

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE POSICIONAMENTO VERTICAL DE VARAS PARA  
USO EM INSTALAÇÕES CÊNICAS

por

José Carlos Piva Panzenhagen

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2015.

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE POSICIONAMENTO VERTICAL DE VARAS PARA  
USO EM INSTALAÇÕES CÊNICAS

por

José Carlos Piva Panzenhagen

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Heraldo J. Amorim

Comissão de Avaliação:

Prof. José Antônio E. Mazzaferro

Prof. Joyson Luiz Pacheco

Prof. Tiago Becker

Porto Alegre, 27 de novembro de 2015.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, José Carlos e Gisela, por me passarem os valores que levo para minha vida e por me proporcionarem uma ótima educação. Agradeço a eles também pelo apoio nas horas difíceis e nos momentos de indecisão, eles são corresponsáveis pela obtenção desse título de engenheiro mecânico. Agradeço ao meu pai todos os conhecimentos de engenharia que me passou e ainda me passa, são de grande importância para minha carreira.

Agradeço minhas irmãs, Ana Paula e Ana Flávia, por todo apoio e incentivo que me passaram. Ele será retribuído.

Agradeço meu orientador Heraldo J. Amorim pelo apoio, pela paciência e pelas contribuições para que este trabalho fosse concluído com êxito.

Agradeço aos meus amigos, pelo apoio e pelos questionamentos e dicas sobre o assunto desse trabalho.

Agradeço à Scenotech Tecnologias Teatrais Ltda, à Bringhenti Industria Metalúrgica, à IMEPP e ao LAMECC, um agradecimento especial ao José Carlos diretor da Scenotech e meu pai, ao Ivânio diretor da Bringhenti, ao Carlos e ao Claudir da IMEPP pelo auxílio técnico e financeiro prestado para construção do protótipo.

Agradeço por todas as oportunidades que tive de trabalhar com ótimos profissionais de engenharia durante esses anos, que me passaram diversos conhecimentos e possibilitaram uma formação muito mais completa para minha carreira e para minha vida, em especial agradeço ao Douglas Correa Rodrigues, ao Eng. Wagner Generali e ao Eng. Marcelo Rosa da ThyssenKrupp Elevadores, e ao Shailenon Osório Dias da Gerdau Aços Longos.

Agradeço ao corpo docente e aos funcionários da UFRGS pelos ensinamentos que me passaram e pela ajuda que deram para que este trabalho e esse título fosse obtido.

PANZENHAGEN, J. C. P. **DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE POSICIONAMENTO VERTICAL DE VARAS PARA USO EM INSTALAÇÕES CÊNICAS**. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **RESUMO**

O presente trabalho tem como proposta desenvolver um sistema de posicionamento vertical de varas utilizadas em teatros. Como diferencial em comparação com os sistemas atuais se buscou desenvolver um equipamento que ocupasse uma menor dimensão nas instalações cênicas, para possibilitar uma maior quantidade de equipamentos semelhantes instalados num mesmo teatro. O equipamento também deve ser simples, para facilitar a instalação e a manutenção. Para isso foram dimensionados os principais componentes do sistema e construído um protótipo para realização de testes que viabilizem a sua utilização. Os resultados foram satisfatórios, o sistema funcionou dentro da proposta apresentada e a configuração obtida é mais compacta da usada na atualidade, porém não foi possível realizar uma comparação quanto aos custos, pois o protótipo criado é para utilização de varas de iluminação muito menores das utilizadas hoje e atendidas pelos concorrentes. Essas diferenças nos carregamentos e instalações não possibilitam uma comparação válida no ponto de vista econômico.

**PALAVRAS-CHAVE:** varas de luz, tambor para cabos de aço, cabos de aço, tecnologia cênica.

PANZENHAGEN, J. C. P. **THEATRICAL RIGGING SYSTEM DEVELOPMENT FOR USE IN PERFORMING INSTALLATIONS.** 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

The proposal of this study is to develop a theatrical rigging system. As a differential in comparative to the current equipments already available, the study tried to design a machine that occupies the minimum space possible at a theater stage providing more space to increase the number of rigging systems installed at a same theater. The equipment also have to be simple to provide an easier installation and an easier maintenance. To reach these objectives the main components of the equipment have been designed and a prototype have been built to perform tests to validate the solution acquired. The results obtained are satisfactory as the system worked according to the parameters settled and the layout obtained is more compact as the current equipment used. However, a financial comparison can't be obtained as the prototype has a capacity much lower than the current systems. This difference doesn't allow an valid economic comparative.

**KEYWORDS:** light rods, drum for steel cables, steel cables, scenic technology.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. ESTADO DA TÉCNICA.....	1
3. PROJETO.....	2
3.1 PROJETO INFORMACIONAL.....	2
3.1.1 IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA.....	2
3.1.2 AVALIAÇÃO DO MERCADO E DE USUÁRIOS .....	3
3.1.3 PESQUISA DE NORMAS E LEGISLAÇÃO .....	3
3.1.4 ATRIBUTOS DESEJÁVEIS .....	3
3.2 PROJETO CONCEITUAL .....	4
3.2.1 GERAÇÃO DE CONCEITOS .....	4
3.2.2 SELEÇÃO DE CONCEITOS .....	5
3.2.3 DETALHAMENTO DO CONCEITO ESCOLHIDO .....	5
3.3 PROJETO EXECUTIVO .....	6
3.3.1 DEFINIÇÃO DO CARREGAMENTO.....	6
3.3.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS DE SUSTENTAÇÃO .....	6
3.3.3 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO DOS CABOS .....	6
3.3.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO .....	6
3.3.5 PROJETO DAS POLIAS DE DESVIO DOS CABOS .....	6
3.3.6 PROJETO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA E TRANSMISSÃO.....	6
3.3.7 SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO.....	7
3.3.8 DIMENSIONAMENTO DO FREIO ATRACADOR .....	7
3.3.9 DIMENSIONAMENTO DO ACOPLAMENTO .....	7
3.3.10 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO.....	8
3.4 MEMORIAL DE CÁLCULO .....	8
3.4.1 DEFINIÇÃO DO CARREGAMENTO.....	8
3.4.2 TAMBOR DE ENROLAMENTO DOS CABOS .....	9
3.4.3 EIXO PRINCIPAL .....	11
3.4.4 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO.....	13
3.5 CONFIGURAÇÃO FINAL .....	13
4. PROTÓTIPO.....	14
5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	14
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	15
7. CONCLUSÃO .....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
Apêndice I – CÁLCULO DAS POLIAS DE DESVIO DOS CABOS.....	16

Apêndice II – CABOS DE SUSTENTAÇÃO.....	17
Apêndice III – SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO .....	18
Apêndice IV – CÁLCULO DOS PARÂMETROS DO FREIO ATRACADOR .....	18
Apêndice V – CÁLCULO DOS PARAFUSOS DO ACOPLAMENTO.....	19
Apêndice VI – PROJETO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA E SELEÇÃO DA CORRENTE DE TRANSMISSÃO.....	20

## 1. INTRODUÇÃO

Por muitas vezes desconhecidos do público em geral, os equipamentos utilizados em instalações cênicas vão desde simples inventos a verdadeiros desafios de engenharia, de uma simples quartelada, que é a divisão do piso do palco em pranchas sustentadas por parafusos de elevação que permitem o acesso ao palco por meio da elevação dessas pranchas, a um elevador de orquestra. Entre esses existem os responsáveis por suspender e movimentar verticalmente diversos elementos cenográficos, equipamentos de iluminação e vestimentas cênicas, são constituídos de um perfil tubular e denominadas varas. Essas são presas no urdimento, que é uma armação, normalmente de aço, construída ao longo do teto do palco, onde são posicionados diversos equipamentos e máquinas que permitem o uso de uma variedade de dispositivos cênicos. Sua movimentação pode ser tanto manual, utilizando de sistemas contrapesados, quanto eletricamente, podendo ter algum controle automatizado ou não.

Dentre os tipos de varas, a que é responsável por fazer a movimentação de equipamentos de iluminação é denominada vara de luz. Costumam ser posicionadas no sentido longitudinal ou lateral ao palco, possibilitando uma grande gama de posições de iluminação. As varas de luz possuem também fiação elétrica interna ao tubo, para permitir o acesso da eletricidade aos equipamentos. Os cabos de força que ligam esse circuito à rede elétrica são posicionados em uma das laterais da vara, de modo a impedir uma colisão entre eles e os cabos de sustentação da vara.

O presente trabalho de conclusão pretende desenvolver um equipamento de acionamento e posicionamento para varas de luz em instalações cênicas. Ele não será restrito ao uso somente dessas varas, podendo ser empregado para movimentação de qualquer outro tipo de vara, visto que a diferença entre elas é, de forma básica, o próprio perfil tubular e se ele possui ou não circuito elétrico.

O equipamento deve ser de fácil instalação, tendo a possibilidade de ser reposicionado dentro de uma mesma instalação cênica. Ele deve ser controlado por meio de dispositivos eletrônicos, que controlem o seu acionamento e posicionamento. Também é imprescindível que ocupe o menor espaço possível, possuindo assim um tambor de enrolamento de cabos ao invés de contrapesos. Além disso, a orientação do eixo do tambor deve ser paralela ao eixo da vara, e não perpendicular como a maioria dos sistemas de acionamento utilizados na atualidade. Um dispositivo nessa configuração utilizará um menor espaço físico do teatro, possibilitando um acréscimo de outros equipamentos cênicos, dando um melhor aproveitamento do espaço da caixa cênica.

## 2. ESTADO DA TÉCNICA

Pela definição de Rudenko, 1976, sistemas de elevação constituem o grupo de aparelhos de ação periódica, projetado como mecanismo próprio de elevação e movimentação de cargas ou, ainda, como mecanismos independentes, de guindastes ou elevadores.

Provavelmente, o primeiro equipamento de elevação foi utilizado no período dos faraós egípcios (3000 A.C.), com a invenção daquilo que se designa por Shaduf um dispositivo especial usado para a colheita de água dos rios. A primeira grua documentada surgiu na Grécia Antiga e era constituída por um conjunto de roldanas presas a blocos de madeira, com um gancho na ponta. Antes da revolução industrial os objetos de elevação eram construídos em madeira e cordas, com o advento da mesma, o respectivo aparecimento do aço e a necessidade em construir estruturas novas, mais altas e diferentes. Dado este acontecimento, rapidamente deu-se o início da revolução no mundo dos equipamentos de elevação, surgindo os primeiros dispositivos em estrutura metálica.

Sistemas de movimentação vertical de varas são amplamente utilizados em teatros. Podendo superar a quantidade de cinquenta por instalação. A mais comum configuração é a apresentada por varas manuais contra-pesadas, em que o contrapeso é fixado em uma estrutura na lateral do palco e atende pelo nome de wallframe. Outro grande uso é de varas mecanizadas, acionadas por um motorreductor e com o tambor perpendicular à vara como apresentado na Figura 2.1.





Figura 2.1 – Equipamento de acionamento automático de varas de iluminação instalado em um urdimento.

Existem equipamentos cujo tambor e a vara são paralelos, porém ocupam relativamente um grande espaço e utilizam motorreduzores. Diferentemente do sistema proposto. Existem alguns sistemas como o PowerLift™ da JRClancy e o Vortek® da Hoffend. Porém são equipamentos caros e complexos, porém de alta tecnologia. Os dois são apresentados na Figura 2.2.

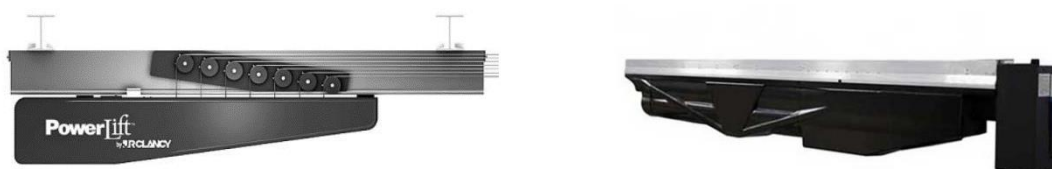


Figura 2.2 – PowerLift (esquerda) e o Vortek (direita).

Um típico sistema de acionamento de varas é constituído de subconjuntos individuais em linha que podem operar em conjunto, esses subconjuntos podem ser contrapesados ou motorizados. Cada conjunto possui seus próprios componentes individuais. Para conhecer um sistema significa saber a capacidade de carga do equipamento, a capacidade dos componentes e as características operacionais do sistema [Glerum, 2007].

Um sistema de acionamento de varas de luz permite levantar e abaixar a iluminação de palco e outro equipamento cênico para o ajuste, substituição de lâmpadas e para realizar a manutenção de rotina essencial. Equipamentos de iluminação sofrem mudanças frequentemente para satisfazer as exigências de produções individuais. Todas essas funções são mais facilmente (e com segurança) realizada quando as varas são posicionadas ao nível do chão, ao invés de trabalhar fora de escadas. Para muitos teatros, o principal uso desses equipamentos é para movimentar cenários e conseqüentemente desencadear os efeitos dramáticos. [JRClancy, 2010].

### 3. PROJETO

#### 3.1 PROJETO INFORMACIONAL

##### 3.1.1 IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA

Um grande problema encontrado em instalações cênicas é a limitação física que limita o número de equipamentos que podem ser instalados. Outro entrave é para manutenção o uso de equipamentos complexos neste espaço, pois em função da limitação ficam em locais de difícil acesso.

O presente trabalho tem por finalidade desenvolver um equipamento para posicionamento vertical de varas de luz que ocupe o menor espaço possível, de modo a

acomodar numa mesma instalação cênica uma quantidade maior de equipamentos. A “vara de iluminação” será constituída por um perfil tubular, no qual serão fixados três canhões de luz com o auxílio de grampos desenvolvidos especialmente para a aplicação destinada. Os equipamentos deverão ser posicionados em intervalos de 300 milímetros, definido por suas características funcionais, e com distâncias de 150 mm em relação às extremidades do perfil. Desse modo, o perfil utilizado deverá possuir um comprimento de 900 mm. O perfil tubular deverá ser selecionado de acordo com dimensões comerciais. Para a definição do carregamento, considerou-se o uso de canhões com 25 kg. A vara de iluminação será suspensa por dois cabos de sustentação de aço com alma de fibra, conectados a um tambor de enrolamento.

Entre os requisitos de projeto estão a necessidade de variação da altura da vara de iluminação, com velocidade constante controlada de 0,3 m/s, com aceleração máxima de 0,15 m/s<sup>2</sup>, e o controle do posicionamento desta. O curso de operação da vara de iluminação é definido com base nas dimensões usualmente utilizadas em instalações cênicas. Para o presente trabalho definiu-se um curso máximo de 6 m.

O fator custo deve ser considerado, visto que existem alguns equipamentos com propostas semelhantes, porém todos são importados e no atual momento da economia brasileira são inviáveis como solução. O equipamento deve ter tal configuração que o eixo do tambor de enrolamento de cabos seja paralelo ao eixo da vara de luz. Por questões técnicas, o equipamento deve ser instalado em uma base de máquina e essa deve ser presa através de parafusos na parte inferior dela, sendo essa fixação em uma viga I posicionada transversalmente ao eixo do tambor. Também deve possuir um atracador por questões de segurança, evitando a movimentação da vara quando ele for indesejável. A configuração deve ser similar à da Figura 3.1.

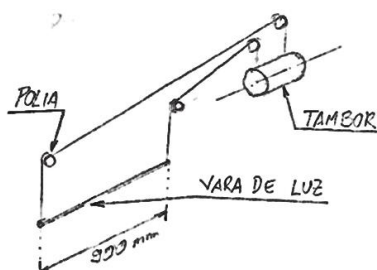


Figura 3.1 – Croqui da configuração de funcionamento necessária.

### 3.1.2 AVALIAÇÃO DO MERCADO E DE USUÁRIOS

Em 2010, o Brasil dispunha de 1229 salas de teatros espalhadas por todas as regiões do país. A maior concentração, representando mais da metade desse total, fica nos estados de São Paulo, Rio de Janeiro e Minas Gerais. O Rio Grande do Sul era o quinto estado com mais instalações cênicas. Isso representa o tamanho do mercado no Brasil, é importante salientar que esse número já é maior, tendo em vista os demais teatros construídos e em construção até o fim do presente trabalho.

### 3.1.3 PESQUISA DE NORMAS E LEGISLAÇÃO

O projeto do equipamento deve estar de acordo com a NBR:8400, que define os cálculos de projeto de equipamentos de levantamento e movimentação de cargas. Certas normas regulamentadoras como a NR10 para a parte elétrica, a NR11 para os procedimentos de operação do equipamento, a NR12 para a segurança no trabalho dos operadores e dos artistas e a NR17 para questões de ergonomia, esta última para instalação e manutenção dos equipamentos.

### 3.1.4 ATRIBUTOS DESEJÁVEIS

O equipamento deve ser compacto, para assim possibilitar a instalação de uma maior quantidade do mesmo. Deve ter um custo de produção inferior aos equipamentos semelhantes,

que são mais caros em função de serem fabricados no exterior e da atual conjuntura econômica do Brasil. O sistema como um todo deve procurar ser o mais simples, para facilitar tanto a instalação como a manutenção, assim como a operação, e ser confiável.

## **3.2 PROJETO CONCEITUAL**

### **3.2.1 GERAÇÃO DE CONCEITOS**

Para a definir a configuração final do equipamento foram levantadas diversas configurações para partes importantes do seu funcionamento. Os principais aspectos considerados foram quanto à configuração de acionamento, ao posicionamento das polias de desvio do tambor de enrolamento dos cabos, à configuração do acionamento do conjunto e à natureza do freio atracadador. Cada configuração proposta foi analisada do ponto de visto do espaço ocupado, do custo de fabricação, da facilidade de instalação e manutenção.

Como solução para a configuração de acionamento temos três opções usuais para equipamentos desse tipo. A primeira seria o acionamento manual contrapesado, a segunda seria o acionamento automatizado contrapesado e a terceira seria a utilização de um sistema automatizado. A primeira não é uma boa opção, pois exige que o operador do equipamento faça um determinado esforço físico para acionar o conjunto, o aspecto humano nesse cenário é passível de erros, originando possíveis acidentes. A diferença entre o segundo e o terceiro é quanto ao espaço ocupado pelo contrapeso, porém o contrapeso também diminui a potência necessária para o acionamento do conjunto.

Para o posicionamento das polias foram consideradas duas soluções: polias fixas ou polias móveis. A utilização de polias fixas implica em uma instalação delas a uma maior distância do tambor, para que o ângulo de encabeamento seja o menor possível, assim a base de máquina deve ter uma altura maior para acomodar as mesmas. Já a utilização de polias móveis possibilita uma compactação do conjunto como um todo, pois as mesmas podem ser utilizadas a uma menor distância do tambor, pelo fato de manterem o ângulo correto do encabeamento.

Quanto ao acionamento do conjunto o mesmo pode ser realizado por um motor elétrico com redutor ou um motor elétrico com inversor de frequência. A utilização de um redutor diminui o ganho de espaço, porém é de maior confiança para a instalação e pode aumentar a vida útil do motor, diminuindo os esforços decorrentes do uso do equipamento. Já a configuração com inversor de frequência possibilita a redução da velocidade pelo uso do mesmo não afetando a potência, por consequência aumenta o torque fornecido.

O freio responsável por impedir a movimentação do conjunto quando desejável e não para redução da velocidade pode ser um freio-motor, que caracteriza a utilização de um moto-freio, um freio a tambor interno com acionador magnético ou com um acionador pneumático. A utilização da primeira opção é mais confiável e pode reduzir as dimensões finais do equipamento, porém é cara em comparação com o freio magnético, tendo em vista os valores praticados pelo mercado. A segunda opção é confiável e possui o atrativo de também funcionar como equipamento de segurança, pois o freio só é aberto quando alimentado por energia elétrica, sendo acionado por uma ou duas molas helicoidais de compressão. O terceiro diferencia do segundo pelo uso não de força eletromagnética, mas de ar comprimido para abrir as sapatas e liberar a movimentação do conjunto, isso implica em possuir instalações com ar comprimido, algo não usual em teatros.

Foram analisados os principais aspectos do produto, citados anteriormente, de acordo com o do espaço ocupado, o custo de fabricação, a facilidade de instalação e manutenção. Com isso chegou-se a três conceitos diferentes, sendo a solução em comum o uso de um sistema automatizado, por possuir uma economia de espaço considerável quando em comparação com as outras soluções sem implicar em um custo muito elevado, sendo também mais fácil de instalação e fazer manutenção. As configurações selecionadas aparecem na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Conceitos gerados.

	Configuração de acionamento	Polias	Acionamento	Freio (Atracador)
C1	Automático	Móveis	Redutor	Magnético
C2	Automático	Fixas	Redutor	Freio motor
C3	Automático	Móveis	Inversor	Magnético

### 3.2.2 SELEÇÃO DE CONCEITOS

As três configurações foram comparadas de acordo com os critérios citados na seção 3.2.1, e também de acordo com os atributos desejáveis e com o problema enfrentado. Com isso se definiu que a terceira configuração era a mais viável para solução. Essa configuração se apresenta em vantagem frente as outras duas principalmente pelo fato de ser uma configuração mais compacta.

### 3.2.3 DETALHAMENTO DO CONCEITO ESCOLHIDO

O dispositivo em desenvolvimento, responsável pelo acionamento e posicionamento da chamada de “vara de iluminação”, deve ser composto de um eixo principal, no qual é fixado um tambor de enrolamento para os cabos de aço que fazem a conexão com a vara, apoiado em uma base por dois mancais de rolamento e acionado por um motor elétrico, que deve acionar o equipamento sem o uso de redutor. Por razões de segurança o equipamento deve possuir um freio para impedir o giro quando a vara estiver na posição em que será utilizada, o mesmo deve ser do tipo tambor interno e acionado por molas helicoidais de compressão e aberto por um atuador magnético. Por razões de economia de espaço é definido que o tambor do freio será o próprio acoplamento do eixo com o motor. Tal configuração pode ser visualizada na Figura 3.2.

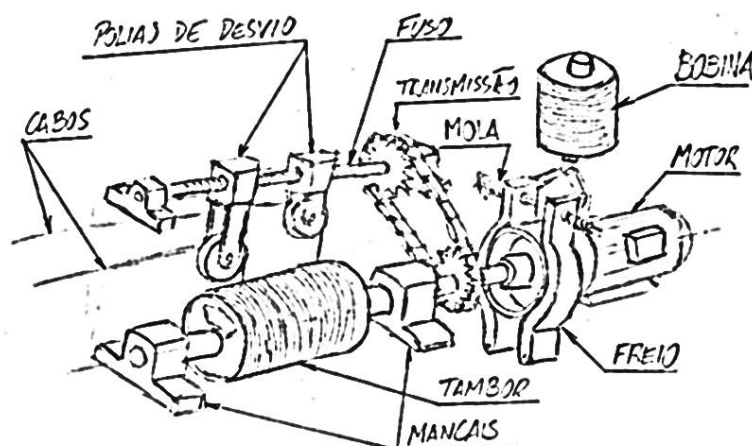


Figura 3.2 – Croqui do conceito escolhido.

Cada cabo deve possuir duas polias de desvio, sendo a primeira posicionada próxima e acima do tambor, denominada “polia do tambor”, e a segunda posicionada sobre a vara de iluminação, denominada “polia da vara”, dessa maneira a parte do equipamento destinada ao acionamento não precisa estar diretamente acima da vara, podendo ser posicionado lateralmente no “urdimento”, estrutura metálica localizada acima dos palcos em instalações cênicas, sobre duas vigas de base, de perfil I ou W, ou diretamente sobre alguma laje de concreto nessa mesma lateral, sendo a sua fixação realizada através de parafusos. As polias móveis devem ser sincronizadas com o movimento do tambor, isso será possível utilizando um fuso com o mesmo passo do tambor e uma transmissão de razão um para um. As polias da vara devem ser fixas. Todas as polias devem ser posicionadas sobre uma mesma linha, de forma a manter os cabos sempre alinhados. Para obter esse efeito sem permitir uma colisão dos cabos, as polias

do tambor serão posicionadas em alturas diferentes, permitindo que um cabo passe acima do outro. O cabo inferior será desviado novamente pela polia da vara mais próxima da parte responsável pelo acionamento, resultando em um cabo mais curto; por sua vez o cabo superior será desviado pela polia da vara mais afastada, conseqüentemente sendo utilizado um cabo mais longo. Tal configuração pode ser visualizada na Figura 3.1.

### **3.3 PROJETO EXECUTIVO**

#### **3.3.1 DEFINIÇÃO DO CARREGAMENTO**

De acordo com os dados especificados na seção 3.1.1 pode se especificar a carga suspensa.

#### **3.3.2 DIMENSIONAMENTO DOS CABOS DE SUSTENTAÇÃO**

Os primeiros componentes a serem dimensionados são os cabos de aço. Para isso, deve-se levar em conta a massa dos elementos suspensos – incluindo a massa dos cabos. O cabo deve também ser enrolado em um tambor com canais de acordo com a norma NBR 8400, para cálculo de equipamentos de elevação e movimentação de cargas. De acordo com CIMAF, 2009, para atender essas condições o cabo deve ser composto por alma de fibra e torção regular. Para tal será utilizado um cabo 6x7, 6 pernas de 7 arames cada, com alma de fibra e torção regular, levando em conta os fatores descritos anteriormente e a questão econômica.

#### **3.3.3 DIMENSIONAMENTO DO TAMBOR DE ENROLAMENTO DOS CABOS**

Definido o diâmetro do cabo de aço segue a etapa de dimensionamento do tambor para enrolamento do mesmo. Segundo a CIMAF, 2009, existe uma relação entre o diâmetro do cabo de aço e o diâmetro do tambor que deve ser observada, a fim de garantir um bom desempenho do cabo de aço, diminuindo o acréscimo de tensão resultante do dobramento do cabo ao enrolar no tambor. Para a definição do passo, do raio de fundo do canal e da profundidade do canal, é utilizada a norma NBR 11375, a norma define a padronização das dimensões de tambores para enrolamento de cabos de aço. A NBR 11375 também determina que o cabo deve estar ao menos enrolado em duas voltas em torno do tambor, por questões de segurança. Para a seleção correta do material do tambor deve ser feita uma análise nas tensões suportadas por ele devido ao enrolamento do cabo e também relacionar com a máxima pressão radial admissível relacionada ao desgaste. Por uma maior facilidade de obtenção serão utilizados tubos de aço SAE 1020 usinados.

#### **3.3.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO**

Com o tambor dimensionado é possível calcular o diâmetro e o comprimento do eixo árvore do equipamento. Algumas características devem ser levadas em conta. O eixo deve ser acoplado no motor, também deve possuir dois mancais de apoio e o tambor (no caso o flange) deve ser soldado no mesmo. O eixo também deve ser maciço e não possuir variação de seção transversal, para evitar pontos de concentração de tensão, em especial devido à fadiga.

#### **3.3.5 PROJETO DAS POLIAS DE DESVIO DOS CABOS**

As polias de desvio são essenciais, visto que elas desviam os cabos do tambor para a vara. Elas são calculadas para suportar os esforços provenientes da tração nos cabos. O material das polias deve ser o ferro fundido visando facilitar a fabricação.

#### **3.3.6 PROJETO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA E TRANSMISSÃO**

O parafuso de potência deve possuir uma rosca quadrada, por ser mais simples de fabricar, pois a rosca ACME necessita de ferramentas especiais. A transmissão deve ser de um pra um, pois o passo da rosca deve ser o mesmo passo calculado para o tambor.

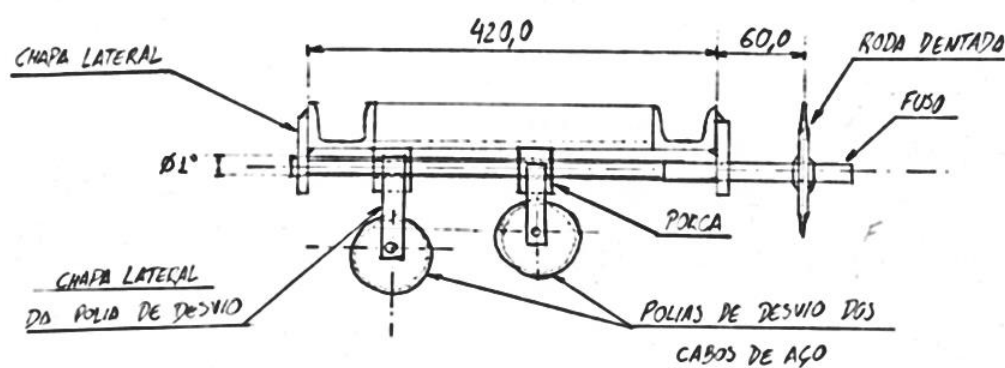


Figura 3.3 – Desenho esquemático do sistema de polias móveis.

### 3.3.7 SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Com as cargas obtidas do cálculo do dimensionamento do eixo é possível verificar em catálogos de fabricantes, mancais e rolamentos adequados para a aplicação. Como os esforços axiais são baixos, devido ao ângulo de inclinação dos canais do tambor ser próximo de zero, e os esforços radiais não são demasiadamente elevados, é possível utilizar um rolamento de esferas de canais simples no mancal mais afastado do motor, que de acordo com COLLINS, 2006, suporta moderadas cargas radiais e axiais, e um rolamento autocompensador de uma carreira de esferas no mancal mais próximo ao motor. Os rolamentos serão selecionados de acordo com o diâmetro especificado para o eixo e com as cargas que deverão suportar. Com esses dados são selecionados os rolamentos de acordo com um catálogo de algum fabricante. Os mancais de rolamento serão especificados após a seleção do rolamento para acomodá-los.

### 3.3.8 DIMENSIONAMENTO DO FREIO ATRACADOR

O freio deve ser eletromagnético, possuindo duas sapatas articuladas acionadas por duas molas idênticas, que pressionam as sapatas contra o disco de freio, constituído de aço SAE 1020, que será o próprio acoplamento do eixo principal no motor. A área de contato da sapata com o disco deve ser revestida com lona de freio, para aumentar o atrito e não ocorrer desgaste na parte metálica. Para abrir o freio o atuador magnético atua sobre duas alavancas articuladas, conectadas num ponto central, onde é aplicada a carga do atuador, e cada uma conectada a uma sapata. O sistema proposto é semelhante ao utilizado em freios magnéticos de elevadores, funcionando também como um dispositivo de segurança, impedindo o movimento do eixo na ausência de energia elétrica.

### 3.3.9 DIMENSIONAMENTO DO ACOPLAMENTO

A utilização de um acoplamento rígido é tomada como forma de compactar o equipamento, eliminando o disco em separado para o freio e fazendo com que o disco de freio e o aro de proteção do acoplamento, utilizado em flanges para proteger os parafusos de acoplamento de acordo com COLLINS, 2006, sejam o mesmo elemento físico. Esse tipo de acoplamento oferece a desvantagem de requerer uma maior precisão no alinhamento. Vibrações excessivas causadas por desbalanceamento a altas velocidades de rotação são um problema também, porém não é um fator a ser considerado, pois o sistema irá operar a velocidades de rotação baixas, próximas a 40 [rpm]. O uso de mancais de apoio próximos ao acoplamento é uma necessidade para acoplamentos rígidos segundo COLLINS, 2006. O acoplamento do lado do motor deve ser feito com chaveta, pois as pontas de eixo de motores elétricos são geralmente chavetadas, porém o acoplamento do lado do tambor será fixado por um furo com elemento elástico.

### 3.3.10 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

O motor elétrico a ser utilizado deve levar em conta a carga a ser transladada na vara e o diâmetro primitivo do tambor, que é medido tomando como referência o centro do cabo de aço quando acomodado no fundo do canal do tambor. As trações nos cabos definem o torque mínimo a ser aplicado pelo motor para girar o tambor. O diâmetro primitivo também permite definir a velocidade angular em rpm do conjunto eixo mais tambor, logo define a velocidade angular em rpm a ser fornecida pelo motor. Tendo os valores para a rotação e para o torque necessário para movimentar a carga é possível determinar a potência que o motor deve ter. O inversor permite a não utilização de um redutor pois altera a frequência de alimentação do motor, que, por sua vez define a velocidade com a qual ocorre a inversão de polos em um motor síncrono, enquanto que a potência se mantém. A rotação do motor pode ser estimada através da frequência de alimentação do mesmo.

## 3.4 MEMORIAL DE CÁLCULO

### 3.4.1 DEFINIÇÃO DO CARREGAMENTO

Para constituir a vara foi escolhido um perfil de aço SAE 1020 tubular linear comercial de diâmetro externo 50,80 mm (2 polegadas), espessura de 2 mm e densidade linear de 2,40 kg/m. Para definir o carregamento é preciso considerar o peso de cada equipamento e o carregamento distribuído devido ao peso próprio do tubo. Utilizando soluções prontas de acordo com COLLINS, 2006, e considerando soluções desacopladas para cada carga, por serem carregamentos independentes, foi verificado que o ponto submetido ao maior momento fletor é o centro do tubo, isso também é observado pela simetria do carregamento, conforme a Figura 3.4, e seu valor é definido pela equação 3.1.

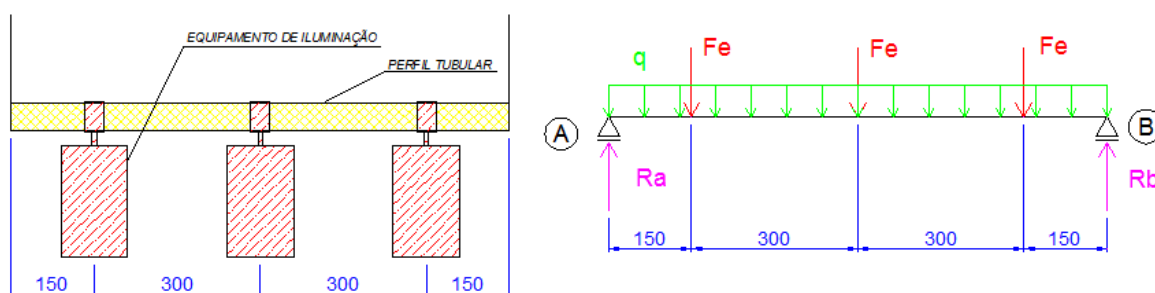


Figura 3.4 – Desenho esquemático da vara de sustentação e do carregamento calculado.

$$M_{m\acute{a}x} = F_e \cdot l / 4 + q \cdot l^2 / 8 + 2 \cdot F_e \cdot l / 12 \quad (3.1)$$

Onde  $M_{m\acute{a}x}$  é o momento máximo localizado no centro da vara [Nm] e  $l$  é o comprimento total da vara [mm].

Utilizando os dados da seção 3.3.1 e substituindo nas equações podemos definir o carregamento. Outro dado que deve ser calculado é a tração nos cabos de sustentação, por simetria das cargas aplicadas os dois cabos sustentam a mesma carga, essa é definida de maneira preliminar pela equação 3.2.

$$R_c' = (3 \cdot F_e + q \cdot l) / 2 \quad (3.2)$$

Onde  $R_c'$  é a força de tração no cabo de aço devido ao peso de toda a vara de iluminação carregada [N].

Para verificar se o perfil selecionado resiste ao carregamento deve ser calculada a máxima tensão a qual ele está submetido. A equação para o cálculo da tensão normal devido à ação de um momento fletor é utilizada para esta finalidade. A tensão mínima de escoamento do

SAE 1020 é de 230 MPa, para tubos sem tratamento térmico, e a tensão mínima de ruptura é 350 MPa, de acordo com a SAE/AISI. O coeficiente de segurança para escoamento e o coeficiente de segurança para ruptura são calculados com esses valores. Todos os resultados se encontram na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Forças do carregamento e resistência da vara.

$F_e$ [N]	$q$ [N/m]	$M_{max}$ [Nm]	$R_c'$ [N]	$w$ [m <sup>3</sup> ]	$\sigma_{max}$ [MPa]	$n_e$	$n_r$
245,25	23,55	94,35	378,5	$3,6 \times 10^{-6}$	26,2	8,78	13,36

### 3.4.2 TAMBOR DE ENROLAMENTO DOS CABOS

O diâmetro do tambor para enrolamento de cabos de aço pode ser calculado através da equação 3.3. O fator de multiplicação de diâmetros é definido de acordo com a CIMAF, 2009, possuindo dois valores, um recomendado e o outro o mínimo. Como o sistema deve ser o mais compacto possível para satisfazer as premissas iniciais, optou-se pelo diâmetro mínimo.

$$D_{Tmin} = (FMD_{min}) \cdot d_c \quad (3.3)$$

Onde  $D_{Tmin}$  é o diâmetro mínimo do fundo do canal do tambor [mm], onde ocorre o contato com o cabo de aço,  $FMD_{min}$  é o fator mínimo de multiplicação de diâmetros e  $d_c$  é o diâmetro do cabo de aço [mm].

Para calcular as dimensões das ranhuras do tambor foi utilizada a norma NBR-11375. No entanto esta norma não fornece os valores para diâmetros de cabo menores que 6,40 mm, assim foram obtidas relações entre os parâmetros e o diâmetro do cabo. As dimensões foram arredondadas para apenas uma casa depois da vírgula, conforme as dimensões fornecidas pela tabela. Já o raio da borda do canal é definido como 0,5 mm com tolerância de +0,1 mm. As dimensões calculadas são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Dimensões do tambor de enrolamento.

$D_{Tmin}$ [mm]	$h$ [mm]	$p$ [mm]	$R$ [mm]
134,4	1,2	3,7	1,8

De acordo com a seção 3.1.3 o tambor será produzido a partir de um tubo de aço 1020 de dimensões comerciais. Para definir sua espessura mínima é necessário calcular a pressão que o tambor é submetido pelo enrolamento do cabo tracionado nas ranhuras, definida pela equação 3.4. A NBR-11375 também define que o cabo de aço deve estar ao menos enrolado duas vezes no tambor quando o equipamento içado chegar na menor distância do solo, final do percurso. Logo, considerando que o cabo fique em contato com a ranhura em 1/6 ou 60° de sua circunferência é possível obter a área mínima de contato do cabo com o tambor pela equação 3.5.

$$p_{contato} = R_c / A_{contato min} \quad (3.4)$$

Onde  $P_{contato}$  é a pressão de contato [MPa] e  $A_{contato min}$  é a área mínima de contato do cabo com o canal do tambor [m<sup>2</sup>].

$$A_{contato min} = \pi^2 \cdot D_T \cdot d_c / 3 \quad (3.5)$$

É possível relacionar a pressão de contato com a tensão no cilindro que compõe o tambor. De acordo com a ASME a tensão no corpo cilíndrico pode ser calculada pela equação 3.6. Os resultados do cálculo da pressão de contato e da espessura mínima do tambor medida pelo fundo do canal são apresentados na Tabela 3.4.



$$\sigma_c = p_{contato} \cdot D_T / 2 \cdot t \quad (3.6)$$

Onde  $\sigma_c$  é a tensão no corpo cilíndrico devido a pressão de contato [MPa] e  $t$  é a espessura do cilindro [m].

Tabela 3.4 – Verificação da espessura mínima para suportar a pressão de contato.

$p_{contato}$ [MPa]	$t_{min}$ [mm]
0,277	0,185

Para definir o perfil tubular comercial deve ser calculado o mínimo diâmetro tendo em vista a área usinada, a equação 3.7 permite obter essa dimensão. Para definir a mínima espessura de parede do perfil deve ser usada a equação 3.10. De acordo com COLLINS, 2006, a máxima pressão admissível de contato de um cabo 6x7 com torção regular em um tambor de aço é 3,792 MPa, para evitar desgaste prematuro do cabo e dos canais do tambor, essa condição é atendida.

$$D_{tubo\ min} = D_{Tmin} + 2 \cdot h \quad (3.7)$$

Onde  $D_{tubo\ min}$  é o diâmetro mínimo que o perfil tubular deve possuir [mm].

$$e_{min} = t_{min} + h \quad (3.8)$$

Onde  $e_{min}$  é a espessura mínima que o perfil tubular deve possuir [mm] e  $t_{min}$  é a espessura mínima do fundo da ranhura até o diâmetro interno do tambor.

Para calcular o número de ranhuras do tambor foi utilizada a norma NBR-11375, se obtém através da equação 3.11. Também deve se ter o diâmetro primitivo (equação 3.10). Também é necessário calcular o diâmetro do tambor (equação 3.9), a partir do qual será selecionado o perfil comercial mais adequado.

$$D_T = D_{tubo} - 3 \cdot h \quad (3.9)$$

Onde  $D_T$  é o diâmetro do tambor medido do fundo das ranhuras [mm] e  $D_{tubo}$  é o diâmetro comercial do tubo.

$$D_p = D_T + d_c \quad (3.10)$$

Onde  $D_p$  é o diâmetro primitivo do tambor [mm].

$$NR = \frac{P_{op}}{\pi \cdot D_p} + 2 \quad (3.11)$$

Onde NR é o número de ranhuras no tambor.

O perfil tubular que deve ser usado é o com diâmetro igual ou ligeiramente superior ao mínimo calculado pela equação 3.9. De acordo com a Tabela 3.5 o perfil obtido é o de 139,70 mm (5.1/2") com espessura de 2,65 mm e densidade linear de 8,95 kg/m. Os resultados se encontram na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Dimensões calculadas e número de voltas.

$D_{tubomin}$ [mm]	$e_{min}$ [mm]	$D_T$ [mm]	$D_P$ [mm]	NR [voltas]
136,8	1,385	137,3	140,5	16,0

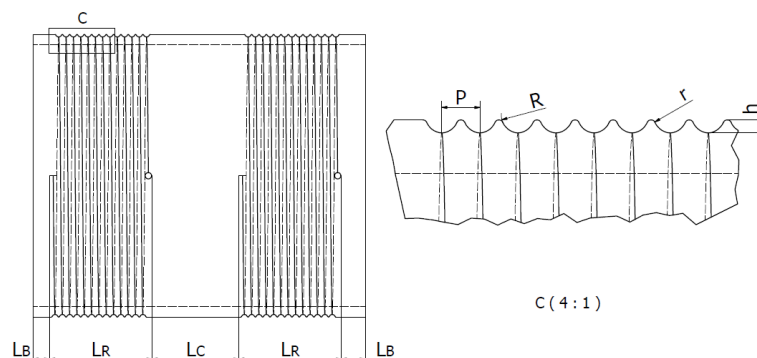


Figura 3.5 – Representação esquemática do tambor, onde  $L_R$  é a largura ocupada pelas ranhuras de um cabo [mm],  $L_B$  é a largura da borda do tambor até as ranhuras [mm] e  $L_C$  é a largura de centro, de uma carreira de ranhuras até a outra [mm].

Para se obter o comprimento do tambor deve se calcular o comprimento ocupado pelas ranhuras. A parcela do comprimento do tambor ocupada pelas ranhuras é dada pela equação 3.12. A Tabela 3.6 exibe os resultados para o comprimento do tambor.

$$L_R = (NR + 1) \cdot p \quad (3.12)$$

Tabela 3.6 – Comprimentos do tambor.

$L_B$ [mm]	$L_C$ [mm]	$L_R$ [mm]	$L_T$ [mm]
15,0	50,0	62,9	205,8

### 3.4.3 EIXO PRINCIPAL

Como definido na seção 3.3.4, o eixo deverá ser maciço e sem variação de diâmetro. Assim ele não apresenta concentrador de tensão devido a variação de seção transversal. O esquema simplificado do equipamento aparece na Figura 3.6 juntamente com o problema a ser resolvido. Os mancais atuam como apoios do eixo e a extremidade onde está disposto o acoplamento é considerada engastada.

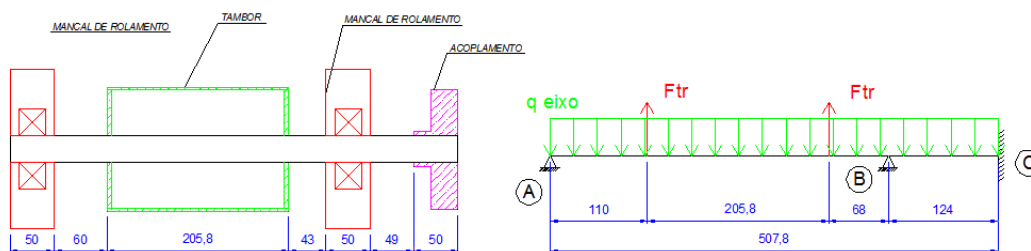


Figura 3.6 – Desenho esquemático da disposição dos componentes no eixo principal.

O cálculo de  $F_{TR}$  deve considerar em conta o peso do tambor, com os cabos enrolados nos 16 canais e subtrair da tração nos cabos, pois tem sentidos opostos, essa relação está na equação 3.13. Deve se levar em conta também o esforço devido a máxima aceleração do conjunto nesse cálculo, visto que para o somatório de forças na vertical não é nulo e sim é igual a massa da vara e dos equipamentos multiplicadas pela sua aceleração.

$$F_{TR} = -m'_T \cdot L_T \cdot g / 2 - \pi \cdot D_P \cdot NR \cdot m'_{cabo} + R'_c + (3 \cdot m_e + m'_p \cdot l) \cdot (a_{m\acute{a}x}) \quad (3.13)$$

Onde  $m'_T$  é a densidade linear do tubo que forma o tambor [kg/m], sem subtrair o material removido pela usinagem dos canais.

Pela figura 3.7 é possível verificar que o maior momento ocorre no apoio do tambor mais afastado do acoplamento e tem o valor igual a 30,28 Nm. A análise foi realizada no software MASTAN 2 v.3.5 e é de primeira ordem linear elástica. O torque resultante, dado pela equação 3.14 é constante ao longo de todo o comprimento e tem seu valor máximo quando a aceleração é máxima.

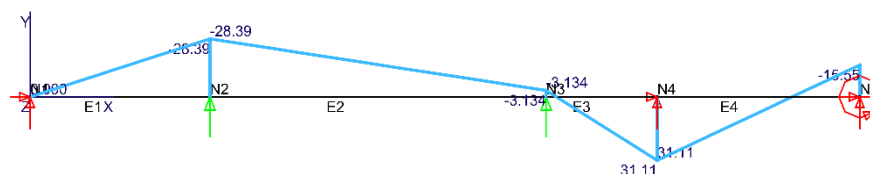


Figura 3.7 – Diagrama de momento fletor no eixo.

$$T_R = R_C \cdot D_p + T_{PAR} \quad (3.14)$$

Onde  $T_R$  é o torque resultante máximo [Nm] e  $T_{PAR}$  é o torque devido ao fuso [Nm].

Como o eixo principal gira, o momento fletor se torna oscilante. A amplitude do momento ( $M_a$ ) tem o valor do máximo momento fletor, enquanto o valor médio ( $M_m$ ) é nula. O torque mantém um valor médio ( $T_m$ ) constante igual ao valor do torque resultante, e amplitude ( $T_a$ ) nula, visto que o valor do torque não varia. É possível calcular a tensão máxima de Von Mises pela equação 3.15. Os resultados encontrados para a análise e para o cálculo se encontram na Tabela 3.7.

$$\sigma'_{max} = \left[ \left( \frac{32 \cdot K_f \cdot (M_a + M_m)}{\pi \cdot d_e^3} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{16 \cdot K_{fs} \cdot (T_a + T_m)}{\pi \cdot d_e^3} \right)^2 \right]^{(1/2)} \quad (3.15)$$

Onde  $\sigma'_{max}$  é a tensão máxima admissível [MPa],  $K_f$  é o fator concentrador de tensão para a fadiga por flexão,  $K_{fs}$  é o fator concentrador de tensão para fadiga por torção,  $d_e$  é o diâmetro do eixo [mm],  $M_a$  é a amplitude do momento fletor [Nm],  $M_m$  é o valor médio do momento fletor [Nm],  $T_a$  é a amplitude do momento torsor [Nm] e  $T_m$  é o valor médio do momento torsor [Nm].

Tabela 3.7 – Características do carregamento.

$M_{m\acute{a}x}$ [Nm]	$T_{Rm\acute{a}x}$ [Nm]	FTR [N]
31,11	60,89	380,82

Conforme definido na seção 3.1.4, o eixo será produzido em aço SAE 1020. Conforme a norma SAE a tensão de escoamento mínima para esse tipo de aço em formato de barra redonda é de 244 MPa. Utilizando um coeficiente de segurança com valor igual a 5 e visto que os fatores de concentração de tensão têm valor unitário, pois o eixo não varia de dimensão e não há furo na seção de onde ocorre o máximo momento fletor, é calculado o diâmetro para evitar o escoamento, cujo resultado aparece é de 23,38 mm.

Para o cálculo do limite de resistência à fadiga por flexão rotativa deve ser utilizada a equação 3.16, de acordo com Shigley. O limite teórico de resistência à fadiga é dado pela SAE e para um aço 1020 em formato de barra redonda vale 173 MPa e a tensão de ruptura mínima vale 377 MPa. Os resultados se encontram na Tabela 3.9.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (3.16)$$

Onde  $k_a$  é o fator modificador relativo à condição superficial,  $k_b$  é o fator modificador relativo à dimensão,  $k_c$  é o fator modificador relativo ao tipo de solitação,  $k_d$  é o fator modificador relativo à temperatura de operação,  $k_e$  é o fator modificador relativo à confiabilidade e  $k_f$  é o fator relativo a efeitos diversos e  $S'_e$  é o limite de resistência à fadiga teórico.

Tabela 3.9 – Cálculo dos parâmetros de fadiga.

$k_a$	$k_b$	$k_c$	$k_d$	$k_e$	$k_f$	$S_e'$ [MPa]	$S_e$ [MPa]
0,9364	0,8880	0,59	1,0	0,8680	1,0	173	73,67

Para a análise de resistência à fadiga existem vários critérios, os quais se destacam pelo uso mais frequente o de Goodman, o de Soderberg, o da Asme e o de Gerber. Por questões de segurança, pelo fato de a vara ser suspensa acima dos atores, correndo o risco de alguém estar diretamente abaixo dela, deve ser utilizado um critério mais conservador, dessa forma será utilizado o critério de Soderberg, equação 3.17. O coeficiente de segurança para a fadiga tem o valor três. O resultado do diâmetro externo mínimo é de 26,92 mm.

$$d_e = \left( \frac{16 \cdot n_f}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f \cdot M_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{\sigma_e} \left[ 4(K_f \cdot M_m)^2 + 3(K_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.17)$$

Onde  $n_f$  é o coeficiente de segurança para fadiga.

O diâmetro a ser considerado para a seleção de um perfil de barra redonda é o calculado para resistir à fadiga por flexão rotativa, por ser o maior valor. Outro fator que deve ser considerado para a seleção do diâmetro é a dimensão do furo dos rolamentos. Como é mais fácil encontrar rolamentos com furo central de 30,0 mm de diâmetro, e existem duas dimensões de barra redonda com dimensão próxima, com 30,16 mm (1.3/16") e com 31,75 mm (1.1/4"), é usual selecionar qualquer uma dessas barras até o diâmetro de 30,0 mm com densidade linear de 5,60 kg/m, com um ajuste a ser definido de acordo com o rolamento selecionado.

Devemos refazer os cálculos anteriores para a situação de carregamento da figura 3.3, considerando a densidade linear da barra redonda. Isso tem como finalidade validar o diâmetro escolhido. Os esforços devido ao carregamento foram menores do que no primeiro cálculo, logo não é necessário recalcular, o diâmetro comercial a ser usado será o mesmo apresentado pela Tabela 3.10.

### 3.4.4 SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Conforme definido na seção 3.3.1, a velocidade de translação da vara deve ser de 0,3 [m/s]. Foi calculada a rotação do eixo para fornecer essa velocidade. Para determinar a potência necessária para o motor usamos a equação 3.18. Também foi calculada a frequência a ser fornecida pelo inversor de frequência para alcançar a velocidade de rotação do motor. Os resultados aparecem na tabela 3.13.

$$P_{motor} = T_R \cdot \omega_{eixo} \quad (3.18)$$

Onde  $P_{motor}$  é a potência do motor em [W] e  $\omega_{eixo}$  é a velocidade angular do eixo [rad/s]. Para obter a potência em [cv] basta dividir por 736.

Tabela 3.12 – Características do motor.

$n_{motor}$ [rpm]	$\omega_{eixo}$ [rad/s]	$P_{motor}$ [W]	$P_{motor}$ [cv]	$f_{op}$ [Hz]
40,78	4,27	260,0	0,35	11

Com base nesses dados é selecionado o motor. Para o caso apresentado é escolhido o modelo W22 da WEG, com 4 pólos, 0,5 cv e deve possuir inversor de frequência, eliminando a necessidade de um redutor para baixar a velocidade de rotação e aumentar o torque.

### 3.5 CONFIGURAÇÃO FINAL

Com todos os componentes dimensionados, projetados e posicionados se obtém o projeto final. A Figura 3.8 mostra as dimensões finais do acionador posicionado em sua base de máquina.

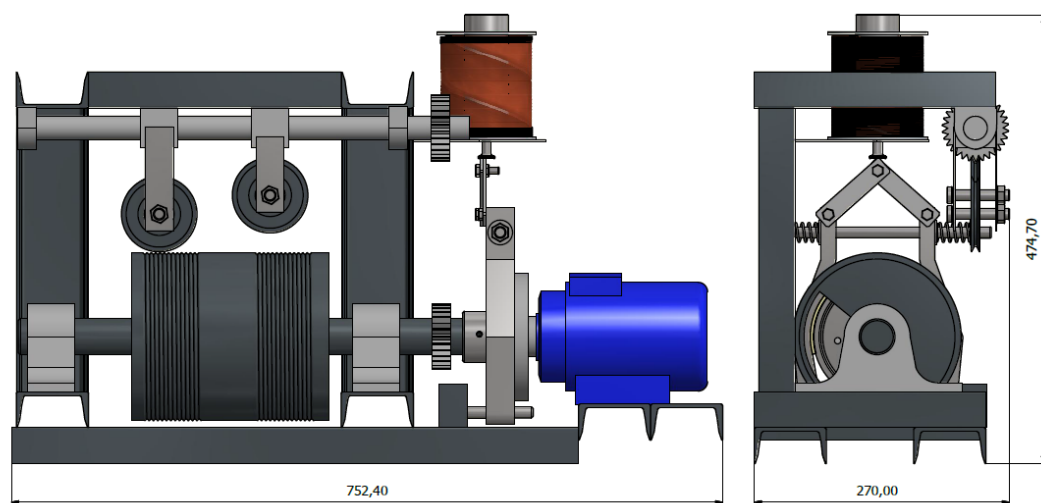


Figura 3.8 – Equipamento de acionamento e base de máquina com suas dimensões (sem a corrente).

#### 4. PROTÓTIPO

Foi construído um protótipo para a realização de procedimentos experimentais. Na figura 4.1 é possível visualizar o protótipo.

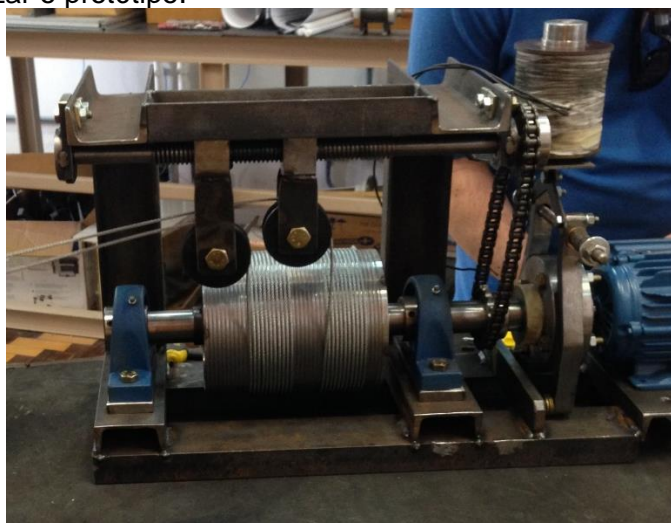


Figura 4.1 – Protótipo montado em teste.

#### 5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foi realizado apenas um procedimento experimental, envolvendo o funcionamento do conjunto de polias móveis. Os cabos foram enrolados no tambor com tração manual, pois não estava à disposição um motor com as configurações especificadas. Isso impossibilitou a realização de mais testes na configuração da Figura 4.1. Em função de indisponibilidade de tempo não foi possível adquirir um motor adequado, de acordo com os cálculos da seção 3.4.5.

Os demais testes foram realizados sem a corrente de transmissão e as polias de desvio do tambor, pois assim foi possível utilizar um motor de 4 pólos e 0,25 cv. Isso possibilitou verificar se os demais componentes estavam corretamente dimensionados, porém utilizando uma velocidade de acionamento menor. A configuração foi de acordo com a Figura 5.1.

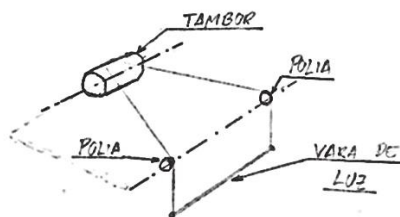


Figura 5.1 – Croqui da configuração do teste de resistência em funcionamento.

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O cabo enrolou de maneira correta no tambor e a sincronia entre o tambor e as polias funcionou corretamente. O equipamento aguentou a carga de projeto estabelecida, porém não foi possível realizar o teste na configuração projetada, em função de não possuir um motor da capacidade especificada.

## 7. CONCLUSÃO

O modelo apresentado está apto para o serviço na configuração escolhida. A utilização de polias móveis foi satisfatória e ajudou na redução de espaço, possibilitando a utilização do tambor com o eixo paralelo ao eixo da vara. Quanto à utilização do freio conforme configuração proposta é possível concluir que o mesmo funciona corretamente, porém não é ideal para a aplicação em questão. Como forma de corrigir isso sugere-se que o motor utilizado possua, além de um inversor de frequência, um freio, caracterizando um moto-freio com inversor de frequência.

De acordo com os testes realizados é possível concluir também que os demais componentes foram corretamente dimensionados para evitar falha por escoamento, sendo apenas o posicionamento das polias de desvio da base, mais próximas ao tambor, o principal motivo para a falha do conjunto projetado. Não é possível afirmar que o eixo resistirá à fadiga, visto que não foi viável realizar um teste para obter resultados que sustentem essa afirmação. Quanto ao motor, a utilização do mesmo sem redutor foi satisfatória, sendo que o mesmo conseguiu tracionar corretamente a vara na capacidade dimensionada.

Através da concepção do protótipo se conclui que o equipamento atendeu aos aspectos desejáveis definidos na seção 3.1.5 assim como resolveu os problemas identificados na seção 3.1.1, com exceção do aspecto financeiro. O mesmo não pode ser avaliado, pois os sistemas existentes são configurados para utilização de uma maior quantidade de cabos e uma vara de maior extensão e capacidade, impossibilitando uma boa comparação.

Para trabalhos futuros é recomendado testar algum dos conceitos que não foram selecionados, também é interessante a utilização de uma vara de luz maior com uma maior quantidade de cabos. Para a utilização de mais cabos é necessário posicionar as polias de maneira diferente, sendo a configuração de polias móveis provavelmente não tão vantajosa, neste caso é sugerido o uso de polias fixas posicionadas em uma maior distância do tambor.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Shigley, J.E; Mishke, C.R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 10ª edição, 2014.
- Collins, J.; **“Projeto Mecânico de elementos de Máquina”**. LTC, 2006.
- CIMAF; **“Manual Técnico de Cabos”**, 2009.
- Rudenko, N. **“Máquinas de elevação e transporte”**, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.
- Glerum, J. O. **“Stage Rigging Handbook”**, Southern Illinois University Press, 2007.
- JRClancy, **“Theatrical Rigging System Design Guide”**, JRClancy, 2010.

## Apêndice I – CÁLCULO DAS POLIAS DE DESVIO DOS CABOS

O diâmetro mínimo do fundo do canal da roldana é definido pela equação I.1. O mínimo fator de multiplicação de diâmetros para polias ( $FMDP_{min}$ ) por aplicação é, segundo a CIMAF, 2009, igual a 18, utilizado para guindaste de elevação.

$$D_{Rmin} = FMDP_{min} \cdot d_c \quad (I.1)$$

Onde  $D_{Rmin}$  é o diâmetro mínimo da roldana medido do fundo do canal dela [mm].

As dimensões do canal da roldana são mostradas na Figura I.1. As equações I.2, I.3 e I.4 permitem calcular os valores delas.

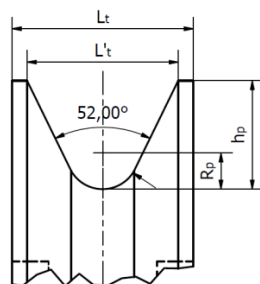


Figura I.1 – Desenho esquemático das dimensões de uma polia.

$$R_p = d_c/2 \quad (I.2)$$

Onde  $R_p$  é o raio do fundo da polia [mm].

$$h_p = 1,5 \cdot d_c \quad (I.3)$$

Onde  $h_p$  é a profundidade total do canal da polia [mm].

$$l'_p = \left( 2,5 \cdot \tan 26^\circ + 0,5 / \tan 30^\circ \right) \cdot d_c \quad (I.4)$$

Onde  $l'_p$  é a largura do canal da polia [mm].

O diâmetro externo mínimo da polia pode ser obtido somando o diâmetro mínimo com duas vezes a profundidade do canal. Os resultados se encontram na Tabela I.1.

Tabela I.1 – Dimensões da polia.

$D_{Rmin}$ [mm]	$R_p$ [mm]	$h_p$ [mm]	$l'_p$ [mm]	$l_p$ [mm]	$D_{ePmin}$ [mm]
57,6	1,6	4,8	6,7	15	67,20

Para verificar se o eixo da polia atende às cargas aplicadas deve-se avaliar o mesmo. O momento fletor máximo ocorre no centro do eixo e pode ser calculado pela equação I.7. O diâmetro mínimo pode ser obtido pela equação I.8 utilizando  $\sigma_e$  para aço SAE 1020 que tem o valor de 244 MPa, para perfil de bitola até 12 mm, atendendo a suposição inicial de que o diâmetro do eixo é menor ou igual a 12 mm, e o coeficiente de segurança adotado é igual a 4. O Resultado é verificado na Tabela I.3.

$$M_{m\acute{a}x\ eixo} = R_c \cdot \left( l_p/2 + e_{livre} + t_{chapa} \right) \quad (I.7)$$

Onde  $M_{\text{máx eixo}}$  é o momento fletor máximo que ocorre no ponto central do eixo da polia [Nm],  $l_p$  é a largura total da polia [mm],  $e_{\text{livre}}$  é o espaçamento entre a polia e a chapa lateral [mm] e  $t_{\text{chapa}}$  é a espessura da chapa lateral [mm].

$$d_{\text{min eixop}} = \left( M_{\text{máx eixo}} \cdot n_{ep} \cdot 32 / \pi \cdot \sigma_{e1020} \right) \quad (I.8)$$

Onde  $d_{\text{min eixop}}$  é o diâmetro mínimo necessário para o eixo da polia [mm],  $n_{ep}$  é o coeficiente de segurança da polia e  $\sigma_{e1020}$  é a tensão de escoamento para um eixo de bitola até 12 mm constituído de aço SAE 1020 [MPa].

Tabela I.2 – Verificação do eixo da polia.

$e_{\text{livre}}$ [mm]	$t_{\text{chapa}}$ [mm]	$M_{\text{máx eixo}}$ [Nm]	$d_{\text{min eixop}}$ [mm]
8,00	2,00	6,86	10,46

Pela Tabela I.2 é validado o uso de um diâmetro de 12 mm. Para estimar a espessura mínima das chapas laterais das polias de desvio pode ser levado em consideração apenas o esforço axial do eixo no furo da chapa, pois é um ponto concentrador de tensão. A equação I.9 permite obter essa dimensão e seus parâmetros e resultados são apresentados na Tabela I.3.

$$t_{\text{chapa min}} = \frac{n_{\text{echapa}} \cdot k_{\text{furo}} \cdot R_c}{\sigma_{\text{echapa1020}} \cdot (l_{\text{chapa}} - d_{\text{furo}})} \quad (I.9)$$

Onde  $t_{\text{chapa min}}$  é a mínima espessura de chapa admissível [mm],  $n_{\text{echapa}}$  é o coeficiente de segurança para a chapa,  $k_{\text{furo}}$  é o coeficiente de concentração de tensões devido ao furo, obtido da tabela disponível no Collins, 2006,  $d_{\text{furo}}$  é o diâmetro do furo [mm], que é igual ao diâmetro do eixo da polia, e  $l_{\text{chapa}}$  é a largura da chapa lateral [mm]. K

Tabela I.3 – Verificação da espessura da chapa lateral.

$n_{\text{echapa}}$	$\sigma_{\text{echapa}}$ [MPa]	$l_{\text{chapa}}$ [mm]	$d_{\text{furo}}$ [mm]	$k_{\text{furo}}$	$t_{\text{chapa min}}$ [mm]
4,0	244	30	12	2,23	0,6

## Apêndice II – CABOS DE SUSTENTAÇÃO

A seleção do cabo foi realizada em duas etapas: na primeira, o carregamento não leva em conta o peso do próprio cabo, considerado na segunda. Segundo a CIMAF, 2009, o cabo pode ser selecionado pela carga de ruptura mínima necessária, definida pela equação II.1. Utilizando o fator de segurança de 10, utilizado para as aplicações em elevadores de obras é possível determinar a CRM.

$$FS = CRM' / R_c' \quad (II.1)$$

Onde FS é o fator de segurança para a aplicação e CRM' é a carga de ruptura mínima [N], sem considerar o peso do cabo e os esforços da aceleração.

De acordo com a CIMAF, 2009, o cabo de aço 6x7, com alma de fibra que possui CRM igual ou imediatamente superior ao do necessário é o cabo de 3,20 mm de diâmetro de acordo com a Tabela II.1. O mesmo possui CRM de 5984,1 N. Para validar a escolha deve ser calculada a tração corrigida do cabo usando a equação II.2. O cabo de 3,20 mm de diâmetro possui densidade linear de 0,031 kg/m.

$$R_c = R_c' + m'_{\text{cabo}} \cdot P_{op} \cdot g + (3 \cdot m_e + m'_p \cdot l) \cdot (a_{\text{máx}}) \quad (II.2)$$



Onde  $R_c$  é a tração máxima no cabo [N] com a vara de iluminação na posição mínima (maior comprimento do cabo) e com aceleração máxima de elevação,  $m_{\text{cabo}}$  é a densidade linear do cabo [kg/m],  $P_{\text{op}}$  é o percurso de operação [m],  $m_e$  é a massa de cada equipamento,  $m'_p$  é a densidade linear do perfil da vara e  $a_{\text{máx}}$  é a aceleração máxima, estimada na seção 3.4.1.

Tabela II.1 – Dados do cabo de aço.

FS	CRM' [N]	$a_{\text{máx}}$ [m/s <sup>2</sup> ]	$R_c$ [N]	CRM [N]	$d_c$ [mm]	$n_{rc}$
10	3785,0	0,15	391,9	3919,0	3,20	15,27

De acordo com a Tabela II.1 a escolha permanece no cabo de aço 6x7 de diâmetro 3,20 mm com torção regular e alma de fibra. Seu fator de segurança atende em mais de 50% do valor original utilizado no cálculo.

### Apêndice III – SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Conforme mencionado na seção 3.3.6 e de acordo com os cálculos da seção 3.4.4, os rolamentos devem suportar uma carga radial de, ao menos, 854,6 [N]. A carga axial resultante máxima do contato dos cabos com as bordas dos canais da polia é definida pela equação III.1, conforme especificado na seção 3.4.3, o ângulo de deflexão com o canal é de 1,5°. Como o projeto conceitual definiu que um rolamento deve ser autocompensador de uma carreira de esferas e outro deve ser um rolamento de canais profundos de esferas, um dos rolamentos mais comuns e mais usados de acordo com COLLINS, 2006. O diâmetro do furo deve ser de 30,00 mm, que é uma dimensão fácil de ser adquirida. O resultado encontrado foi de 22,4 N de força axial máxima.

$$F_{axial\ max} = R_c \cdot \sin 1,5^\circ \quad (III.1)$$

### Apêndice IV – CÁLCULO DOS PARÂMETROS DO FREIO ATRACADOR

O sistema de freio pode ser esquematizado de acordo com a Figura IV.1. Deve ser feito um balanço de esforços apresentados na Figura IV, que permite obter a equação IV.1, que define a força inicial da mola para acionar o freio. Como a função do freio é apenas impedir o movimento de revolução do eixo e ele é acionado somente quando o eixo para de girar, os cálculos devem ser considerando atrito estático, equilíbrio de esforços e pressão constante na sapata (consideração de sapata curta). Os resultados se encontram na Tabela IV.1.

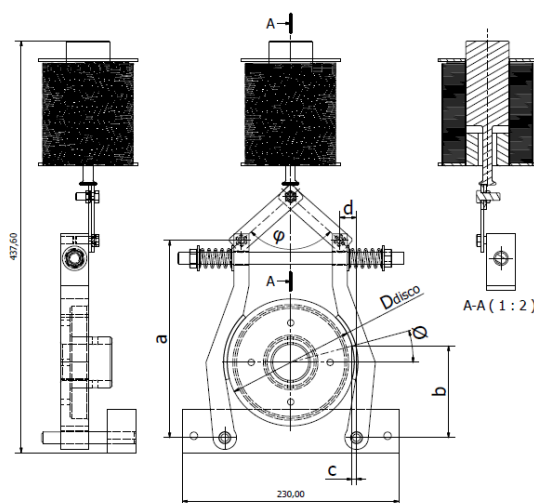


Figura IV.1 – Desenho esquemático do freio.

$$F_{i-mola} = \frac{T_R}{a \cdot D_{disco} \cdot \mu_e} \cdot \{[\cos \varnothing + \mu_e \cdot \sin \varnothing] \cdot b - [\mu_e \cdot \cos \varnothing - \sin \varnothing] \cdot c\} \quad (IV.1)$$

Onde  $F_{i-mola}$  é a força inicial de uma das molas de compressão, ou força de instalação [N],  $a$  é a distância vertical da articulação onde a mola faz força até o pino inferior da articulação das sapatas (ponto C) [m],  $D_{disco}$  é o diâmetro externo do disco de freio [m], nesse caso específico é também o diâmetro externo do acoplamento do lado do tambor,  $\mu_e$  é o coeficiente de atrito estático entre a lona de freio e o disco de aço SAE 1020,  $b$  é a distância vertical do ponto central da sapata de freio até o pino da articulação das sapatas [m],  $c$  é a distância horizontal do ponto central da sapata de freio até o pino da articulação das sapatas [m] e  $\varnothing$  é o ângulo entre a normal e o eixo horizontal [m].

Tabela IV.1 – Dimensões de parâmetros da sapata de freio.

a [mm]	b [mm]	c [mm]	$D_{disco}$ [mm]	$\varnothing$ [°]	$\mu_e$
220,0	90,0	5,0	135,0	20°	0,394

A força do atuador é obtida pela equação IV.3. A equação também fora deduzida do balanço das forças nas barras articuladas considerando a força das molas em equilíbrio com a do atuador quando a sapata estiver com um ângulo de abertura de  $2\alpha$ . Os resultados e características do freio se encontram na tabela IV.3.

$$F_{atuador} = \frac{[3 \cdot F_{i-mola} + 3 \cdot k \cdot a \cdot \sin \alpha]}{\sqrt{[1 / (\cos \varphi / 2)^2] - 1}} \quad (IV.2)$$

Onde  $F_{atuador}$  é a força do atuador [N],  $k$  é a constante da mola de acionamento do freio [N/m],  $\alpha$  é o ângulo de abertura de uma sapata de freio com relação ao eixo centroidal e  $\varphi$  é o ângulo de abertura entre as barras articuladas, onde é aplicada a força do atuador, que se conectam as sapatas de freio.

Tabela IV.2 – Características do freio.

$\varphi$ [°]	$\alpha$ [°]	K [n/m]	$F_{i-mola}$ [N]	$F_{atuador}$ [N]
172°	3°	3800,0	454,34	37,89

## Apêndice V – CÁLCULO DOS PARAFUSOS DO ACOPLAMENTO

O torque transmitido pelo motor será repassado pelos parafusos de fixação do acoplamento rígido. A proposição inicial é de 4 parafusos com métrica 10, passe 1,5 [mm] e classe 8.8, posicionados a 90° de defasagem um do outro. O torque provocado pela carga suspensa foi calculado na seção 3.3.4 e tem o valor constante no eixo de 55,06 [Nm]. A tensão de ruptura para essa classe de resistência de parafuso é de 800 MPa, a tensão máxima admissível é de 60% da tensão de ruptura. Para verificar a tensão cisalhante nos parafusos é utilizada a equação V.1. Os resultados se encontram na tabela V.1.

$$\tau_{par} = \frac{8 \cdot T_R}{\pi \cdot n_{par} \cdot d_{parc} \cdot (0,85 \cdot D_{nom})^2} \quad (V.1)$$

Tabela IV.1 – Cálculo dos parafusos do acoplamento.

$\tau_{rup}$ [MPa]	$\tau_{adm}$ [MPa]	$n_{par}$	$d_{parc}$ [mm]	$D_{nom}$ [mm]	$\tau_{par}$ [MPa]
800	480	4	50,0	10,0	6,74

## **Apêndice VI – PROJETO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA E SELEÇÃO DA CORRENTE DE TRANSMISSÃO**

O torque adicional necessário para a movimentação das polias foi calculado de acordo com Shigley, 2014. O passo considerado é o mesmo calculado para o tambor de enrolamento dos cabos. É necessário um torque adicional de 5,83 Nm para o conjunto funcionar corretamente. Os rolamentos de fixação do fuso devem ser de esferas de canais profundos para resistir à força axial devido à tração nos cabos.

A corrente de transmissão foi selecionada de acordo com a norma ANSI B29-1. De acordo com o cálculo foi selecionada uma corrente Nº40 com passo de meia polegada, a mesma deve ter 54 elos e as rodas dentadas devem ter 17 dentes.