



Revista Interdisciplinar do Pensamento Científico. ISSN: 2446-6778
Nº 1, volume 6, artigo nº 02, Janeiro/Junho 2020
D.O.I: <http://dx.doi.org/10.20951/2446-6778/v6n1a2>

**PROJETO DE UM ELEVADOR ELETROMECAÂNICO RESIDENCIAL PARA UM PRÉDIO
DE 4 ANDARES COM CAPACIDADE DE 450KG LOCALIZADO NO MUNICÍPIO DE
MIRACEMA/RJ**

Filipe Pereira Berardi

Graduando Engenharia Mecânica - Faculdade Redentor
Av. Antônio Mendes Linhares, nº 937 – Miracema – RJ, Brasil
E-mail: filipepberardi@gmail.com

Tharles Cardoso dos Santos

Graduando Engenharia Mecânica - Faculdade Redentor
Av. Carvalho, nº791 – Miracema, RJ, Brasil
E-mail: tharles_cardoso@hotmail.com

Filipe Ribeiro de Castro

Orientador
Engenheiro Mecânico, Mestre em Engenharia e Ciência dos Materiais
E-mail: filipercastro@gmail.com

RESUMO

O presente projeto busca em seu objetivo geral apresentar um sistema de elevação eficaz para um prédio residencial com quatro andares, apresentando os benefícios que este é capaz de proporcionar, de modo que o elevador seja capaz de transportar uma carga máxima de seis passageiros por viagem. Para isso, a metodologia utilizada baseou-se em sua maior parte na revisão literária através de consulta a livros, Normas Regulamentadoras Brasileiras (NBR), manuais de empresas conceituadas no ramo de elevadores como, por exemplo, o Atlas Schindler, além de material disponível em jornais, revistas, monografias, artigos científicos, dissertações, teses e demais materiais disponíveis na internet que possuam cunho científico. Além da revisão literária a pesquisa contou ainda com um trabalho de campo onde foram realizadas visitas a prédios com características semelhantes ao descrito pela proposta inicial do estudo, de modo que foi possível conhecer o sistema de elevadores que atendia a cada um destes, o que auxiliou na compreensão dos aspectos teóricos do estudo. Conclusivamente verificou-se que todos os dimensionamentos e especificações realizadas encontram-se dentro dos padrões sugeridos pelas NBR, explicitando a viabilidade do mesmo.

Palavras chave: Cabos, eletromecânico, elevador, projeto.

ABSTRACT

This project seeks in its overall goal to present a lifting system effective for a residential building with four floors, with the benefits that it can provide, so that the elevator is able to carry a maximum load of six passengers per trip. For this, the methodology used was based mostly on literature review by consulting the books, Regulating Brasília's (NBR 's) manuals reputable companies in the business of elevators, for example, Schindler, and material available in newspapers, magazines, monographs, journal articles, dissertations, these and other materials available on the internet that have a scientific nature. Besides the literature review research also included field work where visits were made to buildings with similar characteristics to that described by the initial proposal of the study, so it was possible to know the elevator system that met each of these, which helped in understanding the theoretical aspects of the study. Conclusively it was found that all specifications and sizing are carried out within the NBR 's suggested by the patterns, explaining the viability.

Keywords: cables, electromechanical, elevator design.

1 INTRODUÇÃO

O presente projeto de conclusão de curso de engenharia mecânica consiste no dimensionamento de um elevador elétrico residencial de quatro andares.

Atualmente existem diversos tipos de elevadores com as mais variadas especificações em relação a conforto, segurança e acessibilidade. Contudo, o mecanismo básico de ação dos elevadores modernos baseia-se em um acionamento hidráulico ou elétrico, que variam conforme as necessidades de cada projeto. Diante dos avanços da engenharia civil que permitem construir prédios cada vez mais altos e consecutivamente com um número maior de andares, faz com que os elevadores se tornem um sistema fundamental que dá suporte e viabiliza a locomoção dos usuários de um edifício.

O processo de seleção de um sistema de elevadores precisa ser balizado pela quantidade e pelo tipo de carga a ser transportada, equalizando-se a capacidade, velocidade, segurança e custo. Além dessas especificações é possível verificar que cada vez mais as pessoas buscam mecanismos que lhes proporcionem maior conforto e comodidade. Frente a essa realidade o presente projeto mantendo o seu foco, nos principais componentes mecânicos de um elevador elétrico, desenvolveu um sistema de elevação que possibilite a movimentação de pessoas verticalmente em um edifício de quatro andares.

Frente ao contexto apresentado o projeto desenvolvido pretende em seu objetivo geral apresentar um sistema de elevação eficaz para um prédio residencial

com quatro andares, apresentando os benefícios que este é capaz de proporcionar, de modo que o elevador seja capaz de transportar uma carga máxima de seis passageiros por viagem.

A metodologia aplicada durante a elaboração do projeto baseou-se em sua maior parte na revisão literária através de consulta a livros, Normas Regulamentadoras Brasileiras (NBR), manuais de empresas conceituadas no ramo de elevadores como, por exemplo, o Atlas Schindler, além de material disponível em jornais, revistas, monografias, artigos científicos, dissertações, teses e demais materiais disponíveis na internet que possuam cunho científico. A coleta de dados foi realizada durante o primeiro semestre do ano de 2013 e além da revisão literária a pesquisa contou ainda com um trabalho de campo onde foram realizadas visitas a prédios com características semelhantes ao descrito pela proposta inicial do estudo, de modo que foi possível conhecer o sistema de elevadores que atendia a cada um destes, o que auxiliou na compreensão dos aspectos teóricos do estudo.

Por fim, os dados produzidos através da presente pesquisa se encontram dispostos através de títulos e subtítulos de modo a produzir um texto coerente e coeso e que facilite a interpretação dos dados obtidos e a sua aplicação didática.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Dimensionamento das Estruturas Metálicas do Carro e Contrapeso

O projeto de estruturas metálicas do elevador refere-se ao dimensionamento do carro e contrapeso e suas respectivas guias laterais para seu funcionamento. Para realizar o dimensionamento das estruturas do elevador é preciso primeiramente definir a carga nominal que este irá suportar. Desse modo, é necessário a elaboração de um segmento de projeto para o dimensionamento das estruturas metálicas presentes no carro e no contrapeso.

2.1.1 Elementos fundamentais para a especificação do projeto

- Estimativa ou determinação do peso da carga máxima a ser içada;
- Aceleração e desaceleração do carro, de acordo com a NBR NM 5665
- Tipo de engastamento das estruturas
- As devidas solicitações de projeto da estrutura do carro e contrapeso
- Os tipos dos aços a ser utilizado na estrutura, tanto para perfis, parafusos e guias laterais;
- Determinação dos perfis estruturais;
- Critério de Falha de Von Misses
- Determinação do tipo de conectores de ligação

Determinação da Carga do Carro $\rightarrow F = (Q + W) \times g$

Onde: **Q** é a carga nominal (Carga para a qual o equipamento foi construído), conforme a NBR NM 207 $Q = 75 \text{ Kg} \times n^{\circ} \text{ Passageiros}$; **W** é a carga da estrutura do carro; **g** é a aceleração gravitacional ($9,81 \text{ m/s}^2$).

Estimativa ou determinação do peso da carga máxima a ser içada $\rightarrow F_{\text{din.}} = (m \times a) + F$

Onde: **F_{din.}** é a Força Dinâmica (N); **m** é a massa (kg); **a** é aceleração (m/s^2); **F** é a força estática do carro (N).

Determinante da aceleração e desaceleração $\rightarrow a = \frac{v-v_0}{t}$ (m/s²)

Onde: a é aceleração (m/s²); v é a velocidade (m/s); v_0 é a velocidade inicial (m/s); t é o tempo (s) Conforme a Norma NBR 5665-1987 para $v = 0,75$ (m/s), $t = 2,50$ s.

O tipo de engastamento é definido pela situação na qual a estrutura tende a se manter estaticamente. Baseando-se nessa teoria o projeto em estudo selecionou o engastamento do tipo bi-engastada para ser utilizado.

As devidas solicitações de projeto da estrutura do carro e contrapeso

Caso 1: Condições de Operação (Elevador em movimento)

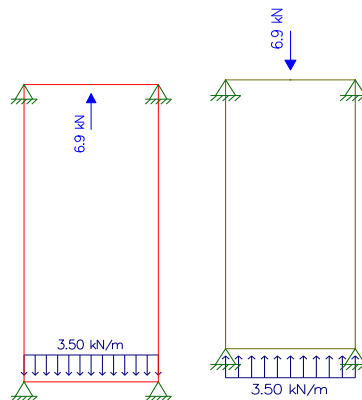


Figura 01: Diagrama de solicitação do carro. Fonte: Autor (Ftool).

Caso 2: Atuação dos equipamentos de segurança

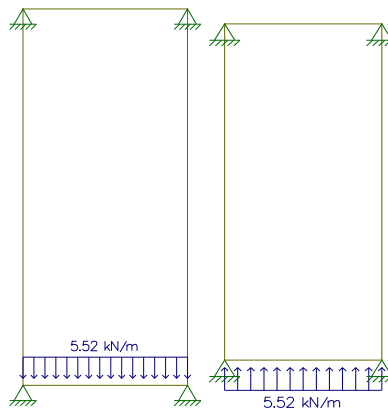


Figura 02: Diagrama de atuação dos equipamentos de segurança. Fonte: Autor (Ftool).

Como entre os casos analisados o 1 foi o que revelou maior solicitação de esforço, este foi eleito como referência à condição de operação.

Tipos de Aços nas Estruturas

Para a seleção do tipo de aço utilizado nos perfis da estrutura do carro e do contrapeso a pesquisa utilizou como referência a tabela dos tipos de aços estruturais, fornecidas por Pfeil (2011) para a escolha determinada pelo projeto.

Frente às especificações apresentadas, selecionou-se o aço ASTM A-36 como tensão de escoamento $\sigma_e=250$ MPa e tensão de ruptura, $\sigma_r = 400$ a 550MPa, para as formulações estruturais do projeto, na qual os perfis são compostos deste tipo de aço. Com isso, determina as tensões de escoamento e de ruptura do material para acrescentar aos respectivos cálculos.

Para a seleção do tipo de aço para os parafusos foi necessário escolher os tipos de parafusos com alta resistência. Com isso, foi estabelecido o tipo de aço ASTM A-325, com uma tensão de escoamento $\sigma_e=63,5 \text{ KN/cm}^2$, e tensão de ruptura, $\sigma_r = 82,5 \text{ KN/cm}^2$ (PFEIL, 2011).

Para a seleção das guias laterais que serão utilizadas no projeto, optou-se pelas de característica geométrica do perfil T de modo de fabricação usinada, conforme as especificações da NBR NM 196, que determina o seguinte tipo de aço para as guias: Aço F_e 430B, de acordo com ISO 630, com Tensão de Escoamento: $\sigma_e = 275 \text{ MPa}$ e Tensão de Ruptura: $\sigma_r = 410 \text{ MPa} - 560 \text{ MPa}$.

Determinações dos Perfis Estruturais do Carro e Contrapeso

As determinações dos perfis estruturais do carro e contrapeso foram projetadas com um fator de segurança inicial para as estruturas de 2,5, e com isso determinar os seguintes elementos:

Vigas Transversais Superiores e Inferiores

$$\text{Momento Fletor relacionado à viga superior} \rightarrow M_f = \frac{F_{\text{din}} \times L}{4}$$

Sendo: F_{din} é a força dinâmica; L é o comprimento da viga.

Obs: Foi constatado que a maior solicitação de esforços se encontra nas vigas superiores, portanto, mesmo as vigas inferiores recebendo menor solicitação de esforço, esta será padronizada em função das vigas superiores (BEER, 1996).

$$\text{Calculo de Tensão Admissível} \rightarrow \sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_e}{F.S} = \frac{M_f}{W}$$

Onde: σ_e é a tensão de escoamento do aço; **F.S** é o fator de Segurança; **W** é o módulo de resistência do perfil relacionado ao eixo.

2.2 Especificação dos Para-Choques do Carro e do Contrapeso

Analisando as orientações da NBR-NM 207, verificou-se que o percurso total possível dos pára-choques de amortecimento do carro e do contrapeso deve ser pelo menos igual ao dobro da distância de parada por gravidade correspondente a 115 % da velocidade nominal (ou seja, $2 \times 0,0674v^2 \cong 0,135v^2$).

$$\gamma = 2 \times \frac{(1,15v)^2}{2 \times g}$$

OBS: O percurso é expresso em metros e a velocidade nominal v em metros por segundo. Contudo, o percurso de deflexão não deve ser menor que 65 mm.

Faz-se necessário mencionar ainda que na NBR-NM 207, cita a necessidade de multiplicar a força do carro e do contrapeso suportada pelo respectivo para-choque de amortecimento por um fator de 2,5 a 4, mesmo tendo-se consciência de que esta será dividida pela quantidade de mola instalada. Desse modo:

F é igual ao peso total do carro multiplicado fator de segurança (N)

Equação da constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro para defini-las no projeto

$$K = \frac{F}{\gamma}$$

Onde: **F** = Força máxima do carro na mola; **γ** = deflexão da mola.

Consultando o catálogo de molas Polimold (2013) e analisando as forças que estas são capazes de suportar, de acordo com a sua deflexão, foi selecionada a seção de mola do tipo carga pesada para ser utilizada no projeto em desenvolvimento.

2.3 Máquina de Tração

A seleção da máquina de tração corresponde na influência de alguns fatores determinantes diante do projeto proposto.

- Carga de Tração
- Velocidade nominal do carro
- Separação entre os cabos de aço

2.3.1 Critérios Para Especificação de Polia de Tração

A polia de tração especificada no projeto possui o seu diâmetro determinado em função com a máquina de tração, pois são elementos que tem uma relação de transmissão de força. Diante do projeto há possibilidade de ter uma polia de desvio para aumentar o espaçamento entre o carro e contrapeso.

2.3.2 Verificação do Fator de Segurança do Cabo de Aço

A escolha do cabo de aço mais apropriado é realizada no momento em que se determina qual máquina de tração será utilizada, pois tendo realizada essa escolha em função desta, se determina as especificações em relação à polia utilizada e por sua vez determinada a polia serão verificadas as especificações do cabo que será utilizado. Dentre essas especificações do cabo, encontra-se a necessidade de se determinar o valor do fator de segurança que se dedica garantir a confiabilidade e durabilidade dos materiais utilizados. Nesse caso para se determinar o fator de segurança do cabo de aço do projeto em análise foi utilizada a seguinte equação:

$$f = \frac{n \times N}{F}$$

Onde: **n** é o número de cabos; **N** é a carga mínima de ruptura do cabo selecionado (KN); **F** é a força máxima de tração (KN)

Contudo, cabe mencionar que é recomendado que verificação do valor encontrado para o fator de segurança comparando-o com as diretrizes estabelecidas por outras normas. Sendo utilizada no projeto em análise a norma EN 81-1:1998 como parâmetro de comprovação, que se expressa pela seguinte equação:

$$\log f_{\min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times N_{eq}}{\left(\frac{D}{d}\right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times \left(\frac{D}{d}\right)^{-2,894} \right]}$$

Onde: $\frac{D}{d}$ compreende a razão do diâmetro primitivo da polia de tração (mm) e o diâmetro do cabo de aço (mm); **N_{eq}** corresponde ao valor equivalente do número de polias relacionado a ranhura em V 35°.

2.3.3 Terminações dos cabos

Os tirantes são equipamento do sistema de Suspensão do Carro e Contrapeso, que são fixados junto às barras retangulares que por sua vez encontram-se fixadas a estrutura do carro e do contrapeso.

Após a seleção de cabos e o cálculo do fator de segurança, através do fabricante Pfeifer Drako, foram utilizados 4 tirantes aparafusados na barra fixada junto a estrutura do carro e do contrapeso.

Os tirantes são definidos através do diâmetro nominal do cabo e do tipo de amortecimento que é estabelecido pela utilização de molas.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Cálculo da Força Máxima de Içamento

$$Q = 75 \text{ Kg} \times 6 = 450 \text{ Kg}$$

Peso da estrutura (**W**): – Pesquisa de campo

Viga U = 254 x 29,8. Massa linear = 29, 8 Kg/m

Coluna I – w200 x 15. Massa linear = 15 Kg/m

Total de vigas 4 → 4 x 1,26 m x 29,8 Kg/m = 150, 19 Kg

Total de colunas 2 → 2 x 2,9m x 15 Kg/m = 87 Kg

$$W = 150,19 \text{ Kg} + 87 \text{ Kg} = 237,19 \text{ Kg}$$

$$F = (450 \text{ Kg} + 237,19 \text{ Kg}) \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F = 6740 \text{ N}$$

$$m = 450 \text{ Kg} + 237,19 \text{ Kg} = 687,19 \text{ Kg}$$

$$a = \frac{v - v_0}{t}$$

$$a = \frac{(0,75 - 0) \text{ m/s}}{2,5 \text{ s}}$$

$$a = 0,3 \text{ m/s}^2$$

$$F_{\text{din.}} = (m \times a) + F$$

$$F_{\text{din.}} = (687,19 \text{ kg} \times 0,3 \text{ m/s}^2) + 6740 \text{ N}$$

$$F_{\text{din.}} = 6,9 \text{ KN}$$

3.2 Estrutura do Carro

3.2.1 Seleção das Vigas

Seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 320) utilizou-se o Perfil U 254 x 29,8, com os seguintes dados:

Tabela 01: Tabela perfil U fonte Pfeil

| $h \times$ massa mm \times kg/m | h mm (pol) | h_0, c, t_f mm | t_0 mm | b mm | Área cm ² | $h/b t_f$ 1/cm | I_x cm ⁴ | W_x cm ³ | i_x cm | I_y cm ⁴ | W_y cm ³ | i_y cm | x_p cm |
|--------------------------------------|-----------------|---------------------|-------------|-----------|-------------------------|-------------------|--------------------------|--------------------------|-------------|--------------------------|--------------------------|-------------|-------------|
| 254 \times 22,7 | | 231,8 | 6,10 | 66,0 | 29,0 | 3,47 | 2.800 | 221 | 9,84 | 95,1 | 19,0 | 1,81 | 1,61 |
| 254 \times 29,8 | | 9,63 | 69,6 | 37,9 | 3,30 | 3.290 | 259 | 9,31 | 117,0 | 21,6 | 1,76 | 1,54 | |
| 254 \times 37,2 | 254,0 | 23,8 | 13,4 | 73,3 | 47,4 | 3,13 | 3.800 | 299 | 8,95 | 139,7 | 24,3 | 1,72 | 1,57 |
| 254 \times 44,7 | (10") | | 17,1 | 77,0 | 56,9 | 2,98 | 4.310 | 339 | 8,70 | 164,2 | 27,1 | 1,70 | 1,65 |
| 254 \times 52,1 | | 11,1 | 20,8 | 80,8 | 66,4 | 2,83 | 4.820 | 379 | 8,52 | 191,7 | 30,4 | 1,70 | 1,76 |

Fonte: Pfeil (2011, p. 320)

3.2.2 Seleção das Colunas

Nesse contexto seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 329) utilizou-se o Coluna I - W 200 x 15

Tabela 02: Tabela referente ao perfil I

| Perfil | Massa | Alt. | Área | Alma | | Mesa | | Eixo X-X | | | | Eixo Y-Y | | | | J | b _f /2t _f | h _w /t _w |
|--------------|-------|------|------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|--------------------------------|
| | | | | t _w | h _w | t _f | b _f | I _x | W _x | i _x | Z _x | I _y | W _y | i _y | Z _y | | | |
| I | m | h | A | mm | mm | mm | mm | cm ⁴ | cm ³ | cm | cm ³ | cm ⁴ | cm ³ | cm | cm ³ | cm ⁴ | | |
| W 200 × 15,0 | 15,0 | 200 | 19,4 | 4,3 | 190 | 5,2 | 100 | 1305 | 130,5 | 8,20 | 147,9 | 87 | 17,4 | 2,12 | 27,3 | 2,0 | 9,6 | 39,4 |
| W 200 × 19,3 | 19,3 | 203 | 25,1 | 5,8 | 190 | 6,5 | 102 | 1686 | 166,1 | 8,19 | 190,5 | 116 | 22,7 | 2,14 | 35,9 | 4,0 | 7,9 | 29,3 |
| W 200 × 22,5 | 22,5 | 206 | 29,0 | 6,2 | 190 | 8,0 | 102 | 2029 | 197,0 | 8,37 | 225,5 | 142 | 27,9 | 2,22 | 43,9 | 6,2 | 6,4 | 27,4 |
| W 200 × 26,6 | 26,6 | 207 | 34,2 | 5,8 | 190 | 8,4 | 133 | 2611 | 252,3 | 8,73 | 282,3 | 330 | 49,6 | 3,10 | 76,3 | 7,6 | 7,9 | 29,3 |
| W 200 × 31,3 | 31,3 | 210 | 40,2 | 6,4 | 190 | 10,2 | 134 | 3168 | 301,7 | 8,86 | 338,6 | 410 | 61,2 | 3,19 | 94,0 | 12,6 | 6,6 | 26,5 |

Fonte: Pfeil (2011, p 329)

Com os perfis selecionados, inseriu-se os dados no programa Ftool

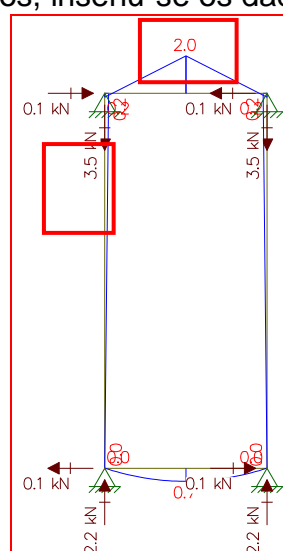


Figura 03: Momento Fletor Máximo e Força de Reação da Coluna. Fonte: Autor (Ftool)

Para a viga U 254 x 29,8, utilizou por base as diretrizes de Norton (2013), onde considerou-se os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

$$\text{Momento fletor máximo } M_f = 2\text{KNm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f}{W_y} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{2000000\text{Nmm}}{21600\text{mm}^3} \rightarrow \sigma_{adm} = 92,59\text{MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da viga U:

$$F.S = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \rightarrow F.S = \frac{250\text{MPa}}{92,59\text{MPa}} \rightarrow F.S = 2,7$$

Para a Coluna I - W 200 x 15, tomou-se por base as diretrizes de Pfeil (2011), onde considerou-se os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

- Momento fletor máximo $M_f = 2\text{KNm}$
- Força de compressão $F_r = 3,5\text{KN}$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_r}{A} + \frac{M_f}{W_x} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{3500\text{N}}{1940\text{mm}^2} + \frac{2000000\text{Nmm}}{130500\text{mm}^3} \rightarrow \sigma_{adm} = 17,12\text{MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da coluna I:

$$F.S = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \rightarrow F.S = \frac{250\text{MPa}}{17,12\text{MPa}} \rightarrow F.S = 14,6$$

3.2.3 Critério de Falha de Von Mises

Tensão relacionada ao eixo X:

$$\sigma_x = \frac{Mf}{W_y} \rightarrow \bar{\sigma}_x = \frac{2,0 \times 10^3 \text{ N.M}}{21,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3} \rightarrow \bar{\sigma}_x = 93 \text{ MPa}$$

Tensão cisalhante relacionada ao plano XY

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I \times b}$$

Onde: $Q = A \times X_g \rightarrow Q = 37,9 \times 10^{-4} \times 1,54 \times 10^{-2} \rightarrow Q = 5,8366 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

$$\tau_{xy} = \frac{3,5 \times 10^3 \text{ N} \times 5,8366 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{117 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \times 9,63 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\tau_{xy} = 18,13 \text{ MPa}$$

Tensão máxima cisalhante

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xy}}{2}\right)^2} \rightarrow \tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{93 \times 10^6}{2}\right)^2 + (18,13 \times 10^6)^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{2,16225 \times 10^{15} + 3,27 \times 10^{14}} \rightarrow \tau_{\text{máx}} = 50 \text{ MPa}$$

Tensões principais

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{\text{máx}} \rightarrow \bar{\sigma}_1 = \frac{93 \times 10^6}{2} + 50 \times 10^6 = 96,5 \text{ MPa}$$

$$\bar{\sigma}_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \tau_{\text{máx}} \rightarrow \bar{\sigma}_3 = \frac{93 \times 10^6}{2} - 50 \times 10^6 = -3,5 \text{ MPa}$$

Tensão de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_3 + \sigma_3^2}$$

$$\bar{\sigma}' = \sqrt{(96,5 \times 10^6)^2 - (96,5 \times 10^6 \times (-3,5 \times 10^6)) + (-3,5 \times 10^6)^2}$$

$$\bar{\sigma}' = 98,3 \text{ MPa}$$

Cálculo referente ao fator de segurança, a partir da tensão equivalente de Von Mises:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow F.S = \frac{250 \text{ MPa}}{98,3 \text{ MPa}} \rightarrow F.S = 2,59$$

Cálculo relacionado ao fator de segurança, a partir da tensão máxima de cisalhamento:

$$F.S = \frac{S_{ys}}{\tau_{\text{máx}}} \rightarrow F.S = \frac{0,5 \times S_y}{\tau_{\text{máx}}} \rightarrow F.S = \frac{0,5 \times 250 \text{ MPa}}{50 \text{ MPa}} \rightarrow F.S = 2,5$$

3.3 Parafuso do Carro NBR 8800/2008

3.3.1 Especificação dos Parafusos

Tabela 03 Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\bar{\sigma}_r = 72,5 \text{ KN/cm}^2$ a $82,5 \text{ KN/cm}^2$)

| Parafuso de Alta Resistência - Aço ASTM A325 | | | |
|--|-------------------------------|---------------------------|--------------------------|
| d (pol) | Área bruta (cm ²) | Resistência à Tração (KN) | Resistência à Corte (KN) |
| 1/2 | 1,27 | 58,1 | 31 |

Fonte: Pfeil (2011).

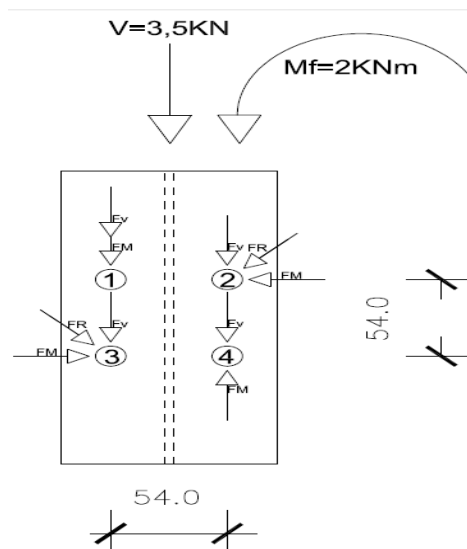


Figura 04: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos. Fonte: Autor (Autocad).

Analisando a figura 58, verificou-se que o parafuso 1 recebe a maior sollicitação de esforço:

Cálculo de força pelo momento fletor, considerando a aplicação no parafuso 1:

$$F_r = F_m + F_v = \frac{Mf}{n \times r} + \frac{v}{n}$$

Onde:

$$F_m = \frac{Mf}{n \times r} \rightarrow F_m = \frac{2 \text{ kNm}}{4 \times 0,054 \text{ m}} \rightarrow F_m = 9,26 \text{ kN}$$

Cálculo de força pelo esforço cortante, considerando a aplicação no parafuso 1:

$$F_v = \frac{v}{n} \rightarrow F_v = \frac{3,5 \text{ kN}}{4} \rightarrow F_v = 0,875 \text{ kN}$$

Força resultante no parafuso 1:

$$F_r = F_t + F_m \rightarrow F_r = 9,26 + 0,875 \rightarrow F_r = 10,13 \text{ kN}$$

Fator de segurança

$$F.S. = \frac{R_d}{F_r} \rightarrow F.S. = \frac{31 \text{ kN}}{10,13 \text{ kN}} \rightarrow F.S. = 3,06$$

Calculo de resistência ao rasgamento e esmagamento

Tabela 04: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências

| Material | γ_m | Combinações de Ações | | |
|---|---------------|----------------------|----------------------------|--------------|
| | | Normais | Especiais ou de construção | Excepcionais |
| Aço estrutural, pinos e parafusos – Estados limites de escoamento e flambagem | γ_{a1} | 1,10 | 1,10 | 1,00 |
| Aço estrutural, pinos e parafusos – Estado limite de ruptura. | γ_{a2} | 1,35 | 1,35 | 1,15 |
| Concreto | γ_c | 1,40 | 1,20 | 1,20 |
| Aço de armadura de concreto armado | γ_s | 1,15 | 1,15 | 1,00 |

Fonte: NBR8800 (2008).

$$\text{Força resistente ao rasgamento, } F_{c, R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Sendo que: $l_f = 54\text{mm} - 14,2\text{mm} = 39,8\text{mm}$; $t = t_f + t_0 = 5,2\text{mm} + 9,63 = 14,83\text{mm}$; $f_u = 250\text{MPa}$; $\gamma_{a2} = 1,35$

$$F_{c, R} = \frac{1,2 \times 39,8\text{mm} \times 14,83\text{mm} \times 250\text{MPa}}{1,35} \rightarrow F_{c, R} = 131,163 \text{ KN}$$

Calculo de esmagamento da chapa

$$\text{Força resistente ao esmagamento, } F_{c, E} = \frac{2,4 \times d_b \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Onde: $d_b = 12,7\text{mm}$; $t = t_f + t_0 = 5,2\text{mm} + 9,63 = 14,83\text{mm}$; $f_u = 250\text{MPa}$; $\gamma_{a2} = 1,35$
 → tabela Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências (NBR8800)

$$F_{c, E} = \frac{2,4 \times 12,7\text{mm} \times 14,83\text{mm} \times 250\text{MPa}}{1,35} \rightarrow F_{c, E} = 83,707\text{KN}$$

Como a força resistente ao esmagamento é menor que a de rasgamento, deve-se utilizar valor de esmagamento para calcular o F.S, pois as orientações técnicas sempre indicam a utilização do menor valor para este.

Sabendo que a força resultante é de 10,13KN

$$F.S = \frac{F_c}{F_r} \rightarrow F.S = \frac{83,707\text{KN}}{10,13\text{KN}} \rightarrow F.S = 8,26$$

3.4 Estrutura do Contrapeso

Foi determinado o valor para o acréscimo para o contrapeso de 45% a carga nominal da cabina:

$$Z = F + (0,45 \times Q \times g) \rightarrow Z = 6740 + (0,45 \times 450 \times 9,81) \rightarrow Z = 8,7 \text{ kN}$$

3.4.1 Seleção das Vigas

Seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 320) utilizou-se o Perfil U 254 x 44,7, com os seguintes dados:

Tabela 01: Tabela perfil U fonte Pfeil

| $h \times$ massa mm \times kg/m | h mm (pol) | h_0, c, t_f mm | t_0 mm | b mm | Área cm ² | h/bt_f 1/cm | I_x cm ⁴ | W_x cm ³ | i_x cm | I_y cm ⁴ | W_y cm ³ | i_y cm | x_s cm |
|--------------------------------------|-----------------|---------------------|-------------|-----------|-------------------------|------------------|--------------------------|--------------------------|-------------|--------------------------|--------------------------|-------------|-------------|
| 254 × 22,7 | | 231,8 | 6,10 | 66,0 | 29,0 | 3,47 | 2800 | 221 | 9,84 | 95,1 | 19,0 | 1,81 | 1,61 |
| 254 × 29,8 | | | 9,63 | 69,6 | 37,9 | 3,30 | 3290 | 259 | 9,31 | 117,0 | 21,6 | 1,76 | 1,54 |
| 254 × 37,2 | 254,0 | 23,8 | 13,1 | 72,3 | 47,1 | 2,12 | 2800 | 200 | 8,05 | 139,7 | 24,3 | 1,72 | 1,57 |
| 254 × 44,7 | (10") | | 17,1 | 77,0 | 56,9 | 2,98 | 4310 | 339 | 8,70 | 164,2 | 27,1 | 1,70 | 1,65 |
| 254 × 52,1 | | 11,1 | 20,8 | 80,8 | 66,4 | 2,83 | 4820 | 372 | 8,52 | 191,7 | 30,4 | 1,70 | 1,76 |

Fonte: Pfeil (2011, p. 320)

3.4.2 Seleção das Colunas

Nesse contexto seguindo a sugestão do catálogo Pfeil (2011, p. 329) utilizou-se o Coluna I - W 200 x 15

Tabela 02: Tabela referente ao perfil I

| Perfil | Massa | Alt. | Área | Alma | | Mesa | | Eixo X-X | | | | Eixo Y-Y | | | | J | | |
|--------|-------|------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-----------------|-----------------|-------|-----------------|-----------------|-----------------|-------|-----------------|-----------------|------------|-----------|
| I | m | h | A | t_0 | h_0 | t_f | b_f | I_x | W_x | i_x | Z_x | I_y | W_y | i_y | Z_y | | $b_f/2t_f$ | h_0/t_0 |
| | kg/m | mm | cm ² | mm | mm | mm | mm | cm ⁴ | cm ³ | cm | cm ³ | cm ⁴ | cm ³ | cm | cm ³ | cm ⁴ | | |

| W 200 x 15,0 | 15,0 | 200 | 19,4 | 4,3 | 190 | 5,2 | 100 | 1305 | 130,5 | 8,20 | 147,9 | 87 | 17,4 | 2,12 | 27,3 | 2,0 | 9,6 | 39,4 |
|--------------|------|-----|------|-----|-----|------|-----|------|-------|------|-------|-----|------|------|------|------|-----|------|
| W 200 x 19,3 | 19,3 | 203 | 25,1 | 5,8 | 190 | 6,5 | 102 | 1686 | 166,1 | 8,19 | 190,5 | 116 | 22,7 | 2,14 | 35,9 | 4,0 | 7,9 | 29,3 |
| W 200 x 22,5 | 22,5 | 206 | 29,0 | 6,2 | 190 | 8,0 | 102 | 2029 | 197,0 | 8,37 | 225,5 | 142 | 27,9 | 2,22 | 43,9 | 6,2 | 6,4 | 27,4 |
| W 200 x 26,6 | 26,6 | 207 | 34,2 | 5,8 | 190 | 8,4 | 133 | 2611 | 252,3 | 8,73 | 282,3 | 330 | 49,6 | 3,10 | 76,3 | 7,6 | 7,9 | 29,3 |
| W 200 x 31,3 | 31,3 | 210 | 40,2 | 6,4 | 190 | 10,2 | 134 | 3168 | 301,7 | 8,86 | 338,6 | 410 | 61,2 | 3,19 | 94,0 | 12,6 | 6,6 | 26,5 |

Fonte: Pfeil (2011, p 329)

Com os perfis selecionados, inseriu-se os dados no programa Ftool

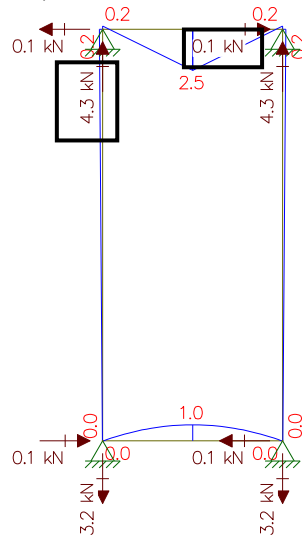


Figura 05: Momento Fletor Máximo e Força de Reação da Coluna. Fonte: Autor (Ftool)

Para a viga U 254 x 44.7, utilizou por base as diretrizes de Norton (2013), onde se considerou os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de tensão máxima atuante:

$$\text{Momento fletor máximo } M_f = 2,5 \text{ kNm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f}{W_y} \rightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{2500000 \text{ Nmm}}{27100 \text{ mm}^3} \rightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = 92,25 \text{ MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da viga U:

$$F.S. = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \rightarrow F.S. = \frac{250 \text{ MPa}}{92,25 \text{ MPa}} \rightarrow F.S. = 2,71$$

Diante dos resultados relacionados pelo perfil U, conclui-se:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm}$$

$$92,25 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Para a Coluna I - W 200 x 15, tomou-se por base as diretrizes de Pfeil (2011), onde se considerou os seguintes valores obtidos no programa Ftool para o cálculo de flexocompressão:

- Momento fletor máximo $M_f = 2,5 \text{ kNm}$
- Força de compressão $F_r = 4,3 \text{ kN}$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_r}{A} + \frac{M_f}{W_x} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{4300 \text{ N}}{5690 \text{ mm}^2} + \frac{2500000 \text{ Nmm}}{339000 \text{ mm}^3} \rightarrow \sigma_{adm} = 8,13 \text{ MPa}$$

Sendo assim, o fator de segurança da coluna I:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm}} \rightarrow FS = \frac{250 \text{ MPa}}{8,13 \text{ MPa}} \rightarrow F.S. = 30$$

3.5 Parafuso do Contrapeso NBR 8800/2008

Tabela 05 Parafuso de aço de alta resistência A325 ($\sigma_r = 72,5\text{KN/cm}^2$ a $82,5\text{KN/cm}^2$)

| Parafuso de Alta Resistência - Aço ASTM A325 | | | |
|--|-------------------------------|---------------------------|--------------------------|
| d (pol) | Área bruta (cm ²) | Resistência à Tração (KN) | Resistência à Corte (KN) |
| 1/2 | 1,27 | 58,1 | 31 |

Fonte: Pfeil (2011).

Assim como a distribuição de forças do carro, a do contrapeso define o mesmo caso de solicitações dos parafusos, vista a seguir:

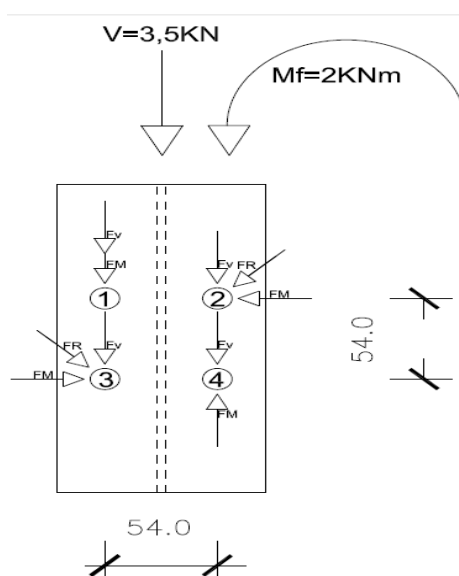


Figura 06: Esquema dos esforços atuantes nos parafusos. Fonte: Autor (Autocad)

Analisando a figura 61, verificou-se que o parafuso 1 recebe a maior solicitação de esforço. Cálculo de força pelo momento fletor, considerando a aplicação no parafuso 1:

$$F_r = F_m + F_v = \frac{Mf}{n \cdot x_r} + \frac{v}{n}$$

Onde:

$$F_m = \frac{Mf}{n \cdot x_r} \rightarrow F_m = \frac{2,5\text{KNm}}{4 \times 0,054\text{m}} \rightarrow F_m = 11,6\text{KN}$$

Cálculo de força pelo esforço cortante, considerando a aplicação no parafuso 1:

$$F_v = \frac{v}{n} \rightarrow F_v = \frac{4,3\text{KN}}{4} \rightarrow F_v = 1,075\text{KN}$$

Força resultante no parafuso 1:

$$F_r = F_t + F_m \rightarrow F_r = 11,6 + 1,075 \rightarrow F_r = 12,675\text{KN}$$

Fator de segurança

$$F.S = \frac{R_d}{F_r} \rightarrow F.S = \frac{31\text{KN}}{12,675\text{KN}} \rightarrow F.S = 2,44$$

Calculo de resistência ao rasgamento e esmagamento

$$\text{Força resistente ao rasgamento} \rightarrow F_{c,R} = \frac{1,2 \times l_f \times t \times f_u}{\gamma_{az}}$$

Sendo que: $l_f = 54\text{mm} - 14,2\text{mm} = 39,8\text{mm}$; $t = 5,2\text{mm} + 17,1\text{mm} = 22,3\text{mm}$; $f_u = 250\text{MPa}$;

Tabela 04: Valores de coeficiente γ_m parcial de segurança, aplicação às resistências

| Material | γ_m | Combinações de Ações | | |
|---|---------------|----------------------|----------------------------|--------------|
| | | Normais | Especiais ou de construção | Excepcionais |
| Aço estrutural, pinos e parafusos – Estados limites de escoamento e flambagem | γ_{a1} | 1,10 | 1,10 | 1,00 |
| Aço estrutural, pinos e parafusos – Estado limite de ruptura. | γ_{a2} | 1,35 | 1,35 | 1,15 |
| Concreto | γ_c | 1,40 | 1,20 | 1,20 |
| Aço de armadura de concreto armado | γ_s | 1,15 | 1,15 | 1,00 |

Fonte: NBR8800 (2008).

$$F_{c,R} = \frac{1,2 \times 39,8 \text{ mm} \times 22,3 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35} \rightarrow F_{c,R} = 197 \text{ KN}$$

Calculo de esmagamento da chapa

$$\text{Força resistente ao esmagamento} \rightarrow F_{c,E} = \frac{2,4 \times db \times t \times f_u}{\gamma_{a2}}$$

Onde: $db = 12,7 \text{ mm}$; $t = t_f + t_0 = 5,2 \text{ mm} + 17,1 = 22,3 \text{ mm}$; $f_u = 250 \text{ MPa}$; $\gamma_{a2} = 1,35$

$$F_{c,E} = \frac{2,4 \times 12,7 \text{ mm} \times 22,3 \text{ mm} \times 250 \text{ MPa}}{1,35} \rightarrow F_{c,E} = 126 \text{ KN}$$

Como a força resistente ao esmagamento é menor que a de rasgamento, deve-se utilizar valor de esmagamento para calcular o F.S, pois as orientações técnicas sempre indicam a utilização do menor valor para este. Desse modo, sabendo que a força resultante é de 12,675KN

$$F.S = \frac{F_c}{F_r} \rightarrow F.S = \frac{126 \text{ KN}}{12,675 \text{ KN}} \rightarrow F.S = 9,94$$

3.6 Cálculo de Guias Laterais do Carro e Contrapeso

A seleção das guias laterais foi determinada a partir NBR NM 196, que é especificada pelas seguintes tabelas de propriedades físicas e suas propriedades geométricas:

Tabela 06: Característica técnicas das guias

| Designación ¹ / Designação ¹ | S | q ₁ | e | I _{xx} | W _{xx} | i _{xx} | I _{yy} | W _{yy} | i _{yy} |
|---|-----------------|----------------|------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | cm ² | kg/m | cm | cm ⁴ | cm ³ | cm | cm ⁴ | cm ³ | cm |
| T 90/A-B | 17,25 | 13,55 | 2,61 | 102,0 | 20,87 | 2,43 | 52,60 | 11,8 | 1,75 |

Fonte: NBR NM196.

Calcula-se o índice de esbeltez

$$\lambda = \frac{L_k}{i}$$

$$\lambda = \frac{3000 \text{ mm}}{17,6 \text{ mm}}$$

$$\lambda = 170,45$$

Conforme as especificações da NBR NM196, ao se determinar o índice de esbeltez por meio de interpolação entre 520MPa e 370 MPa, encontra-se o coeficiente de flambagem ($W=5,81$) para o aço Fe 430B que possui tensão de ruptura de 410MPa.

Conforme a disposição da NBR NM 207 há a ocorrência de tensão de flambagem para o aço Fe 430B que possui tensão de ruptura de 410MPa, não deve exceder o valor de 159MPa.

Tensão de Flambagem

Selecionado o freio de segurança instantâneo, temos a seguinte equação para

$$\sigma_k = \frac{25 \times (P+Q) \times \omega}{A}$$

Referentes aos dados para o cálculo de tensão de flambagem

Onde: **P** = 250Kg; **Q** = 675Kg; **A** = 1720mm²; **W** = 5,81

$$\sigma_k = \frac{25 \times (250 + 675) \times 5,81}{1720} \rightarrow \sigma_k = 78,11 \text{ N/mm}^2$$

$$78,11 \text{ N/mm}^2 \leq 159 \text{ N/mm}^2 \quad \text{OK}$$

3.7 Especificação dos Para-Choques do Carro e do Contrapeso

Cálculo de deflexão conforme a NBR NM 207

$$\gamma = 2 \times \frac{(1,15v)^2}{2 \times g}$$

$$\rightarrow \gamma \cong 0,135 v^2 \quad (\text{m}) \rightarrow \gamma \cong 0,135 \times (0,75 \text{ m/s})^2$$

$$\gamma \cong 0,076 \text{ m} > 0,065 \text{ m}$$

O fator de segurança atribuído a força do carro e contrapeso é de 3, desse modo, força do carro no para-choque de amortecimento:

$$F = 6900 \text{ N} \times 3 \rightarrow F = 20700 \text{ N}$$

Como a força está muito alta para ser aplicada em apenas uma mola percebe-se a necessidade de dividir essa força em 2 molas, sendo assim:

$$F = \frac{20700 \text{ N}}{2} \rightarrow F = 10350 \text{ N}$$

Cálculo da constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro

$$K = \frac{F}{\gamma} \rightarrow K = \frac{10350 \text{ N}}{76 \text{ mm}} \rightarrow K = 136,18 \text{ N/mm}$$

De acordo com os dados obtidos acima consulta-se o catalogo de molas Polimold que possui um rigoroso procedimento de garantia da qualidade em conformidade com a ISO 9001, sendo assim:

Tabela 07: Mola carga pesada série R

| D _H | D _d | b x h | L ₀ mm | Referência | Rigidez N / mm | 20 % | | 25 % | | 30 % | | D Aprox. | |
|----------------|----------------|-----------|----------------------|------------|-------------------|------|------|------|-------|------|-------|-------------|-------|
| | | | | | | mm | N | mm | N | mm | N | mm | N |
| 63 | 38 | 11.6x12.3 | 127 | R 63 - 127 | 333 | 25.4 | 8458 | 31.8 | 10589 | 38.1 | 12687 | 45.9 | 15285 |
| | | | 152 | R 63 - 152 | 269 | 30.4 | 8178 | 38.0 | 10222 | 45.6 | 12266 | 56.5 | 15199 |
| | | | 178 | R 63 - 178 | 226 | 35.6 | 8046 | 44.5 | 10057 | 53.4 | 12068 | 66.8 | 15097 |
| | | | 203 | R 63 - 203 | 198 | 40.6 | 8039 | 50.8 | 10058 | 60.9 | 12058 | 78.8 | 15602 |
| | | | 254 | R 63 - 254 | 155 | 50.8 | 7874 | 63.5 | 9843 | 76.2 | 11811 | 101.7 | 15763 |
| | | | 305 | R 63 - 305 | 128 | 61.0 | 7808 | 76.3 | 9766 | 91.5 | 11712 | 122.4 | 15667 |

Fonte: Catálogo Polimold (2013)

A mola que possui os valores mais pertos do encontrado nos cálculos foi as R63 – 305, com isso é feita a conferência de acordo com sua constante para ver se ela realmente atende a deflexão mínima de 76 mm.

$$K = \frac{F}{\gamma} \rightarrow \gamma = \frac{F}{K} \rightarrow \gamma = \frac{10350N}{128N/mm}$$

$$\gamma = 80,8mm_OK$$

Como a mola R63-305 atende as necessidades do projeto será utilizada duas da mesma.

Força do contrapeso no para-choques de amortecimento

$$F = 8700 \times 3 \rightarrow F = 26100N$$

Como a força está muito alta para ser aplicada em apenas uma mola percebe-se a necessidade de dividir essa força em 2 molas, sendo assim:

$$F = \frac{26100N}{2} \rightarrow F = 13050N$$

Calculo da constante da mola dos para-choques de amortecimento do carro.

$$K = \frac{F}{\gamma} \rightarrow K = \frac{13050N}{76mm} \rightarrow K = 171,71N/mm$$

De acordo com os dados obtidos acima se consulta o catalogo de molas Polimold que possui um rigoroso procedimento de garantia da qualidade em conformidade com a ISO 9001, sendo assim:

Tabela 07: Mola carga pesada série R

| D _H | D _d | b x h | L ₀ mm | Referência | Rigidez N / mm | 20 % | | 25 % | | 30 % | | D Aprox. | |
|----------------|----------------|-----------|----------------------|------------|-------------------|------|------|------|-------|------|-------|-------------|-------|
| | | | | | | mm | N | mm | N | mm | N | mm | N |
| 63 | 38 | 11.6x12.3 | 127 | R 63 - 127 | 333 | 25.4 | 8458 | 31.8 | 10589 | 38.1 | 12687 | 45.9 | 15285 |
| | | | 152 | R 63 - 152 | 269 | 30.4 | 8178 | 38.0 | 10222 | 45.6 | 12266 | 56.5 | 15199 |
| | | | 178 | R 63 - 178 | 226 | 35.6 | 8046 | 44.5 | 10057 | 53.4 | 12068 | 66.8 | 15097 |
| | | | 203 | R 63 - 203 | 198 | 40.6 | 8039 | 50.8 | 10058 | 60.9 | 12058 | 78.8 | 15602 |
| | | | 254 | R 63 - 254 | 155 | 50.8 | 7874 | 63.5 | 9843 | 76.2 | 11811 | 101.7 | 15763 |
| | | | 305 | R 63 - 305 | 128 | 61.0 | 7808 | 76.3 | 9766 | 91.5 | 11712 | 122.4 | 15667 |

Fonte: Catálogo Polimold (2013)

A mola que possui os valores mais pertos do encontrado nos cálculos foi as R63 – 254, com isso é feita a conferência de acordo com sua constante para ver se ela realmente atende a deflexão mínima de 76 mm.

$$K = \frac{F}{\gamma} \rightarrow \gamma = \frac{F}{K} \rightarrow \gamma = \frac{13050N}{155N/mm}$$

$$\gamma = 84,19mm (OK)$$

Como a mola R63-254 atende as necessidades do projeto será utilizada duas da mesma.

3.8 Especificação da Máquina de Tração

Frente às especificações do projeto no sentido de instalar um elevador residencial em um prédio de quatro andares com capacidade de carga de 450Kg (6 passageiros), com uma velocidade de 0,75m/s e com espaçamento entre as guias da cabina e do contrapeso de 850mm, optou-se após pesquisas com fabricantes relacionados a este tipo de equipamento, por utilizar a máquina de tração do modelo EC 137 G3 do fabricante Carnevskis que atende satisfatoriamente todas as exigências citadas. Com isso, a solicitação do fabricante é mencionada a seguir

Tabela 08: Especificação da máquina de tração modelo EC 137 G3

| | |
|-----------------------------|---------------------|
| Modelo da Máquina de Tração | EC 137 G3 |
| Velocidade | 0,75 m/s |
| Capacidade de Passageiros | 7 Passageiros |
| Capacidade máxima (kg) | 525 kg |
| Número de paradas | Até 12 |
| Potência (CV) | 7,5 CV |
| Tensão (V) | 220 V |
| Corrente elétrica | 21,1 A |
| Polia de tração (mm) | Ø 400 mm |
| Polia de desvio (mm) | Ø 300 mm |
| Freio | 80 VCC / 1,09 A |
| Base | Até 950 mm de C à C |

Fonte: Carnevskis (2013)

3.8.1 Polia de Tração e Polia de Desvio

A polia de tração selecionada para o projeto foi de um diâmetro de 400mm, com 4 ranhuras para a passagem dos cabos, e com o formato em V, de 35° em sua abertura.

Segundo Janovský (1999), a razão de tração para elevadores acionados por tração deve satisfazer a seguinte fórmula

$$(T_2/T_1) \leq e^{f\alpha}$$

Onde:

$$T_1 = \left(\frac{Q+K}{i} + m_1 \right) \times g; T_2 = \frac{Z}{i} \times g.$$

De acordo com Janovsky (1999, p. 62) o fator de cabeamento é $i = 1$.

Tabela 09: Dados técnicos do grupo de construção 8x19

| Diâmetro Nominal (mm) | Carga mínima de ruptura (kN) | Massa aproximada (kg/100m) | |
|-----------------------|------------------------------|----------------------------|-----------------|
| | | Fibra Natural | Fibra sintética |
| 10 | 43.9 | 34.7 | 33.9 |

Fonte: Janovský (1999)

$$m_1 = \text{massa cabo} = 0,339 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 14\text{m} = 4,746\text{Kg} \times 4 \rightarrow m_1 = 19\text{Kg}$$

Relacionado ao carro

$$T_1 = \left(\frac{450+240}{1} + 19 \right) \times 9,81 \rightarrow T_1 = 6955,3\text{N}$$

Relacionado ao contrapeso

$$T_2 = \left(\frac{886,85}{1} \right) \times 9,81 \frac{m}{s^2} \rightarrow T_2 = 8700N$$

Coefficiente de fricção

$$f = \frac{\mu}{\text{sen} \left(\frac{\gamma}{2} \right)}$$

Onde:

Ângulo das ranhuras em V da polia de tração $\gamma = 35^\circ = 0,61\text{rad}$

Coefficiente de atrito é determinado pela norma NBR NM 207, $\mu = 0,09$

$$f = \frac{0,09}{\text{sen} \left(\frac{0,61}{2} \right)} \rightarrow f = 0,3$$

Polia de tração e Polia de desvio

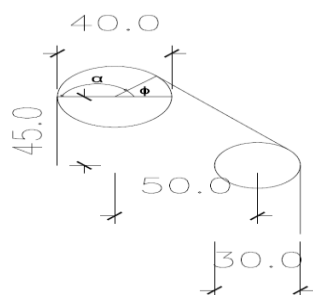


Figura 07: Polia de tração e Polia de desvio. Fonte: Autor (Autocad).

Calculo do ângulo de abraçamento dos cabos na polia de tração

$$\alpha = 180^\circ - \phi$$

Onde:

$$T_g \phi = \frac{l}{h} \rightarrow T_g \phi = \frac{50}{45} \rightarrow T_g \phi = 1,111 \rightarrow \phi = 48^\circ$$

Substituindo $\phi = 48^\circ = 0,83\text{rad}$:

$$\alpha = 180^\circ - 48^\circ \rightarrow \alpha = 132^\circ = 2,3\text{rad}$$

Calculo da razão de tração

$$\frac{T_2}{T_1} \leq e^{f \times \alpha} \rightarrow \frac{8700}{6955,3} \leq e^{0,3 \times 2,3}$$

$$1,25 \leq 1,99 \quad \text{OK}$$

A Polia de tração, segundo NBR NM 207, precisa suportar a pressão específica dos cabos de tração nas ranhuras da polia motriz. Assim:

$$p = \frac{T}{(n \times d \times D) \times \frac{4,5}{\text{sen} \left(\frac{\gamma}{2} \right)}} \leq \frac{(12,5 + 4Vc)}{(1 + Vc)}$$

Nesse contexto, a pressão específica deve ser de:

$$p = \frac{6740N}{(4 \times 10\text{mm} \times 400\text{mm}) \times \frac{4,5}{\text{sen} \left(\frac{35^\circ}{2} \right)}} \leq \frac{(12,5 + 4 \times 0,75)}{(1 + 0,75)}$$

Sendo que:

$$p = 0,028 \leq 8,85 \quad \text{Ok}$$

3.8.2 Verificação dos Cabos de Aço

Ao selecionar a máquina de tração EC 137G3 automaticamente determinou-se a utilização de uma polia de tração com as seguintes especificações: 4 ranhuras em V com ângulo de 35° e com diâmetro de 400mm. Conhecendo as especificações do fabricante da polia (Carnevsky) determina-se o cabo 8X19 com 10mm de diâmetro, conforme pode ser constatado pela tabela 6.

As especificações referentes ao cabo de aço são atribuídas pelo fabricante, contudo, existe a necessidade de que estas sejam verificadas conforme as determinações do projeto e o fator de segurança estimado para o mesmo. Para determinar o fator de segurança a ser aplicado, utilizou-se a equação $f = \frac{n \times N}{F}$.

$$f = \frac{4 \times 43,9}{6,9} \rightarrow f = 25,5$$

Após a determinação do valor atribuído ao fator de segurança, este foi submetido à comprovação mediante os parâmetros estabelecidos pela norma EN 81-1:1998 que se expressa através da seguinte equação:

$$\log f_{\min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times N_{eq}}{\left(\frac{D}{d}\right)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times \left(\frac{D}{d}\right)^{-2,894} \right]}$$

$$N_{eq1} = 18,5; K_p = 5,06; N_{eq2} = 5,06; N_{eq} = 23,56$$

Calculando a razão do diâmetro primitivo da polia de tração e o diâmetro do cabo de aço.

$$\frac{D}{d} = \frac{400}{10} = 40$$

Formula de fato de segurança:

$$\log f_{\min} = 2,6834 - \frac{\log \left[\frac{695,85 \times 10^6 \times 23,56}{(40)^{8,567}} \right]}{\log \left[77,09 \times (40)^{-2,894} \right]}$$

$$f_{\min} = 25,5$$

Realizado o cálculo do fator de segurança e a sua constatação com os parâmetros estabelecidos pela EN 81-1 (1998), constatou-se que o valor encontrado se adequa as exigências mínimas de segurança.

3.8.3 Terminações dos cabos de aço

Após a seleção de cabos e o cálculo do fator de segurança para os cabos, através do fabricante Pfeifer Drako, averigua-se e seleciona o tipo de soquete com os tirantes para a formulação do junto a chapa de união dos elementos. Vão ser utilizados 4 tirantes aparafusados na chapa fixada na estrutura do carro e do contrapeso.

Os tirantes são indicados abaixo, e define-se um modelo a ser utilizado no projeto através do diâmetro nominal do cabo (10mm) e do tipo de amortecimento que estará presente nesta especificação:

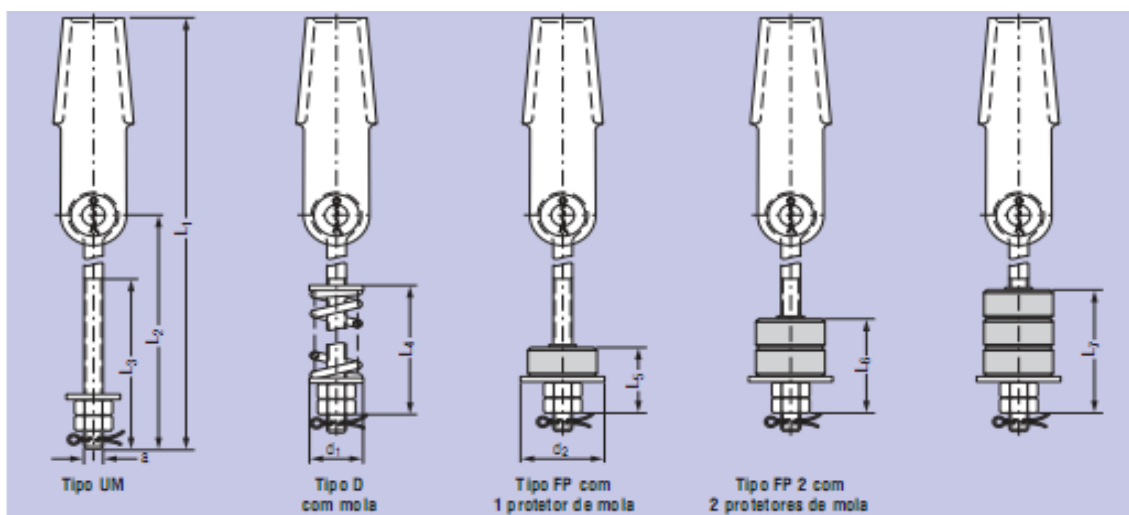


Figura 08: Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho. Fonte: Catálogo Pfeifer Drako (2013)

Tabela 10: Soquetes de cunha simétricos EM 13411-7 (DIN 15 315) com parafuso de olho

| Cabo-Ø d | Tamanho nominal | a | Tamanho normal | | | Tipo UM | | | Tipo D | | | Tipo FP | | | Tipo FP 2 | | Tipo FP 3 | |
|---------------|--------------------|-----|-------------------------|------------------------|----------------------|-------------|----------------------|----------------------|--------------|----------------------|----------------------|-------------|----------------------|-------------|----------------------|-------------|-----------|--|
| | | | L ₁ ** mm | L ₂ * mm | L ₃ mm | appr. kg | d ₁ mm | L ₄ mm | appr. kg | d ₂ mm | L ₂ mm | appr. kg | L ₂ mm | appr. kg | L ₇ mm | appr. kg | | |
| 4 - 5 | 5 | M10 | 276 | 180 | 70 | 0,420 | 25 | 85,5 | 0,510 | 40 | 38 | 0,361 | 55 | 0,373 | 72 | 0,384 | | |
| 5 - 6,5 | 6,5 | M10 | 264 | 180 | 70 | 0,380 | 25 | 85,5 | 0,470 | 40 | 38 | 0,401 | 55 | 0,414 | 72 | 0,424 | | |
| 6 - 8 | 8 | M12 | 450 | 320 | 150 | 0,780 | 45 | 167 | 1,420 | 50 | 51 | 0,870 | 79 | 0,900 | 107 | 0,930 | | |
| 9 - 11 | 11 | M16 | 484 | 320 | 150 | 1,650 | 45 | 173 | 2,490 | 58 | 59 | 1,785 | 87 | 1,815 | 115 | 1,850 | | |
| 12 - 14 | 14 | M20 | 598 | 400 | 150 | 3,230 | 54 | 202 | 4,500 | 65 | 65 | 3,530 | 93 | 3,570 | 121 | 3,610 | | |
| 15 - 17 | 17 | M24 | 674 | 450 | 150 | 5,300 | 65 | 248 | 8,150 | 80 | 74 | 5,830 | 102 | 5,910 | 130 | 5,990 | | |
| 18 - 20 | 20 | M27 | 760 | 500 | 150 | 8,000 | 65 | 254 | 10,950 | | | | | | | | | |
| 21 - 25 | 25*** | M30 | 740 | 500 | 150 | 11,000 | 80 | 251 | 14,500 | | | | | | | | | |

* tamanho normal
 ** comprimento total das combinações de tamanho normal
 *** não está incluído no DIN
 O corpo do soquete é galvanizado.

Fonte: Catálogo Pfeifer Drako (2013)

Grampos dos cabos de Aço

Tem a necessidade da especificação dos grampos que vão ser utilizado nos cabos de aço do elevador, com isso determina o modelo grampo pesado para este tipo de serviço.

Tabela 27: Grampo pesado

| Ø CABO | DIMENSÕES (mm) | | | | | | ESPAÇ. MIN. (mm) | TORQUE | | PESO UNIT. (kg) |
|-------------|-------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------------------|-------------|------------|-----------------------|
| | A | B | C | D | E | F | | (N.m) | (kgf.m) | |
| 1/8" | 25 | 25 | 7 | 5 | 10 | 21 | 19 | 5,0 | 0,5 | 0,029 |
| 3/16" | 28 | 30 | 11 | 6 | 11 | 23 | 29 | 10,0 | 1,0 | 0,041 |
| 1/4" | 35 | 38 | 12 | 7 | 12 | 30 | 38 | 20,0 | 2,0 | 0,082 |
| 5/16" | 42 | 43 | 14 | 9 | 20 | 34 | 48 | 40,0 | 4,0 | 0,127 |
| 3/8" | 50 | 50 | 16 | 11 | 22 | 40 | 57 | 40,0 | 4,0 | 0,198 |
| 1/2" | 60 | 60 | 20 | 12 | 28 | 48 | 76 | 75,0 | 7,5 | 0,328 |

Fonte: Catálogo Fuertes (2013)

Ao selecionar os grampos para os cabos de aço, optou-se por utilizar os tipos de grampo pesado adequado para cabos de 1/2", pois observando-se as

especificações do projeto em desenvolvimento, verificou-se que os cabos de aço utilizados possuem um diâmetro equivalente a 10mm. De modo que tais especificações revelaram-se como as mais adequadas para a determinação dos grampos a serem utilizados em virtude da adequação do processo de montagem.

4 CONCLUSÃO

A seleção de materiais para a instalação do elevador utilizou como metodologia, o cálculo de dimensionamento aplicado para cada elemento que o compõe, permitindo a especificação dos materiais mais adequados às necessidades predefinidas pelos fatores de segurança.

Ao realizar o dimensionamento da estrutura do carro, do contrapeso e de seus meios de conexão, verifica-se que estes atenderam satisfatoriamente as condições preestabelecidas pelos fatores de segurança pertinentes a cada item especificado.

Além do critério de fator de segurança o dimensionamento da estrutura do carro foi submetido à análise do critério de falha de Von Mises tendo apresentado resultados contundentes em todos os itens verificados.

Com relação ao dimensionamento das guias importa mencionar que todas atendem aos critérios estabelecidos pelas normas NBR NM 196 e NBR NM 207, permitindo maior segurança e melhor adequação funcional ao projeto.

Ao estabelecer o dimensionamento dos para-choques do carro e do contrapeso foi atendida a solicitação de deflexão das molas e de acréscimo de carga que estas são capazes de suportar conforma a orientação da NBR NM 207.

Frente às especificações do projeto no sentido de instalar um elevador residencial em um prédio de quatro andares com capacidade de carga de 450Kg (6 passageiros), com uma velocidade de 0,75m/s e com espaçamento entre as guias da cabina e do contrapeso de 850mm, optou-se após pesquisas com fabricantes relacionados a este tipo de equipamento, por utilizar a máquina de tração do modelo EC 137 G3 do fabricante Carnevskis que atende satisfatoriamente todas as exigências citadas.

Deve ser mencionado que a polia que acompanha a máquina de tração atendeu a pressão específica e a relação de tração exigida pela NBR NM 207. Contudo, esta possui um diâmetro de 400mm que é insuficiente para preencher o espaçamento adequado entre as guias do carro e do contrapeso. Motivo pelo qual foi necessário adicionar uma polia de desvio de 300mm a base da estrutura da máquina de tração.

Dadas as especificações do cabo de aço foi selecionado um cabo do tipo 8x19 com 10mm de diâmetro, além de atender solicitações da razão entre o diâmetro da polia de tração e o diâmetro do cabo, o número mínimo de cabos e o fator mínimo de segurança para elevadores, conforme as orientações da NBR NM 207, também foi aceito pelos padrões estabelecidos pela norma EN 81-1:1998. Por fim, especificações do cabo de aço, serviram para determinar as terminações do cabo que se compõem de tirantes e grampos.

5 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS PROJETOS

a) Delinear o projeto estrutural das juntas soldadas nas Barras Retangulares para fixação dos Tirantes na Estrutura do Carro e do Contrapeso

b) Dimensionar um suporte para a fixação dos para-choques de amortecimento e um apoio para a área de contato dos para-choques com a estrutura do carro e do contrapeso.

c) Aprimorar a especificação do freio de segurança e determinar um limitador de velocidade para o mesmo. Complementar o projeto estrutural com os elementos da estrutura secundária.

d) Dimensionar o suporte de fixação das guias nas vigas da estrutura civil e especificar as talas de junções das guias.

e) Especificar as corrediças e desenvolver um sistema de fixação junto à estrutura do carro e do contrapeso

REFERÊNCIAS

ATLAS SCHINDLER. **Manual de transporte vertical em edifícios**. São Paulo: Schindler, 2000.

BEER, Fernand. **Resistência dos Materiais**. São Paulo: Makron Books, 1996.

BIASUZ, Saule Augusto. **Estudo da adequação da vibração de elevadores a normas internacionais**. 2011, monografia, 30f. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

BRASIL, NBR-NM 207. **Elevadores elétricos de passageiros requisitos de segurança para construção e instalação**. Brasília: Comitê Mercosul de normalização, 1999.

_____, NBR 5665. **Cálculo de tráfego nos elevadores**. Brasília: ABNT, 1983.

_____, NBR-NM 196. **Elevadores de passageiros e monta-cargas Guias para carros e contrapesos - Perfil T** Brasília: ABNT, 1999.

_____, NBR-NM 10098. **Elevadores Elétricos – Dimensões e Condições do Projeto de Construção** Brasília: ABNT, 1987.

CARNEVSKIS. **Elevadores, Usinagem e Fundição**. Disponível em: <<http://carnevskis.com.br/>>. Acesso em: 28 de set de 2013.

CIMAF. **Manual técnico de cabos de aço**. São Paulo: CIMAF, 2009.

CISER. **Parafusos para estruturas metálicas**. Santa Catarina: Ciser, 2013.

CLARO, Anderson. **Transportes Verticais**, 2002. Disponível em <http://www.arq.ufsc.br/arq5661/trabalhos_2002-2/Transportes_Verticais/index.htm>. Acesso em: 20 abr 2013.

DE PARIS, Aleir. **Máquinas de elevação e Transporte**. Caderno Didático. UFSM. 2004.

DRAKO. **Pfeifer cabos de aço e sistemas de içamento LTDA**. Rio de Janeiro: Drako, 2010.

EM 81-1: 1998 **Safety Rules for the Construction and Installation of Lifts**, Part I: electric Lifts.

FUERTE. **Cabos de aço e soluções para elevação e amarração de cargas**. São Caetano do Sul: Fuertes Indústria e Comércio Ltda, 2013.

HIBBLER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. São Paulo: Prentice Hall, 2005.

JANUZZI, Alex. **Automatização de um elevador de carga**. 2012, monografia, 40f. Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto.

JANOVSKÝ, Lubomír. **Elevator mechanical design**. 3^aed. Ellis Horwood Ltd., Chichester, 1999.

MARCO FILHO, Flávio de. **Cabos de Aço**. (2009). Disponível em: <http://www.graduacao.mecanica.ufrj.br/pdf/Elementos_de_Transmissao_Flexiveis_2009-4.pdf>. Acesso em: 15 de mai de 2013.

MONTEZANO, André Felipe Moreira. **Modelo em rede de petri de um sistema de automação de elevador de passageiros**. 2009, Projeto, 80f. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

MORO, Noberto; AURAS, André Peagle. **Elementos de máquinas**. 2006, monografia, 66f. Centro Federal de Educação, Tecnológica de Santa Catarina, Gerência Educacional de Metal Mecânica, Curso Técnico de Mecânica, Florianópolis.

NAPOLI, João Feliz de Carvalho. **Projeto de um sistema de automação para um elevador de passageiros utilizando redes de petri**. 2013, Projeto, 58f. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. São Paulo: Bookman, 2013.

PFEIL, Walter. **Estruturas de aço – dimensionamento prático**. São Paulo: LTC, 2011.

POLIMOLD. **Catálogo de Molas**. São Bernardo do Campo: Polimld, 2009.

RANGEL, Jean Carlos et al. **Elevador controlado por porta paralela**. 2010, Monografia, 26f. Escola Técnica Estadual Monteiro Lobato, Taquara.

ZENIT ELEVADORES. **Ficha técnica Elevador Unifamiliar Astron** (2013), Disponível em:
<<http://www.elevadoreszenit.com.br/img/produtos/unifamiliares/unilateral.pdf>>
Acesso em 23 de mai de 2013.