiência positiva.

$$\tan \beta = \frac{P_h}{\pi * d_p} \quad (25)$$

$$T = \frac{F_a * P_h}{2\pi * \eta_1} \quad (26)$$

Figura 5: Eficiencia positiva (giratório para retilineo)



Fonte: THK (2020)

### 3.2.2 Polias e Correias

No dimensionamento de correias foi levado em consideração a informação da Eq.26, onde se calculou o torque necessário para a movimentação do fuso, para a escolha do servo motor necessário. Assim utiliza-se a Eq.3 para calcular a potência

de projeto, onde se considera um fator de serviço de acordo com as condições da máquina. A Tab.3 mostra os dados necessários para cálculo de potência projetada.

Tabela 3: Dados de entrada para dimensionamento de Polias

Dados	Unidade de medida	Eq. Referência
P. projetada	0.55	cv
fs	1.1	-
P. motor	0.5	cv
nmaior	800	rpm

Fonte: do Autor (2020)

Após realizar o cálculo de potência projetada, foi determinado o diâmetro em polegadas da polia motora através de um diagrama onde relaciona a potência e a rotação do eixo do motor (nmaior). Com a determinação do diâmetro da polia motora é possível calcular o diâmetro da polia motriz através da Eq.4.

Com a dimensão das polias é possível determinar a distância entre centros, mediante Eq.5. Com o resultado foi calculado o comprimento da correia, por meio da Eq.6. Assim são consultados os valores de comprimento tabelados, e escolhido o que mais se aproxima do valor encontrado na equação. Com o valor do comprimento da correia, é possível obter o tipo de correia sincronizada a ser utilizado e o numero de dentes. Com o valor tabelado é realizado o ajuste do comprimento da correia, obtido pela Eq.7, e como sequência é calculado o valor da distância entre centros ajustado, por meio da Eq.8. O fator h, utilizado na equação, é obtido por um diagrama referente a razão da subtração dos diâmetros das polias utilizadas, pelo valor do comprimento ajustado.

Com esses valores é possível calcular a capacidade de transmissão por correia, Eq.9, onde foi utilizado dados tabelados de acordo com velocidade e potência. Dessa forma conseguimos obter os dados finias para o dimensionamento: velocidade periférica da correia, Eq.10, momento torçor, Eq.11 e força tangencial, Eq 12.

### 3.2.3 Guias Lineres

Visando uma aplicação de baixo custo, e um curso ilimitado, foram escolhidos rolamentos lineares para compor as guias, ao invés de guias lineares clássicos. Para a escolha do rolamento linear correto levou-se em consideração a



carga estática, sendo maior que o carga máxima realizada pela máquina. Portanto a escolha do rolamento linear se daria com uma carga estática maior a 1044 N, conforme Eq.16.

Como o fuso de esferas possui 20 mm, optou-se por uma guia com dimensões um pouco maiores, de forma a dar mais estabilidade para a estrutura da máquina. Desta forma, foi determinado o valor de 25 mm de diâmetro para a guia. Então pesquisando em diversos catálogos, foi encontrado e selecionado no catálogo da empresa OBR, o rolamento linear que pudesse se adequar aos requisitos, assim foi escolhido o rolamento linear de modelo LMEK 25 UU.

### 3.3 PROJETO CAD/CAE

Para o projeto CAD 3D foi utilizado o software *Solidworks*. Alguns componentes foram projetados e outros selecionados diretamente da biblioteca do software de acordo com os cálculos de dimensionamento realizados. Durante o projeto da máquina foram observados alguns pontos que pudessem se tornar críticos, de forma a comprometer o funcionamento da máquina e a estabilidade do ensaio. Sendo assim foram analisados analiticamente os dois pontos considerados mais críticos da máquina: A garra, que recebe força diretamente do corpo de prova, e a travessa, peça que sustenta a garra superior e célula de carga.

Para ambas as partes se considerou a equação de deflexão de vigas, visando a possibilidade das peças flambarem com a aplicação da carga necessária para ensaio e as tensões máximas atuantes, considerando a tensão admissível do material escolhido para as peças. Também foi realizada uma simulação CAE, desses pontos servindo assim de comparativo entre os cálculos analíticos. Para essa simulação foi utilizado o software *Ansys*. Para realização da simulação determinou-se alguns parâmetros como a malha utilizada, as vinculações e juntas. Por se tratar de geometrias simples a geração da malha foi realizada automaticamente, sendo que nas proximidades de furos e geometrias mais complexas o *default* do software considerou uma malha tetraédrica, já para as outras partes da geometria considerou-se uma malha hexaédrica.

Para a travessa utiliza-se a vinculação *Cylindrical Support* no local onde os guias lineares são montados, deixando livre o eixo Y. No local de montagem dos fusos utiliza-se a vinculação *Fixed Support*, considerando todos os eixos fixos. Para

representar a força utiliza-se um carregamento do tipo *Remote Force* sendo aplicado no ponto de montagem do conjunto célula de carga/garra, considerando - se a distância da garra até a travessa. Para a garra utiliza-se a vinculação Fixed Support, para representar a fixação da garra na máquina de ensaios, e utiliza-se o carregamento, *Force*, considerando uma força pontual que representa a ação do corpo de prova durante o tracionamento.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 RESULTADO FUSO DE ESFERAS

Considerando uma velocidade máxima de trabalho de 6000 mm/min e a velocidade do motor de 300 rpm foi obtido um passo de 5 mm. E analisando o catálogo, levando em conta escolhas de fuso padrão, se obtém a opção de fusos de 14, 16, 20 e 25 mm.

O catálogo THK mostra algumas opções de fuso e porca com os diâmetros determinados, e com características como capacidade de carga e rigidez do componente. Através da análise das opções foi escolhido o fuso de 20 mm de diâmetro e 5 mm de passo, modelo BTK 2005V – 2,6. A Tab.4 especifica algumas características do modelo escolhido.

Tabela 4: Características do modelo BTK 2005V – 2,6

Modelo Escolhido	Valor	Unidade
<b>BTK 2005V - 2,6</b>		
Diâmetro externo do fuso (d)	20	mm
Avanço (Ph)	5	mm
Diâmetro da esfera de centro a centro (dp)	20.5	mm
Diâmetro da rosca menor (dc)	17.2	mm
Nº de circuitos carregados Carreiras x giros	1x2.65	-
Capacidade de carga nominal (Ca/C <sub>0a</sub> )	6	kN
	16.5	kN
Rigidez	150	N/um
<b>Dimensões da porca</b>		
Diâmetro externo	40	mm
Diâmetro do flange	60	mm
Comprimento Total	40	mm

Fonte: do Autor, adaptado do catálogo THK(2020)



Os resultados de carga de flambagem e compressão foram obtidos através das Eq.14 e 15, onde para o valor do diâmetro da rosca menor ( $d_1$ ) foi utilizado 17,2 mm e para o comprimento do fuso ( $l_a$ ) foi utilizado 800 mm. Sendo assim, a Carga de flambagem ( $P_1$ ) obtida foi de 13675,2 N. Para o cálculo da carga de compressão ( $P_2$ ) foi utilizado o mesmo valor de  $d_1$ , assim obtendo uma carga de 34317,4 N.

Os dados das forças axiais calculados com diferentes formas de configuração de trabalho, são demonstrados na Tab.5.

Tabela 5: Dados de entrada e valores de força axial

VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE	
$m$	100	Kg	
$g$	9.81	$m/s^2$	
$f$	30	N	
$\alpha$	0.33	$m/s^2$	

	CARGA AXIAL	EQ. REFERÊNCIA
$F_{a_1}$	1044.33	N [16]
$F_{a_2}$	1011	N [17]
$F_{a_3}$	977.66	N [18]
$F_{a_4}$	917.66	N [19]
$F_{a_5}$	951	N [20]
$F_{a_6}$	984.33	N [21]

Fonte: do Autor (2020)

Os valores de velocidade crítica foram obtidos através da Eq.22, onde foi determinado o comprimento ( $l_b$ ) de 800 mm, o valor do diâmetro menor da rosca ( $d_1$ ) de 17,2 mm, considerando o fator de método de montagem fixo-apoiado ( $\lambda_2$ ) de 15,1. Assim obtendo um valor de velocidade crítica ( $N_1$ ) de 4058,1 rpm. Para o cálculo da vida útil em revoluções ( $L$ ) foi considerado o valor de vida útil em horas ( $L_h$ ), obtido através da literatura, de 15000h e o valor da rotação máxima ( $N$ ) do meu sistema foi considerado 300 rpm. Obtendo assim um valor para  $L$  de aproximadamente  $2,7 \cdot 10^8$  revoluções. E por fim para o cálculo da capacidade de carga foram utilizados os valores de  $L$ , considerando um fator de carga ( $f_w$ ), para vibrações /impacto médio, de 2, e considerando o maior valor obtido de carga axial, obtido através da Eq.16, sendo

assim a carga axial máxima ( $F_a$ ) aproximadamente 1044,3 N. Obtendo então o valor da Capacidade de Carga ( $C_a$ ) de 13499,7 N.

Para os valores de Torque e eficiencia foram utilizadas as Eq.25 e 26. A Tab.6 mostra os resultados.

Tabela 6: Valores de Torque e Eficiencia positiva

	Torque			Eq. Referência
$T_a$	923.39	Nmm	0.92	
$F_a$	1044.33	N		[26]
$P_h$	5	mm		
$n_1$	0.9	-		
	Eficiência Positiva			
$\text{tang}\beta$	0.078	-		[25]
$d_p$	20.5	mm		
$P_h$	5	mm		
$\beta$	4.44	°		

Fonte: do Autor (2020)

#### 4.2 RESULTADO POLIAS E CORREIAS

No dimensionamento da polia motriz utiliza-se os dados encontrados no diagrama para o diâmetro da polia motora (d) sendo 55,88 mm, considerando a rotação do conjunto motor/redutor ( $n_{\text{maior}}$ ) sendo 800 rpm, e estipulando uma rotação máxima para a máquina ( $n_{\text{menor}}$ ) de 300 rpm, se obtém um valor de 149 mm para a polia movida (D).

Para os valores de distâncias e ajustes do comprimento da correia foram utilizadas as Eq.5, 6, 7 e 8. A Tab.7 mostra os dados utilizados e os resultados obtidos em cada uma dessas equações.

Tabela 7: Dimensionamentos e ajustes de distância e comprimento.

Dados	Un. de medida	Eq. Referência
Distância entre centro		
C	158.325	
d	55.88	[5]
D	149.01	
Comprimento de correia		
I	652.03	[6]
Ajuste de comprimento		

la	353.31	
lc	675	[7]
Ajuste de distância de centro		
C <sub>2</sub>	172.93	
h	0.08	[8]

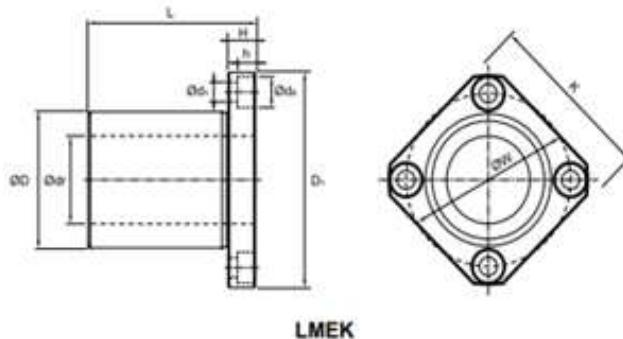
Fonte: do Autor (2020)

Para aplicação em máquinarios de acionamento leve, utiliza-se as correias sincronizadas de passo 5 mm. A partir dos cálculos foi possível determinar a referência da correia sincronizada a ser utilizada, então, obteve-se a correia de referência 670 5M com 134 dentes. Para o cálculo da potência necessária por correia ( $P_{pc}$ ), são apenas utilizados dados encontrados através de diagramas e tabelas. Assim foi encontrado os valores de potência básica ( $P_b$ ) de 1,03 CV, a potência adicional ( $P_a$ ) de 0,18 CV, e considerando o fator de correção de comprimento da correia ( $f_{cc}$ ), de 0,84, e um fator de correção do arco de contato ( $f_{cac}$ ) sendo 0,93. Com essas informações e realizando o cálculo chegamos ao valor para  $P_{pc}$  de aproximadamente 0,95 CV.

#### 4.3 RESULTADO GUIAS

Para as guias foi considerado o valor da Eq.16, pois o valor suportado pelo rolamento linear deve ser maior do que a possível força axial máxima atuando na máquina. A Fig. 6 mostra o modelo e em destaque as características do tipo escolhido.

Figura 6: Detalhes do modelo LMEK



LMEK

Modelo	$\varnothing dr$		$\varnothing D$		L	D <sub>t</sub>	H	W	K	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	h	n*	Capacidade de Carga (N)		Peso (g)		
	Tolerância		Tolerância											Dinâmica (C)	Estática (Co)			
LMEK 8 UU	8	+ 0,008	0	16	0	- 0,008	25	32	5	24	25	3,4	6,5	3,3	4	260	400	44
LMEK 12 UU	12	+ 0,008	0	22	0	- 0,009	32	42	6	32	32	4,5	8	4,4	4	410	590	86
LMEK 16 UU	16	+ 0,009	0	26	0	- 0,009	36	46	6	36	35	4,5	8	4,4	5	770	1.170	120
LMEK 20 UU	20	+ 0,009	0	32	0	- 0,011	45	54	8	43	42	5,5	9,5	5,4	5	860	1.370	184
LMEK 25 UU	25	+ 0,011	0	40	0	- 0,011	58	62	8	51	50	5,5	9,5	5,4	6	980	1.560	335
LMEK 30 UU	30	+ 0,011	0	47	0	- 0,011	68	76	10	62	60	6,6	11	6,5	6	1.560	2.740	545
LMEK 40 UU	40	+ 0,013	0	62	0	- 0,013	80	98	13	80	75	9	14	8,6	6	2.150	4.010	1.185

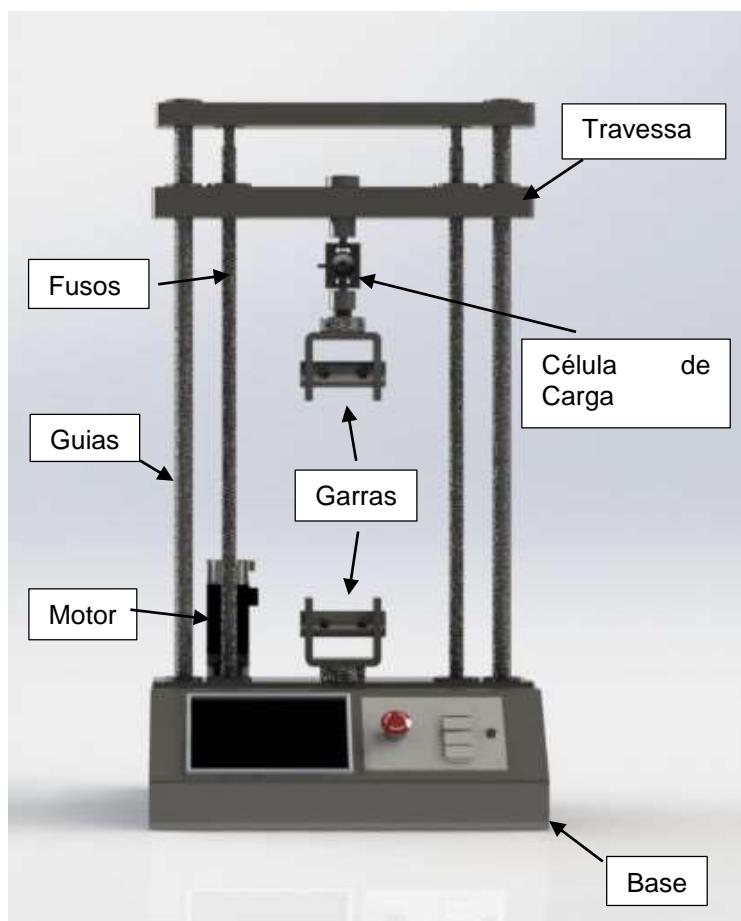
\*n = número de camadas de esferas.

Fonte: OBR Equipamentos Industriais (2020)

#### 4.4 MODELAGEM 3D

A partir dos cálculos de dimensionamento realizados, se iniciou a etapa de modelagem do projeto. Cada componente foi escolhido de acordo com as características calculadas. A estrutura foi pensada de forma compacta, respeitando os limites e normas do corpo de prova, e utilizando os dados de deformação e força máxima obtidos através dos ensaios prévios vistos no capítulo 3.1. Para esta etapa obteve-se o auxílio do software *SolidWorks®*, onde alguns componentes foram desenhados e outros escolhidos diretamente da biblioteca do software, sempre respeitando os valores e dimensões calculados. A Fig.7, mostra a montagem completa da máquina.

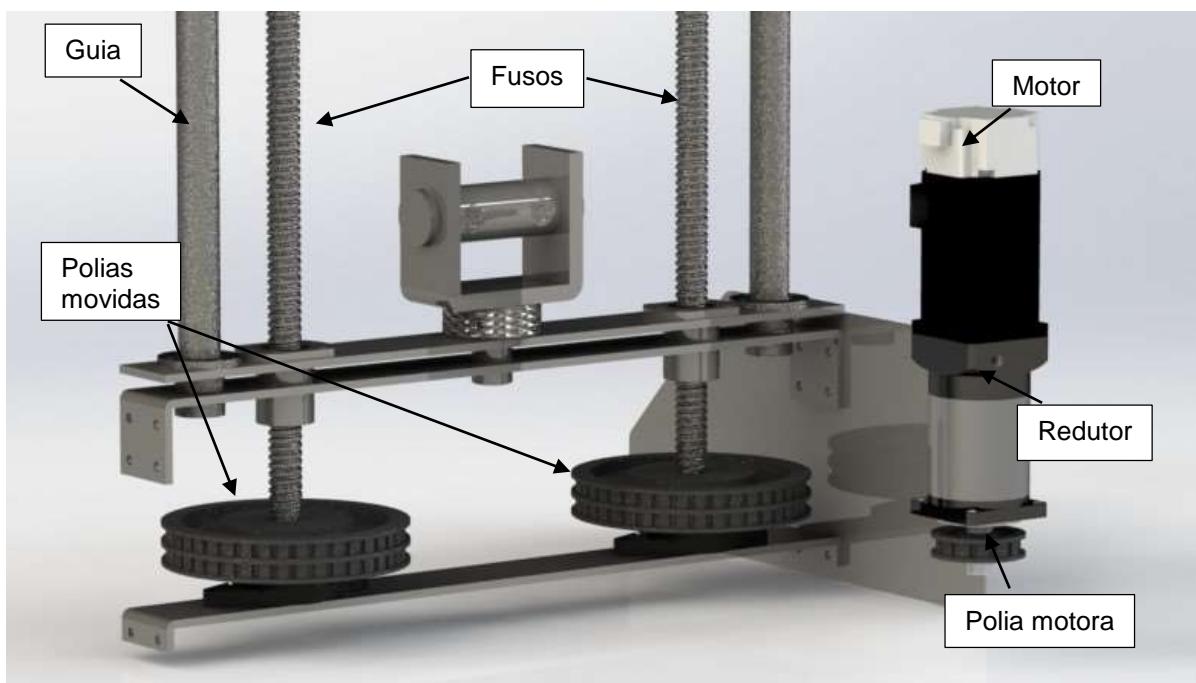
Figura 7: Vista frontal com detalhes do projeto



Fonte: do Autor (2020)

O material escolhido para a maioria dos componentes foi o SAE AISI 1020, por ser um material com um limite de escoamento aceitável e ter um custo acessível. A Fig.8 mostra com detalhe a parte de transmissão de movimento da máquina, tendo uma polia motora, acoplada no servo-motor, acionando duas polias movidas, que transmitem o movimento para a travessa, realizando o movimento de subida e descida. Na base é acoplada a garra inferior e acoplada na travessa está a garra superior juntamente com a célula de carga. As garras serão responsáveis pela fixação do corpo de prova. Por meio do movimento de subida e descida, a célula de carga recebe as informações das forças, nas quais o corpo de prova está sendo submetido.

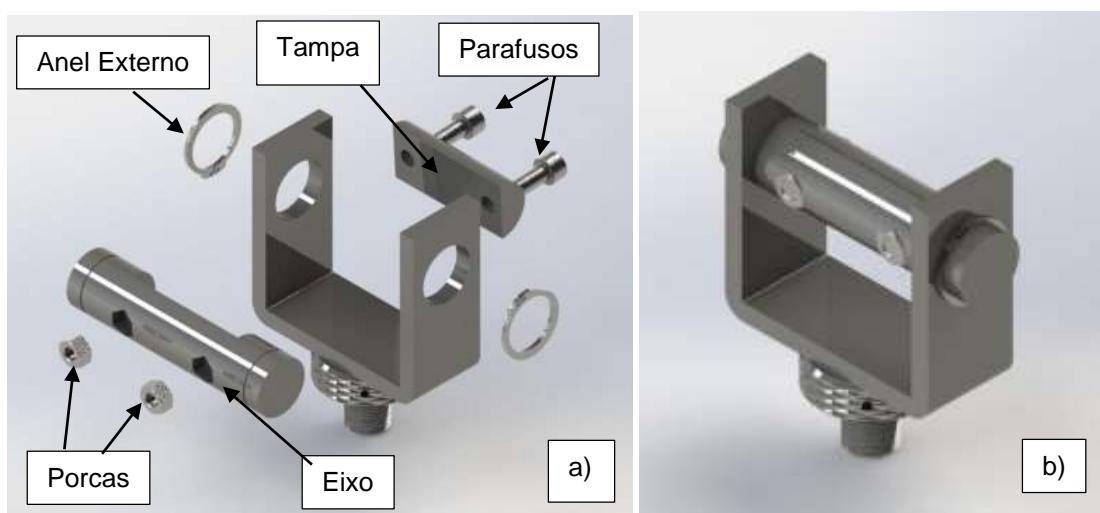
Figura 8: Detalhe da transmissão da máquina.



Fonte: do Autor (2020)

Anteriormente não existia um modelo de garra padronizado para esse tipo de ensaio, pensando nisso foi desenvolvido um modelo em que o corpo de prova pudesse ser fixado de forma a não ocorrer deformações indevidas da malha enquanto ocorre o tracionamento do material. A Fig. 9 mostra o detalhamento da garra desenvolvida.

Figura 9: Garra projetada a) vista explodida b) montagem



Fonte: do Autor (2020)



#### 4.5 CÁLCULO ANALÍTICO

Segundo Lages (2017), o cálculo de deflexão em vigas bi-apoaidas, no regime de comportamento elástico do material, pode ser obtido através da Eq.27.

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (27)$$

Onde  $M$  é o momento fletor encontrado através do diagrama de corpo livre, também podendo ser escrito como  $-qLx$ , sendo  $q$  a carga,  $L$  a distância entre os apoios e  $x$  a distância em que a carga está sendo aplicada. Assim ao realizar o diagrama, isolando  $M$ , efetuando a substituição e integrando ambos os lados da equação em  $x$ , obtem se:

$$EIv' = \frac{qLx^2}{4} + \frac{qx^3}{6} + C1 \quad (28)$$

Com a constante  $C1$ , é possível determinar o valor de inclinação. Tendo o conhecimento que a Eq.28, rege a variação da declividade ao longo da viga, por observação da simetria temos que a inclinação da curva elástica no meio do vão é zero, assim  $v' = 0$  quando  $x = \frac{L}{2}$ , então realizando as substituições na Eq.28, se obtem um valor de  $C1$  igual a  $\frac{qL^3}{24}$ , sendo assim se obtem a Eq.29 e integrando novamente em  $x$  obtem-se a Eq.30 :

$$EIv' = \frac{qLx^2}{4} + \frac{qx^3}{6} + \frac{qL^3}{24} \quad (29)$$

$$EIv' = \frac{qLx^3}{4} + \frac{qx^4}{6} + \frac{qL^3x}{24} + C2 \quad (30)$$

Sabendo que a linha elástica não sofre deflexão nos apoios, ou seja  $v = 0$  quando  $x = 0$ , se tem que  $C2 = 0$ . Portanto se consegue a Eq.31 que permite encontrar a deflexão em qualquer ponto da viga. O valor máximo de deflexão ocorre no meio do vão e é obtido através da Eq.32 realizando a substituição de  $x$  na Eq.31 por  $\frac{L}{2}$ .

$$v = \frac{qx(L^3 - 2Lx^2 + x^3)}{24EI} \quad (31)$$

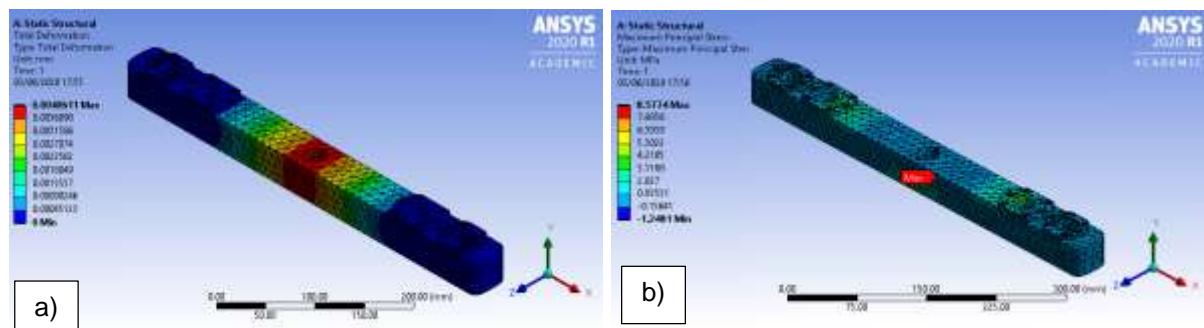
$$\delta = \frac{5qL^4}{384EI} \quad (32)$$

Seguindo a Eq.32, pode se observar uma deflexão máxima de 0,031 mm, para a travessa, e de 0,012 mm para o conjunto da garra.

#### 4.6 SIMULAÇÃO

Foi realizada, por meio do software Ansys® uma simulação estrutural estática, onde foram analisadas as tensões máximas para saber se excederia as tensões de escoamento e de modo a comparar os cálculos analíticos realizados. Para a travessa foi aplicada uma força de 1050 N, aplicada na face onde é conectado o conjunto Célula de carga/Garra. O valor da força foi estimado de acordo com o peso estimado dos componentes somando-se a carga máxima necessária para o ensaio. Os resultados da simulação são mostrados na Fig. 10.

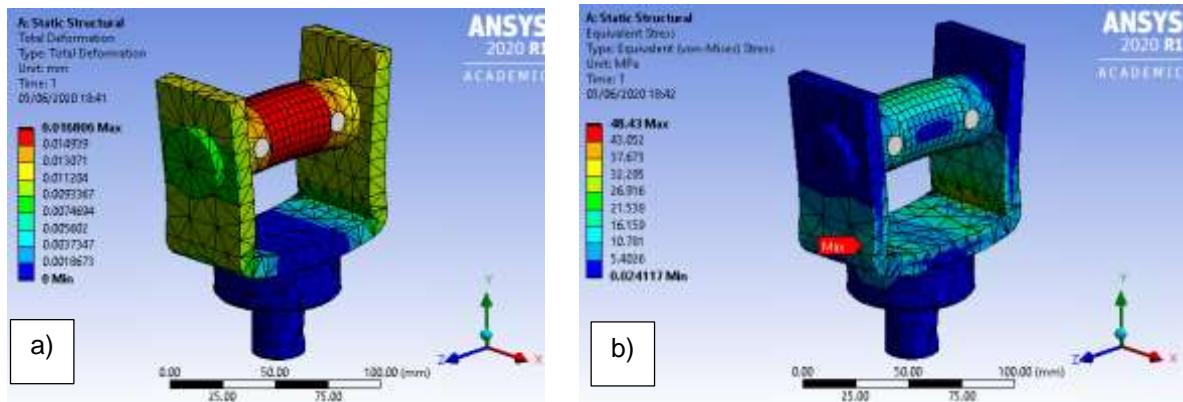
Figura 10: a) análise de deformação da travessa b) análise de tensão Von-Mises



Fonte: do Autor (2020)

Para a garra foi aplicada uma força de 1000 N, colocada na face onde o corpo de prova é fixado. O valor da força foi estimado de acordo com a carga máxima necessária para o ensaio. Os resultados da simulação são mostrados na Fig.11.

Figura 11: a) análise de deformação da garra b) análise de tensão Von-Mises.



Fonte: do Autor (2020)

O valor da tensão máxima pelo critério de von Mises obtido pelo software Ansys® no método de simulação conforme a Fig.9 foi de 8,57 (MPa) com uma deformação máxima de 0,0047 mm. E de acordo com a Fig.10 obteve-se uma tensão máxima de 48,43 MPa, com uma deformação máxima de 0,016 mm.

## 5 CONCLUSÃO

Para o desenvolvimento de máquinas existem diversas etapas que necessitam de métodos e análises. O ensaio de materiais é de extrema importância para o início de um projeto, portanto fatores como: o tipo, o material e o resultado que se espera são pontos essenciais durante a especificação dos limites do projeto. Durante a execução foram levados em consideração os conceitos de design comumente utilizados para os desenvolvimentos de máquinas de ensaio de tração. A realização do projeto se mostrou satisfatória, pois se conseguiu uma máquina que satisfaz as necessidades do ensaio, sendo compacta e utilizando materiais comuns para a sua construção.

Os dimensionamentos das peças e componentes da máquina foram realizados com ênfase no grupo de elementos de máquina, mais precisamente os elementos de transmissão de movimento, como polias, correias, fusos e guias lineares. Com o dimensionamento foi possível selecionar alguns componentes, que apresentavam as características conforme o dimensionamento, por meio de catálogos. O fuso de esferas laminado de diâmetro 20 mm e a porca modelo BTK 2005V - 2,6 foram selecionados da empresa THK. Os componentes da guia linear



foram obtidos do catálogo da empresa OBR, sendo selecionado o eixo NI-W Temperado/Retificado sem cromo de 25 mm de diâmetro, e o rolamento linear modelo LMEK 25UU. Já em relação aos componentes de potência, forma selecionados pleo portifólio da empresa Kalatec, sendo eles o servo motor Delta ECMA-C20604, e um redutor planetário WPF60.

A análise de elementos finitos com o software Ansys® mostrou que o projeto atende aos critérios de tensão de escoamento dos materiais em estudo, mostrando que os pontos mais críticos da estrutura não sofreram com os esforços necessários para a realização de um ensaio. Para a travessa obteve-se uma tensão máxima de 8,57Mpa e uma deformação de 0,0047mm e para a garra obteve-se 48,43 Mpa e 0,016mm de deformação. Assim realizando a comparação com os resultados obtidos dos cálculos analíticos, e os dados de simulação pode-se observar que os componentes suportam a carga indicada com uma deformação mínima e sem riscos de ultrapassar a tensão de escoamento de 330 MPa, sendo que foi considerado o mesmo material para os componentes.

Para trabalhos futuros sugere-se o estudo de novos materiais para a estrutura, de modo a baratear o custo, realizar a instrumentação e fabricação da máquina de ensaios.

## REFERÊNCIAS

- ALAWADHI, Esam M. Finite element simulations using ANSYS. CRC Press, 2015.
- AVA LINEAR SYSTEM. **Rolamentos Lineares**. Disponível em:<https://www.avasistema.com.br/rolamentos-lineares.php>. Acesso em: 20 de maio de 2020.
- AYRES FILHO, C.; SCHEER, S. **Diferentes abordagens do uso do CAD no processo de projeto arquitetônico**. In: Workshop Brasileiro de Gestão do Processo de Projetos na Construção de Edifícios. Curitiba, 2007.
- BHANDARI, V. B. **Design of machine elements**. Tata McGraw-Hill Education, 2010.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**-10. Edição. McGraw Hill Brasil, 2016.
- CANEVAROLO JR, Sebastião V. **Ciência dos Polímeros** 2. Edição. Editora Artliber, 2006.



CARDOSO, Sérgio G. Estudo das propriedades mecânicas e dos mecanismos de fratura de fibras sintéticas do tipo náilon e poliéster em tecidos de engenharia. São Paulo, SP, 2009.

GAGNEZ, E. T. Solidworks premium. Design without limits. 2013. 8 p. 70 GAO,

Peng; SANG, Zhi-fu. Three Dimensional Parameterized Design of Heat Exchanger Tubesheet Based on SolidWorks. Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design. p. 488–492, 22-25 nov. 2008.

HIBBEKER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. Pearson Educación, 2010.

ISO 283:2007," Textile conveyor belts – Full thickness tensile strength, elongation at break and elongation at the reference load – Test method".

KLEIN, Roberto. Conceitos básicos de CAD. In: Seminário internacional de Computação:Arquitetura e Urbanismo,1.,1992, São Paulo: USP,1992.p.9-30.

LAGES, Andressa Eulália. **Cálculo de flecha em viga pelo método de linha elástica**. Disponível em:<https://www.guiadaengenharia.com/flecha-viga-linha-elastica/>. Acesso em: 25 de maio de 2020.

MCKENNA, H. A.; HEARLE, J. W. S.; O'HEAR, N. **Handbook of fiber rope technology**. Cambridge: Woodhead Publishing Limited. 2004. 432 p.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**-Edição revisada, atualizada e ampliada. Editora Saraiva, 2018.

NBR 6177:2016, "Transportadores continuos – Transportadores de correia – Terminologia".

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.

ROMERO, L. L., VIEIRA, J. O. W. M., MEDEIROS, L. A. R. D., & MARTINS, R. F. (1995). Fibras artificiais e sintéticas.

SALDANHA, Luan. **O que você precisa saber sobre softwares CAE**. Disponível em: <https://www.4ieng.com.br/single-post/o-que-voce-precisa-saber-sobre-softwares-CAE>. Acesso em: 20 de maio de 2020.

SCHODEK, D.; BECHTHOLD. M.; GRIGGS, J. K.; KAO, K.; STEINBERG, M. Digital Design and Manufacturing: CAD/CAM Applications in INC. New Jersey: John Willey & Sons, 2007.

## LISTA DE SIMBOLOS

$\sigma$	[Pa]	Tensão sobre a seção transversal
A	[m <sup>2</sup> ]	Área da seção transversal

---

$P$	[N]	Força atuante no corpo de prova
$\varepsilon$	[mm/min]	Deformação nominal
$\delta$	[mm]	Variação do comprimento
$Lo$	[mm]	Comprimento Inicial
$P_p$	[CV]	Potência Projetada
$P$	[CV]	Potência do motor
$F_s$	[--]	Fator de serviço
$D$	[mm]	Diâmetro da polia maior
$d$	[mm]	Diâmetro da polia menor
$n_{maior}$	[rpm]	Rotação polia maior
$n_{menor}$	[rpm]	Rotação polia menor
$C$	[mm]	Distância entre centros
$l$	[mm]	Comprimento da correia
$l_A$	[mm]	Comprimento de ajuste
$h$	[--]	Fator de correção da distância entre centros
$P_{pc}$	[CV]	Capacidade de transmissão de potência por correia
$P_b$	[CV]	<i>Potência Básica</i>
$P_a$	[CV]	<i>Potência adicional</i>
$F_{cc}$	[--]	<i>Fator de correção do comprimento</i>
$f_{cac}$	[--]	<i>Fator de correção de arco de contato</i>
$v_p$		Velocidade periférica
$r$	[mm]	<i>raio da polia</i>
$n$	[rpm]	Rotação da polia
$M_t$	[Nm]	<i>Momento torçor</i>
$F_t$	[N]	<i>Força tangencial</i>
$I$	[mm]	Passo
$v$	[mm/min]	<i>Velocidade máxima de trabalho</i>
$\eta$	[rpm]	<i>Velocidade do motor</i>
$P_1$	[N]	<i>Carga de Flambagem</i>
$D_1$	[mm]	<i>Diâmetro menor da rosca do eixo fuso</i>
$L_o$	[mm]	<i>Distância entre as duas superfícies de montagem</i>
$P_2$	[N]	<i>Carga de compressão</i>
$F_{a1}$	[N]	<i>Força axial durante aceleração ascendente</i>



---

$F_{a2}$	[N]	Força axial durante movimento uniforme ascendente
$F_{a3}$	[N]	Carga axial durante desaceleração ascendente
$F_{a4}$	[N]	Carga axial durante aceleração descendente
$F_{a5}$	[N]	Carga axial durante movimento uniforme descendente
$g$	[N]	Aceleração da gravidade
$f$	[N]	Resistência da superfície da guia (sem carga)
$\alpha$	[m/s <sup>2</sup> ]	aceleração
$N_1$	[rpm]	Velocidade de rotação permitida determinada pela velocidade perigosa
$l_b$	[mm]	Distância entre duas superfícies de montagem
$\lambda$	[--]	Fator de acordo com método de montagem
$L$	[rev]	Vida nominal
$L_h$	[h]	Vida útil
$C_a$	[N]	Capacidade de carga
$f_w$	[ - ]	Fator de carga
$\beta$	[°]	Ângulo de avanço
$P_h$	[mm]	Avanço do fuso
$D_p$	[mm]	Diâmetro da esfera de centro a centro
$\eta_1$	[ - ]	Eficiência positiva do parafuso de alimentação
$T$	[Nmm]	Torque de acionamento
$I$	[kg/m <sup>2</sup> ]	Momento de inércia
$q$	[Nmm]	Carga distribuída
$L$	[mm]	Distância entre apoios
$\delta$	[mm]	Deflexão da viga