

FACULDADE DE ENGENHARIA DO *CAMPUS* DE GUARATINGUETÁ

CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PLATAFORMA
DE ACESSIBILIDADE DO TIPO PLANO INCLINADO PARA
PESSOAS USUÁRIAS DE CADEIRA DE RODAS

ABEL CORRÊA GUIMARÃES FILHO

Guaratinguetá – SP
Brasil

ABEL CORRÊA GUIMARÃES FILHO

CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PLATAFORMA
DE ACESSIBILIDADE DO TIPO PLANO INCLINADO PARA
PESSOAS USUÁRIAS DE CADEIRA DE RODAS

Dissertação de Mestrado apresentada
à Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista, para
a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica na área de
Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Víctor Orlando Gamarra Rosado

Guaratinguetá – SP

2008

G963c	Guimarães Filho, Abel Corrêa Concepção e dimensionamento de uma plataforma de acessibilidade do tipo plano inclinado para pessoas portadoras de deficiência usuárias de cadeiras de rodas / Abel Corrêa Guimarães Filho . – Guaratinguetá : [s.n.], 2008 144 f. : il. Bibliografia: f. 138-140 Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2008 Orientador: Prof. Dr. Víctor Orlando Gamarra Rosado 1. Alumínio – Plataforma de acessibilidade I. Título CDU 669.71
-------	--

**CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PLATAFORMA
DE ACESSIBILIDADE DO TIPO PLANO INCLINADO PARA
PESSOAS USUÁRIAS DE CADEIRA DE RODAS**

ABEL CORRÊA GUIMARÃES FILHO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA DA QUALIFICAÇÃO:

Prof. Dr. VÍCTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO
Orientador / FEG-UNESP

Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
FE/G – UNESP

Prof. Dr. CARLOS ALBERTO CHAVES
UNITAU – Taubaté-SP

Dezembro de 2008

DADOS CURRICULARES.

ABEL CORRÊA GUIMARÃES FILHO

NASCIMENTO	22.03.1943 Pindamonhangaba/SP
FILIAÇÃO	Abel Corrêa Guimarães Maria das Dores Guimarães
1966/1970	Curso de Graduação Engenharia Civil Escola de Engenharia de Taubaté (UNITAU)
1971/1980	Professor de Desenho Técnico e Geometria Descritiva. Escola de Engenharia de Taubaté
1975	Nome incluído no rol de Professores no Processo de Reconhecimento da UNITAU.
2000/2002	Curso de Especialização Engenharia de Segurança do Trabalho. UNESP-FE/G

Ao meu Orientador que jamais mediu esforços em manter a postura ética no trato - na benevolência – na paciência e na competência. Virtudes próprias dos Mestres.

Ao espírito da verdade que iluminou
todo o meu caminho e a todas as
pessoas que contribuíram comigo no
percurso desta caminhada.

“A criatividade é mais importante que o conhecimento”.

Albert Einstein

GUIMARÃES FILHO, A. C. **Concepção e dimensionamento de uma plataforma de acessibilidade do tipo plano inclinado para pessoas usuárias de cadeira de rodas.** 2008. 144p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

RESUMO

Este trabalho consiste em conceber, projetar e dimensionar uma plataforma de acessibilidade, tipo plano inclinado, para pessoas portadoras de deficiência e/ou usuários de cadeira de rodas. Geralmente, esta plataforma encontra-se posicionada em escadas e se movimentam em trilhos inclinados. Os requisitos que se destacam no desenvolvimento deste equipamento tecnológico são o baixo custo e a segurança no seu funcionamento. Também, apresenta-se neste estudo, a viabilidade da sua construção em grande escala, o uso exclusivo do alumínio na parte estética, procurando-se maior leveza, e o uso do aço em componentes sujeitos a grandes esforços concentrados. Assim, procura-se desenvolver uma plataforma de acessibilidade que tenha por excelência inovação tecnológica, e ao mesmo tempo ofereça uma mecânica de montagem e manutenção extremamente fácil. Como resultado do desenvolvimento deste equipamento eletro-mecânico, tem-se, um produto final com dois freios de segurança: um motor com freio e um freio eletromagnético agindo na transmissão para garantir a segurança extra, e a certeza de um deslocamento silencioso, simples e com muita confiabilidade. Um sistema onde os encaixes predominam e servem de diferencial de eficiência e quem sabe de domínio de mercado. Junto às soluções e concepções originais neste desenvolvimento tem-se certeza que a vida útil deste equipamento será compatível à soma da técnica, da inovação, da versatilidade e da elegância estética.

PALAVRAS CHAVE: Plataforma de acessibilidade, Usuário de cadeira de rodas, Deficientes físicos, Tecnologia assistiva.

GUIMARÃES FILHO, A. C. **Conception and design of an inclined stair-lift platform for disabilities people that use wheelchair.** 2008. 144p. Dissertation (Master Degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

ABSTRACT

This work consists in the conception and design of an inclined stair-lift platform for disabilities people confined or not to a wheelchair. Usually, this platform is located on stairs and it moves in inclined rails. The most important requirements to develop this technological equipment are the low cost and the safe while working. Too, it is presents the viability of construction in large-scale, the exclusive use of aluminum only for the aesthetic part and to turn it light and the use of steel in its components where a great strength is concentrated. So, this study wants to develop an accessibility platform that has an advanced technology for excellence, and to offer an easy mechanic assembly and maintenance. It presents a final kit with two brakes of security: an engine with brake and an electromagnetic brake working directly in the transmission to guarantee the extra safe, an equipment with quiet, simple and very reliable. The results is a system where the sockets predominate to be distinguishing parameter of efficiency and that would can dominate the market. In this developed the solutions and the conceptions originals, together, gives sure that the platform is compatible to the addition of the technique, the innovations, the versatility and the aesthetic elegance.

KEYWORDS: Inclined stair-lift platform, Wheelchair users, Disabilities peoples, Assistive technology.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Modelos de plataformas de acessibilidade	20
FIGURA 1.2	Perspectiva do esboço preliminar da plataforma	22
FIGURA 1.3	A plataforma (a) com o usuário de cadeira de rodas e (b) em posição recolhida	22
FIGURA 2.1	Plataforma de acessibilidade e os trilhos ao longo da escada	26
FIGURA 2.2	Vista lateral da plataforma e seus acoplamentos	27
FIGURA 2.3	Estimativas do centro de gravidade do sistema	28
FIGURA 2.4	A prancha horizontal e rampas de acesso	28
FIGURA 2.5	Os braços de segurança e seus mancais	29
FIGURA 2.6	Altura normalizada para os controles segundo a ABNT	30
FIGURA 3.1	Posição do centro de gravidade do sistema	34
FIGURA 3.2	Diagrama de tensões na estrutura	37
FIGURA 4.1	Pranchas da plataforma	38
FIGURA 4.2	Perfil aproximado da prancha vertical	39
FIGURA 4.3	Perspectiva aproximada da estrutura vertical e vista lateral	45
FIGURA 4.4	Perspectiva aproximada da prancha horizontal	46
FIGURA 4.5	Análise estrutural da prancha horizontal	47
FIGURA 4.6	Análise estrutural através do MEF do braço de segurança	53
FIGURA 4.7	Diagrama de tensões no braço de segurança	54
FIGURA 4.8	Rampas/abas de acesso articuladas à estrutura horizontal	57
FIGURA 4.9	Funcionamento das rampas/abas na prancha horizontal	58
FIGURA 4.10	Modelo do acionador das rampas	58
FIGURA 4.11	Diagrama de tensões no perfil da rampa	59
FIGURA 4.12	Detalhes: (a) Interior da carcaça e (b) Exterior da carcaça	63
FIGURA 4.13	Sistema transmissor - âncora com as componentes e o corrimão .	63
FIGURA 4.14	Esforços e tensões no pino de engate da âncora	64
FIGURA 4.15	Diagrama de tensões no pino de giro da âncora	65
FIGURA 4.16	Carcaça da âncora	69
FIGURA 4.17	Diagrama de tensões no perfil da carcaça da âncora	70

FIGURA 4.18	Perspectiva da âncora	74
FIGURA 4.19	Diagrama de tensões no eixo do rolete ajustador	75
FIGURA 4.20	Sistema transmissor-âncora com as componentes e o corrimão ...	79
FIGURA 4.21	Diagrama de tensões no perfil ancoradouro do corrimão	80
FIGURA 4.22	Perspectiva do corrimão e o traçado geométrico de tensões	81
FIGURA 4.23	Diagrama das componentes da carga da plataforma	86
FIGURA 4.24	Motofreio	87
FIGURA 4.25	As componentes internas do redutor.	89
FIGURA 5.1	Esquema do eletroímã	92
FIGURA 5.2	Representação da mola	93
FIGURA 5.3	Esquema do freio na cabeça do rolete de transmissão.	101
FIGURA 5.4	Dimensões do eletroímã	102
FIGURA 5.5	Caminho médio l_m através do núcleo	105
FIGURA 5.6	Relação entre circuito magnético e circuito elétrico	106
FIGURA 5.7	Dimensões do contato do freio na cabeça do rolete	108
FIGURA 6.1	Ilustração do trabalho a ser realizado na plataforma	111
FIGURA 6.2	Circuito de potência	114
FIGURA 6.3	Circuito do controlador de <i>drivers</i>	114
FIGURA 6.4	Desnível previsto no movimento da plataforma	115
FIGURA 6.5	Placa de controle de três motores de passo	116
FIGURA 6.6	Modelo de controlador lógico programável	117
FIGURA 6.7	Modelo de sensores de fim de curso	117
FIGURA 6.8	Controlador de <i>drivers</i> – Parte A	118
FIGURA 6.9	Controlador de <i>drivers</i> – Parte B	119
FIGURA 6.10	<i>Driver</i> de controle dos motores de passo 1, 2 e 3	120
FIGURA 6.11	<i>Driver</i> de controle dos motores de passo 4 e 5	121
FIGURA 7.1	<i>Layout</i> do protótipo da plataforma de acessibilidade	130
FIGURA 8.1	Engrenagem com dentes removíveis	134
FIGURA 8.2	Sistema completo do corrimão lateral	136
FIGURA 8.3	Pinos nas rampas de acesso	137

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1	Composição química nominal para fundição	32
TABELA 2.2	Propriedades mecânicas das liga de alumínio	32
TABELA 4.1	Determinação do centróide.	39
TABELA 4.2	Cálculo das tensões estruturais	40
TABELA 4.3	Cálculo para determinação do centróide	47
TABELA 4.4	Cálculo das tensões estruturais	48
TABELA 4.5	Demonstrativo da variação da espessura do perfil em alumínio ...	84
TABELA 4.6	Resumo das dimensões das componentes internas do redutor	90
TABELA 5.1	Tensões admissíveis para molas	93
TABELA 5.2	Planilha para o dimensionamento do eletroímã	103
TABELA 7.1	Custo da estrutura da plataforma	123
TABELA 7.2	Custo da placa de controle do <i>driver</i> – Parte A1	124
TABELA 7.3	Custo dos <i>drivers</i> dos motores 4 e 5	125
TABELA 7.4	Custos dos materiais e montagem da placa controladora do <i>driver</i>	125
TABELA 7.5	Custo dos motores de passo do sistema	126
TABELA 7.6	Custos dos <i>drivers</i> dos motores 1, 2 e 3	127
TABELA 7.7	Custos dos elementos da transmissão	127
TABELA 7.8	Custo dos serviços de instalação da plataforma	128

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	- <i>Computer Aided Design</i>
CG	- Centro de gravidade
CLP	- Circuito lógico programável
COFINS	- Imposto federal com fins sociais
CSA	- Associação Canadense de Normas
Cs	- Coeficiente de segurança
DFc	- Diagrama de esforços cortantes
DID	- Fabricante de correntes e engrenagens
DMF	- Diagrama de momento fletor
IBGE	- Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
ICMS	- Imposto estadual sobre circulação de mercadorias e serviços
IPI	- Imposto federal sobre produtos industrializados
ISSQN	- Imposto municipal sobre serviços de qualquer natureza
LN	- Linha neutra
MEF	- Método de elementos finitos
NB	- Norma Brasileira
PAIS	- Perspectiva axionométrica isométrica simplificada

LISTA DOS SÍMBOLOS

A	- Área
B	- Intensidade de fluxo magnético
a, b	- Parâmetros
d	- Distância, Diâmetro
dc	- Corrente contínua (<i>direct current</i>)
e	- Espessura
F	- Força cortante
F_i	- Esforços no sistema
G	- Módulo de elasticidade
H	- Altura do rolete, Força do campo magnético
I	- Momento de inércia
i	- Intensidade de corrente elétrica
i_e	- Inclinação de escada
k	- Constante elástica da mola
L	- Comprimento
l	- Comprimento de mola
$M_{MÁX}$	- Momento fletor máximo
m	- Massa
n	- Número de espiras
P	- Carga concentrada
P_i	- Ponto do sistema de coordenadas
p	- Passo da mola
Q	- Momento estático
R_r	- Força de arranque
r	- Raio
S	- Área da seção transversal do núcleo
t	- Espessura, Altura do perfil
v	- Velocidade tangencial
w	- Carga distribuída, Velocidade angular

δ	- Deflexão da mola
$\bar{y}$	- Centróide
Φ	- Diâmetro, Fluxo magnético
$\mathcal{R}$	- Relutância magnética
μ	- Coeficiente de atrito, Permeabilidade
λ	- Ângulo de inclinação da espira
σ_e	- Tensão de escoamento
σ_{adm}	- Tensão admissível
Σ	- Somatório

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiv
1. INTRODUÇÃO	19
1.1 IMPORTÂNCIA E JUSTIFICATIVAS	19
1.2 ESBOÇO PRELIMINAR DA PLATAFORMA	21
1.3 OBJETIVO DO TRABALHO	23
1.4 METODOLOGIA	24
1.5 RESULTADOS ESPERADOS	24
1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	25
2. ESPECIFICAÇÕES E DECISÕES PRELIMINARES	26
2.1 ESTUDO QUE INVIABILIZA O USO EXCLUSIVO DO AÇO ...	30
2.2 USO PREDOMINANTE DO ALUMÍNIO	31
3. DIMENSIONAMENTO PRÉVIO DA PLATAFORMA	33
3.1 CENTRO DE GRAVIDADE DA PLATAFORMA	33
3.2 DIAGRAMA DE TENSÕES DO SISTEMA	36
4. DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL	38
4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL DA PRANCHA VERTICAL	38
4.1.1 Determinação do centróide	38
4.1.2 Elaboração da tabela auxiliar de cálculo de tensões	40
4.1.3 Cálculo da tensão de flexão no ponto A	41
4.1.4 Cálculo da tensão de flexão no ponto B	43
4.1.5 Cálculo da tensão de cisalhamento	44
4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL DA PRANCHA HORIZONTAL	46
4.2.1 Determinação do centróide	46
4.2.2 Elaboração da tabela auxiliar de cálculo de tensões	48
4.2.3 Cálculo da tensão de flexão no ponto A	48
4.2.4 Cálculo da tensão de flexão no ponto B	50

4.2.5	Cálculo da tensão real de cisalhamento	51
4.3	DIMENSIONAMENTO DOS BRAÇOS DE SEGURANÇA	52
4.3.1	Elaboração do diagrama de tensões no braço de segurança	53
4.3.2	Cálculo do momento fletor nos pontos críticos do braço	55
4.3.3	Cálculo da tensão fletora nos pontos críticos do braço	55
4.3.4	Verificação da tensão de cisalhamento no braço de segurança	56
4.3.5	Cálculo da tensão de cisalhamento	56
4.4	ESTUDO DAS RAMPAS DE ACESSO À PRANCHA	57
4.4.1	Estudos das tensões atuantes nas rampas de acesso	59
4.4.2	Cálculo da flexão nos pontos críticos	60
4.4.3	Cálculo da tensão fletora nos pontos críticos da rampa	60
4.4.4	Cálculo da tensão de cisalhamento na rampa	61
4.5	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DA ÂNCORA ...	63
4.5.1	Estudos das tensões no pino da âncora	63
4.5.2	Traçado gráfico do diagrama de tensões	64
4.5.3	Cálculo do momento fletor	65
4.5.4	Cálculo da tensão de flexão no ponto A ou B	66
4.5.5	Estudos das tensões de cisalhamento	67
4.5.6	Cálculo da força cortante A ou B do pino da âncora	67
4.5.7	Cálculo da tensão real e cisalhamento no pino da âncora	67
4.6	ESTUDO DA CARÇAÇA DA ÂNCORA	69
4.6.1	Traçado do diagrama de esforços na chapa da carcaça	69
4.6.2	Cálculo do momento fletor na chapa da carcaça da âncora	71
4.6.3	Cálculo da tensão real de flexão na ponta da carcaça da âncora	71
4.6.4	Estudo da tensão de cisalhamento	72
4.6.5	Cálculo da tensão real de cisalhamento em A ou em B	73
4.7	ESTUDO ESTRUTURAL DO ROLETE AJUSTADOR	74
4.7.1	Traçado gráfico do diagrama de esforços no rolete ajustador	74
4.7.2	Cálculo das tensões, por flexão, nos pontos A e B	75
4.7.3	Cálculo da tensão real de flexão nos pontos A ou B do eixo do rolete	76
4.7.4	Cálculo das tensões de cisalhamento nos pontos C e D	77
4.8	ESTRUTURA DO CORRIMÃO	79
4.8.1	Traçado gráfico do diagrama de esforços no perfil do corrimão	79

4.8.2	Cálculo do momento fletor real à extremidade do corrimão	82
4.8.3	Cálculo da tensão real de cisalhamento	82
4.8.4	Cálculo da espessura “ t ” pela tensão real de cisalhamento	83
4.9	CÁLCULO DA POTÊNCIA DO MOTOR	85
4.9.1	Diagrama de forças componentes da carga R	85
4.9.2	O motofreio	88
4.10	O REDUTOR	88
4.10.1	Descrição das características de suas componentes	88
4.10.2	Cálculo das dimensões dos elementos internos do redutor	90
5.	FREIO ELETROMAGNÉTICO – Freio de Emergência	91
5.1	DIMENSIONAMENTO DAS MOLAS	92
5.2	DIMENSIONAMENTO DO ELETROÍMÃ	101
5.2.1	Análise da pressão aplicada nos freios	108
5.2.2	Comentários	109
6.	CIRCUITO ELETRÔNICO DA PLATAFORMA	111
6.1	DIVISÃO DO CIRCUITO	112
6.1.1	Potência	112
6.1.2	Processamento da lógica de funcionamento	112
6.1.3	<i>Drivers</i> dos motores	113
6.2	DIAGRAMA DOS CIRCUITOS E DESCRIÇÕES	113
6.2.1	Conexões do CLP	114
6.3	SENSORES DE POSIÇÃO	117
7.	ESTIMATIVAS DO CUSTO E <i>LAYOUT</i> DO PROTÓTIPO	123
7.1	ESTIMATIVA DO CUSTO FINAL DA PLATAFORMA	128
7.2	<i>LAYOUT</i> DA PLATAFORMA	129
8.	CONCLUSÕES	131
8.1	MELHORIAS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	132
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	138
ANEXO A. Programa para os microcontroladores		141
ANEXO B. Incidência tributária sobre a plataforma de acessibilidade		143

1. INTRODUÇÃO

As atividades na área de Engenharia de Reabilitação estão direcionadas ao desenvolvimento de equipamentos para deficientes, ou ao desenvolvimento e pesquisa de equipamentos voltados para reabilitação de pacientes com algum tipo de deficiência física ou doença; e a instrumentalização, monitoração e melhoria de procedimentos biomédicos. Dentro deste campo, classifica-se a Tecnologia Assistiva que consiste em proporcionar à pessoa portadora de deficiência maior independência, qualidade de vida e inclusão social, através da ampliação de sua comunicação, mobilidade, controle de seu ambiente, habilidades de seu aprendizado, competição, trabalho e integração com a família, amigos e sociedade.

A Tecnologia é considerada Assistiva quando é usada para auxiliar no desempenho funcional de atividades, reduzindo incapacidades para a realização de atividades da vida diária, nos diversos domínios do cotidiano. É diferente da Tecnologia Reabilitadora, usada, por exemplo, para auxiliar na recuperação de movimentos diminuídos. Entre algumas das categorias de Tecnologia Assistiva, têm-se, as Adaptações Estruturais em Ambientes Domésticos, Profissionais ou Públicos, como por exemplo, rampas, elevadores, entre outros.

1.1 IMPORTÂNCIA E JUSTIFICATIVAS

Razões socioeconômicas e sociais definiram em todas as partes do mundo a preocupação para com a política de acessibilidade. O assunto é bem desenvolvido nos países europeus, alguns países asiáticos e americanos, como por exemplo: Estados

Unidos e destaque maior para o Canadá. O número de portadores de deficiências físicas tem crescido em todo mundo – no Brasil este fator é alarmante. O IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística) aponta os acidentes da construção civil e das estradas como os maiores fatores para essa estatística.

Pesquisas revelam que existem no país aproximadamente 25 milhões de pessoas (quase 15% da população) com algum tipo de deficiência. Trata-se de uma parcela nada desprezível da população. Observa-se, também, que existe evolução neste cenário e se deve a vários fatores: Maior rigor das leis, reconhecimento por parte dos portadores de deficiência em relação aos próprios direitos como cidadãos e aumento da conscientização da sociedade em geral. O Brasil ainda está longe de ser um exemplo na atenção dispensada a essas pessoas. Mas há progressos nesse campo, o que tem revelado um grande mercado, com oportunidades em diversos segmentos. O desenvolvimento destes produtos conforme as normas de segurança e conhecendo o perfil e as necessidades dos clientes são os principais ingredientes de sucesso de quem atende esse público (ROQUE, 2003).



(a)



(b)

Figura 1.1 – Modelos de plataformas de acessibilidade: (a) plataforma para usuários de cadeira de rodas e (b) prancha de transporte de plano inclinado.

A principal justificativa deste projeto está fundamentada na Legislação Brasileira, em vigor, a qual se preocupa com os milhões de brasileiros, portadores de deficiências, física ou mental, e usuários de cadeiras de rodas. Esta lei, obriga a adaptação de ônibus e prédios públicos para que, até o ano de 2010, estejam preparados para oferecer acessibilidade a esta população (MELO, 2004).

No mercado nacional se encontram plataformas de elevação, porém a grande maioria dos deficientes usuários de cadeiras de rodas não pode adquirir este produto devido ao elevado custo de aquisição e manutenção, já que este é um produto importado (CONCORD Elevator, 2001; GARAVENTA, 2001), conforme pode-se observar os diferentes modelos e tipos de funcionamento ilustrados na Figura 1.1. Assim, procura-se obter um protótipo final de fácil aquisição por parte da população de baixa renda.

1.2 ESBOÇO PRELIMINAR DA PLATAFORMA

A necessidade de garantir aos deficientes físicos, usuários de cadeiras de rodas, acessibilidade a escadas em residências e prédios que não dispõem de elevadores, constitui um desafio a ser solucionado pela Engenharia. Neste sentido existe um esboço preliminar de uma plataforma dobrável de acessibilidade, acionada por motor elétrico e que se locomove sobre trilhos ao longo de uma escada (GAMARRA ROSADO, 2004, e GAMARRA ROSADO e GUIMARÃES FILHO, 2007).

Nesse estudo, para efeitos de segurança, se considera no dimensionamento mecânico um autotravamento no sistema de tração em casos de falta de energia. Entretanto, considerando-se ainda maior segurança, propõe-se neste desenvolvimento a acoplagem de um freio eletromagnético ao projeto inicial, semelhante aos usados nos elevadores verticais, e acionado em situações de emergência ou na falta de energia elétrica. Esta contribuição visa aumentar a segurança do usuário, aprimorando o projeto inicial.

O projeto inicial consiste de uma plataforma de acessibilidade dobrável, provida de braços de segurança, fabricada em liga de alumínio, posicionada sobre dois trilhos

inclinados (Figura 1.2), sendo que no trilho superior opera um sistema de tração acionado por um motor elétrico. Os braços de segurança também são dobráveis e servem de apoio ao usuário, garantindo a ele maior equilíbrio e conforto.

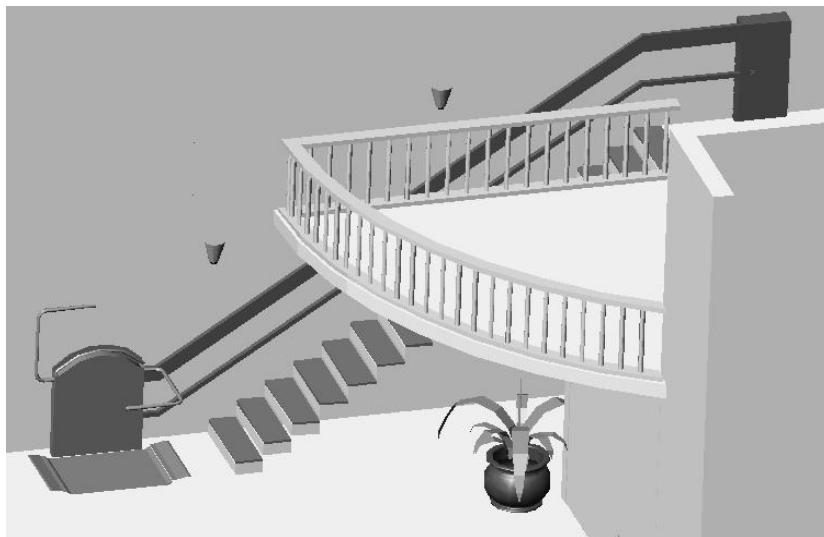
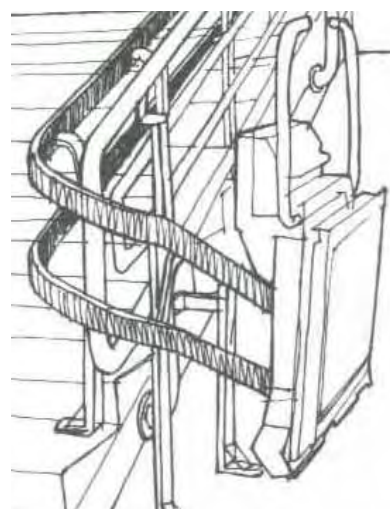


Figura 1.2 – Perspectiva do esboço preliminar da plataforma.



(a)



(b)

Figura 1.3 – A plataforma (a) com o usuário de cadeira de rodas e (b) em posição recolhida.

O trilho inferior tem a função de compensar o peso e estabilizar o conjunto da plataforma, que por sua vez é apoiada numa roldana, que facilita a movimentação do equipamento. O sistema de tração da plataforma é composto por um motor elétrico

acoplado a um redutor de velocidade o qual aciona a engrenagem principal. Quando acionada, a engrenagem principal traciona a plataforma ao longo do trilho superior.

A cadeira de rodas é posicionada na placa horizontal. Por ser dobrável, a plataforma só é aberta durante o uso. Quando fechada permite o trânsito livre na escada. As abas da placa horizontal facilitam o acesso da cadeira de rodas, e, durante o uso, fecha-se de modo automático para conter a cadeira. A Figura 1.3.a mostra a plataforma com um deficiente físico, usuário de cadeira de rodas, utilizando o equipamento acima do desnível da escada. É possível notar, na mesma figura, partes dos componentes: a prancha vertical, o painel de acionamento, a prancha horizontal de carregamento e o braço de segurança, sendo utilizado pelo usuário.

A Figura 1.3.b também mostra, os trilhos de rolagem da plataforma: o trilho superior e o trilho posicionado na parte inferior, bem como as curvaturas dos trilhos de rolagem, e os braços de segurança recolhidos permitindo um maior espaço para uso público da escada.

1.3 OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo deste trabalho consiste em conceber e projetar um protótipo de uma plataforma de elevação do tipo plano inclinado a baixo custo final para usuários de cadeiras de rodas, considerando sempre, a qualidade e a segurança no uso do equipamento. Também, o dimensionamento e verificação de tensões de seus principais componentes, onde deve predominar o sistema de encaixe com dispositivos mecânicos, fáceis para proporcionar uma montagem racional e de fácil manutenção.

Além do caráter social, através deste projeto aplicam-se conhecimentos de engenharia mecânica e elétrica, e se apresentam concepções e soluções originais no desenvolvimento deste equipamento com todas as características de inovação tecnológica, visando o conforto, mobilidade, segurança do usuário e sua manutenção.

1.4 METODOLOGIA

No início deste trabalho, realiza-se uma ampla pesquisa bibliográfica com o intuito de levantar dados técnicos, e de custos de mercado, referente a esse tipo de equipamento.

E a seguir, obter as possíveis soluções e concepções de forma a desenvolver um equipamento de elevação ou uma plataforma de acessibilidade para usuários de cadeira de rodas, e ser projetada e dimensionada para se locomover em paralelo a uma escada com determinada inclinação, acesso a um segundo pavimento, conforme se ilustra na Figura 1.2.

Para efeitos dos cálculos estruturais, utilizam-se conhecimentos de Resistência dos Materiais e Elementos de Máquinas, bem como o *software* de CAD (*Computer Aided Design*) e o *Inventor professional* para a confecção dos desenhos mecânicos. Também, foi possível o dimensionamento da motorização da plataforma de elevação, definindo os parâmetros e estimando as características dos motores, redutores e tensionadores.

1.5 RESULTADOS ESPERADOS

No final do desenvolvimento deste projeto esperam-se os resultados a seguir:

- Segurança ao usuário deste equipamento;
- Estabilidade estrutural frente à previsão de cargas;
- Confiabilidade devido à utilização do coeficiente de segurança seguindo normas internacionais;
- A possibilidade do uso do alumínio por ser um material mais leve;
- Segurança em dobro devido à utilização de freio eletromagnético;
- Criação dos encaixes que deverão facilitar na montagem;
- Manutenção rápida e simples; e
- Sistema de comando que utiliza sensores óticos e sensores de fim de curso.

1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 1, apresenta-se uma breve introdução sobre este tipo de equipamento, e destaca-se a importância, e as justificativas para o desenvolvimento deste trabalho. Também, apresentam-se os objetivos, metodologia, e resultados esperados.

No Capítulo 2, se apresentam as especificações preliminares e o material a ser utilizado nas componentes. Um estudo em busca de valores que contribuam com o produto final e dentre os quais destacamos a confiabilidade, a estética e a beleza.

No Capítulo 3, o enfoque recai sobre a prévia de dimensionamento envolvendo o traçado do centro de gravidade e o diagrama de tensões na estrutura. Procura-se chamar a atenção do leitor e/ou engenheiro sobre o fator de equilíbrio e a análise estrutural devido à complexidade do dimensionamento.

O Capítulo 4, trata do dimensionamento de todos os componentes estruturais que fazem parte desta plataforma de acessibilidade.

No Capítulo 5, o enfoque recai sobre a segurança extra do produto final e versa sobre um freio eletromagnético de emergência como mais um fator decisivo na conquista da preferência do mercado.

O Capítulo 6 objetiva a eficiência do sistema eletro-mecânico dentro da dinâmica aplicada ao produto e todas as suas funções, dentro de uma linguagem descritiva de fácil entendimento aos interessados.

O Capítulo 7 versa sobre a elaboração de um orçamento com todas as componentes do produto final da plataforma bem como a mão-de-obra de usinagem e montagem com todos os incentivos fiscais oferecidos pela lei.

E no Capítulo 8, apresentam-se as conclusões e possíveis outras soluções e propostas de trabalho com a finalidade de sempre obter melhoras neste equipamento.

2. ESPECIFICAÇÕES E DECISÕES PRELIMINARES

A plataforma de acessibilidade conforme ilustra a Figura 2.1 é constituída pela plataforma de transporte e pelo corpo, conforme ilustram as Figuras 2.2, 2.3, 2.4 e 2.5, respectivamente. A plataforma de transporte é composta por duas pranchas (vertical e horizontal) e por três rampas de acesso sendo duas laterais e uma frontal. Compõem o corpo: os braços de segurança, o painel de controle e o corrimão, e, para fixação dois trilhos, um superior e um inferior, e a torre de sustentação, caso não seja possível ou conveniente fixar na parede.

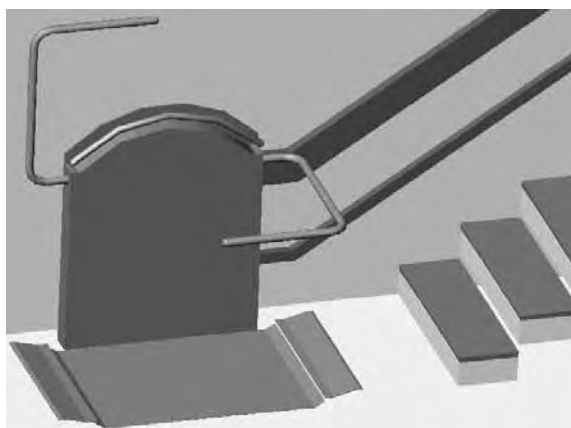


Figura 2.1 – Plataforma de acessibilidade e os trilhos ao longo da escada.

De um estudo preliminar e bastante abrangente (PROVENZA, 1996) tem-se adotado as especificações conforme a seguir:

Especificações preliminares:

A plataforma deverá suportar uma carga de aproximadamente $m=230$ [kg] (cadeira + pessoa), atingindo a velocidade máxima em torno de 0,15 m/s. A interface entre o usuário e a plataforma é dada através de um *painel de controle*, localizado no

corpo da plataforma de elevação, que controla o movimento de um motor, e duas unidades de controle remoto auxiliares, estando uma unidade em cada terminal, tendo a finalidade de acionar a chamada da plataforma para seu uso. O movimento do motor é transmitido à plataforma por um redutor de velocidade. Assim, as plataformas terão dimensões entre 800 x 760 [mm] (mínimas) e 1200 x 760 [mm] (máximas).

A Figura 2.2 representa a vista lateral do conjunto da plataforma com seus acoplamentos superior e inferior em contato com seus respectivos trilhos.

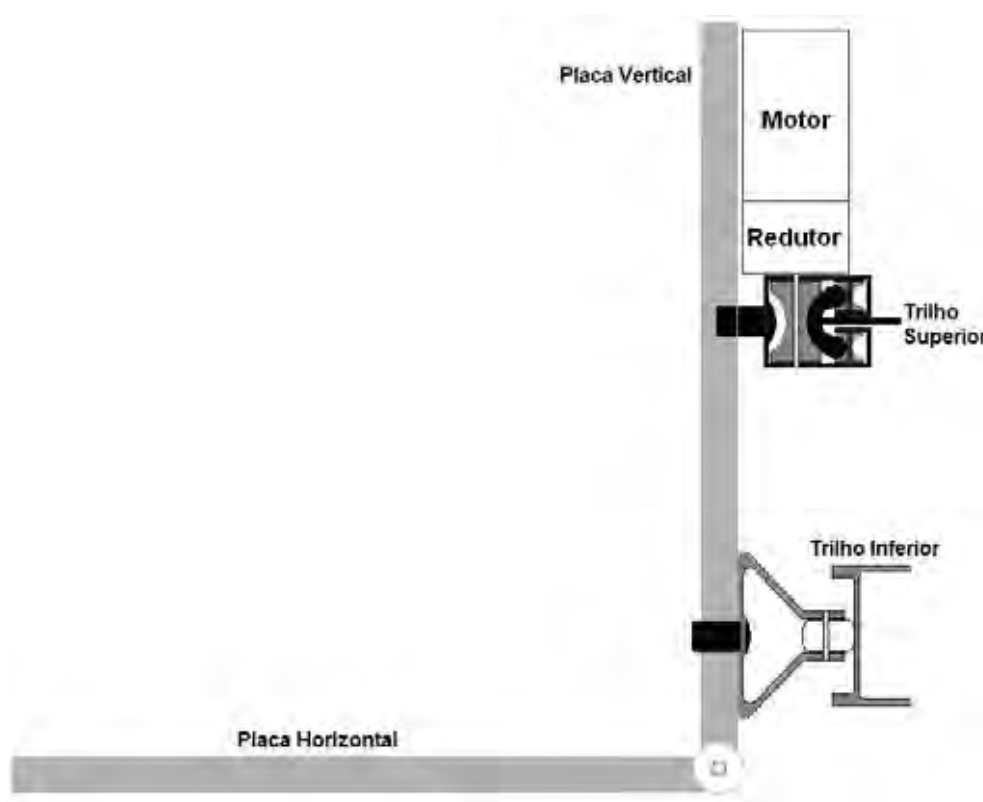


Figura 2.2 – Vista lateral da plataforma e seus acoplamentos.

- ***O Centro de gravidade***

A estimativa do centro de gravidade (Figura 2.3), por ser um sistema onde as cargas são simétricas com relação a um plano de topo à prancha vertical, e sua determinação basea-se num estudo gráfico envolvendo o sistema Cartesiano Ortogonal. Por essa razão sai-se do estudo tridimensional e passa-se para o estudo bidimensional.

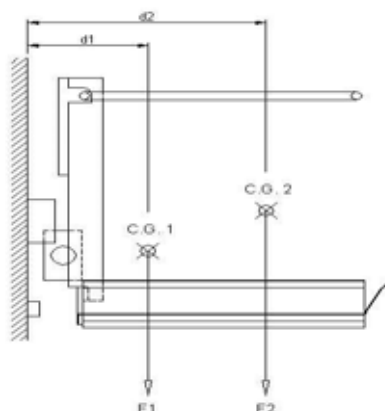


Figura 2.3 – Estimativas do centro de gravidade do sistema.

- **Sistema de Operação:**

O deslocamento da plataforma será ao longo de dois trilhos que podem ser montados diretamente à parede ou apoiados em postes (torres). O trilho superior levará em consideração o apoio da plataforma e todo o sistema de operação, enquanto o trilho inferior proporcionará apoio lateral, conforme ilustra a Figura 2.1.

- **Sistema das Rampas de Acesso:**

Conforme ilustra a Figura 2.4, existem três rampas de acesso: duas laterais e uma frontal. Elas podem ser recolhidas e dispõem de chapa móvel que cerceia o deslocamento da cadeira de rodas e sua superfície é antiderrapante, conforme Figura 2.4. As rampas abrem-se para auxiliar o usuário a embarcar e a desembarcar da plataforma, e recolhe-se ao mesmo tempo em que se levantam para garantir maior segurança ao usuário, impedindo que a cadeira de rodas deslize para fora dessa plataforma.

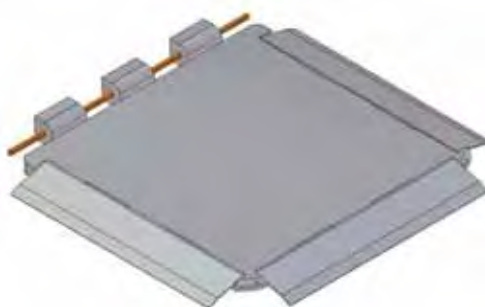


Figura 2.4 – A prancha horizontal e rampas de acesso.

- ***Sistema dos Braços de Segurança:***

Os braços de segurança (Figura 2.5) têm a função de propiciar maior apoio ao usuário; são móveis e circundam todo o perímetro da plataforma. Quando a plataforma não se encontra em uso, permanecem na posição vertical, ocupando assim, um menor espaço e liberando a passagem da escada.



Figura 2.5 – Os braços de segurança e seus mancais.

- ***Sistema do Pannel de Controle:***

O painel que acomodará o circuito de potência junto ao CLP – Controlador lógico programável, está localizado na parte superior da plataforma. Nele estará concentrado todo o comando do sistema eletro-mecânico. Seu manejo é de simples operação. O motor DC de 24 [v] é fixo na própria estação, e, junto a ele encontra-se o inversor de frequência. O motor pode ser de 1,5 [cv] (1,12 kW). A plataforma terá um sistema extra de alimentação caso haja algum imprevisto ou emergência. Uma bateria auxiliar estará localizada fora da plataforma e facilmente acoplável.

- ***Normas Técnicas:***

Serão seguidas as normas técnicas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) referentes à “Elevadores elétricos de passageiros”, NBR NM 207. Essas normas definem regras de segurança relativas a elevadores de passageiros com vistas a proteger as pessoas e objetos contra os riscos de acidentes relacionados com as operações pelo usuário, de manutenção e de emergência (Figura 2.6).

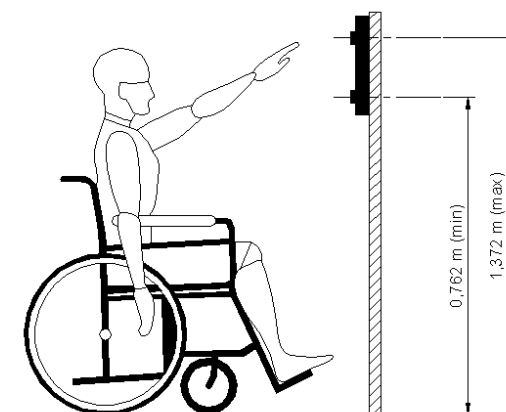


Figura 2.6 – Altura normalizada para os controles segundo a ABNT.

2.1 ESTUDO QUE INVIABILIZA O USO EXCLUSIVO DO AÇO

O trabalho teve sua fase inicial calcada no objetivo de fabricar parte da plataforma, utilizando-se o aço de fabricação nacional. Entretanto, desistiu-se dessa aplicação em virtude dos seguintes fatores:

- o resultado de uma estrutura muito pesada prejudicaria o manuseio na usinagem;
- o excessivo uso de solda para formar as partes de seus componentes;
- as dificuldades encontradas para associar tensões concentradas frente à alocação de dispositivos eletro-mecânicos e diante do enfraquecimento estrutural localizado;
- a falta de condições necessárias para produzir uma estrutura final dentro de uma estética produtiva agradável;
- a impossibilidade do aço de ser colocado em ambientes descobertos e exposto à ação do tempo;
- o conjunto de fatores que contribuiu para uma vida útil reduzida do equipamento;
- a impossibilidade comercial do produto, fora de uma linha estética, em competir com similares importados;
- a qualidade final de um produto artesanal e grotesco em projetar condições e oferecer evolução para obtenção de um conhecimento de domínio tecnológico

com os concorrentes importados e ainda oferecer vantagens de qualidade e de preço;

- a desqualificação do produto final para não servir como base de novos avanços e aprimoramento e não atrair interessados na sua fabricação;
- a impossibilidade da fundição em virtude de fatores inerentes ao próprio aço; e
- em consequência a exclusão parcial do aço por razões técnicas e estéticas.

2.2 USO PREDOMINANTE DO ALUMÍNIO

Descartada a primeira opção de usar somente o aço, parte-se para um novo estudo no qual se toma a decisão de usar ligas de alumínio com o objetivo de produzir um produto mais leve e que possa compor um equipamento que seja facilmente manuseado. Contando com esse fator, nasce a certeza de se poder agilizar seu sistema produtivo e seu custo. Assim sendo, aumentar-se-á a perspectiva de se obter um produto que provoque uma mudança e uma atração vantajosa do sistema. Só dessa maneira, o estudo poderá ter como objetivo oferecer uma mudança radical para fazer frente aos produtos estrangeiros que encontramos, atualmente, no mercado. Além do mais, a obtenção do alumínio no Brasil será possível até por reciclagem que é outro fator importante a ser considerado no barateamento final do custo.

Portanto, o estudo de uma nova estrutura em ligas de alumínio, cuja meta maior será encontrar uma nova confiança na seqüência de cálculo das estruturas componentes, tanto no perfil horizontal como no perfil vertical. As Tabelas 2.1 e 2.2 (BRESCIANI FILHO, 1997) mostram as características principais das ligas de alumínio utilizadas. A Tabela 2.2 indica os valores de tensões admissíveis para alguns tipos de liga de alumínio.

Neste estudo, espera-se encontrar uma estrutura mais leve, pois o alumínio tem densidade de $2,79\text{mg/cm}^3$ a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Assim, diminui-se o peso estrutural podendo ter um produto com maiores dimensões, oferecendo espaço interno para colocar outros equipamentos do sistema eletro-mecânico, sem deixar de oferecer a resistência desejada no projeto. Mesmo assim, aplica-se o fator de segurança de normas

internacionais para oferecer garantia do produto final. Tal estrutura oferecerá uma usinagem com partes mais leves para abertura de rasgos e furos exigidos na execução.

Tabela 2.1 – Composição química nominal para fundição (BRESCIANI F^o, 1997).

Ligas	Al	Si	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ni	Sn	Fe	Ti
206	Rest.	0,10	4,6	0,35	0,25	-	-	-	-	0,15*	0,22
360 F	Rest.	9,5	-	-	0,50	-	-	-	-	2,0*	-
380 F	Rest.	8,5	3,6	-	-	-	-	-	-	2,0*	-
413 F	Rest.	12,0	-	-	-	-	-	-	-	2,0*	-
A535 F	Rest.	-	-	0,18	7,0	-	-	-	-	-	-
→ 712 F	Rest.	-	-	-	0,60	0,50	5,8	-	-	-	0,20
850 T5	Rest.	-	1,0	-	-	-	-	1,0	6,2	-	-

Obs.: Em negrito a liga escolhida.

Tabela 2.2 – Propriedades mecânicas das ligas de alumínio (BRESCIANI F^o, 1997).

Ligas & Têmperas	Limites de Escoamento MPa	Limites de Resistência à tração MPa	Alongamento em (50 X 12,7)mm %	Dureza
206 T4	345	435	12	-
360 F	170	325	3	-
380 F	165	330	3	-
413 F	140	300	3	-
A535 F	140	275	13	-
→ 712 F	170	240	5	-
850 T5	75	160	10	-

Obs.: Em negrito a liga escolhida.

Dessa maneira, prevê-se que a estrutura mais leve não mudará o estudo do comportamento estrutural frente às tensões de carga da plataforma. As dificuldades encontradas no estudo da rejeição do aço passam a ser um fator de estabilidade estrutural com as ligas em alumínio. Assim, espera-se transmitir tranquilidade e facilidades para outros profissionais envolvidos neste tipo de trabalho.

3. ESTUDO PRÉVIO PARA O DIMENSIONAMENTO DA PLATAFORMA

3.1 CENTRO DE GRAVIDADE DA PLATAFORMA

A determinação do centro de gravidade (CG) pelo processo gráfico – cartesiano é de suma importância para o projeto ser desenvolvido e determinar posições de ancoragem acima do CG e o trilho compensador bem abaixo deste centro. Note-se que, para facilitar o processo, coloca-se o centro de coordenadas exatamente na articulação da base, conforme ilustra a Figura 3.1, através de um desenho esquemático.

O método do traçado gráfico está calcado em princípios de soma de vetores paralelos e de origens diferentes. Usa-se o método de duas forças peso, no qual se aplica a superposição alternada de vetores que consiste em colocar o menor na origem do maior e o maior na origem do menor. Em seguida, une-se, com traçados auxiliares, a extremidade menor à origem do maior e a extremidade do maior à origem do menor. O ponto de cruzamento será um ponto pertencente à resultante de ambos os componentes e a sua origem estará justamente no ponto de cruzamento da origem de ambos os componentes com uma paralela aos vetores que passe pelo ponto de cruzamento das linhas auxiliares. A resultante substituirá os dois componentes.

Depois, com o auxílio das coordenadas cartesianas, determinam-se as coordenadas da origem da resultante. Assim, sucessivamente, vai-se repetindo o processo para todos os demais componentes do peso e a resultante final terá origem, justamente, no CG. Os resultados deste estudo ilustram-se detalhadamente na Figura 3.1.

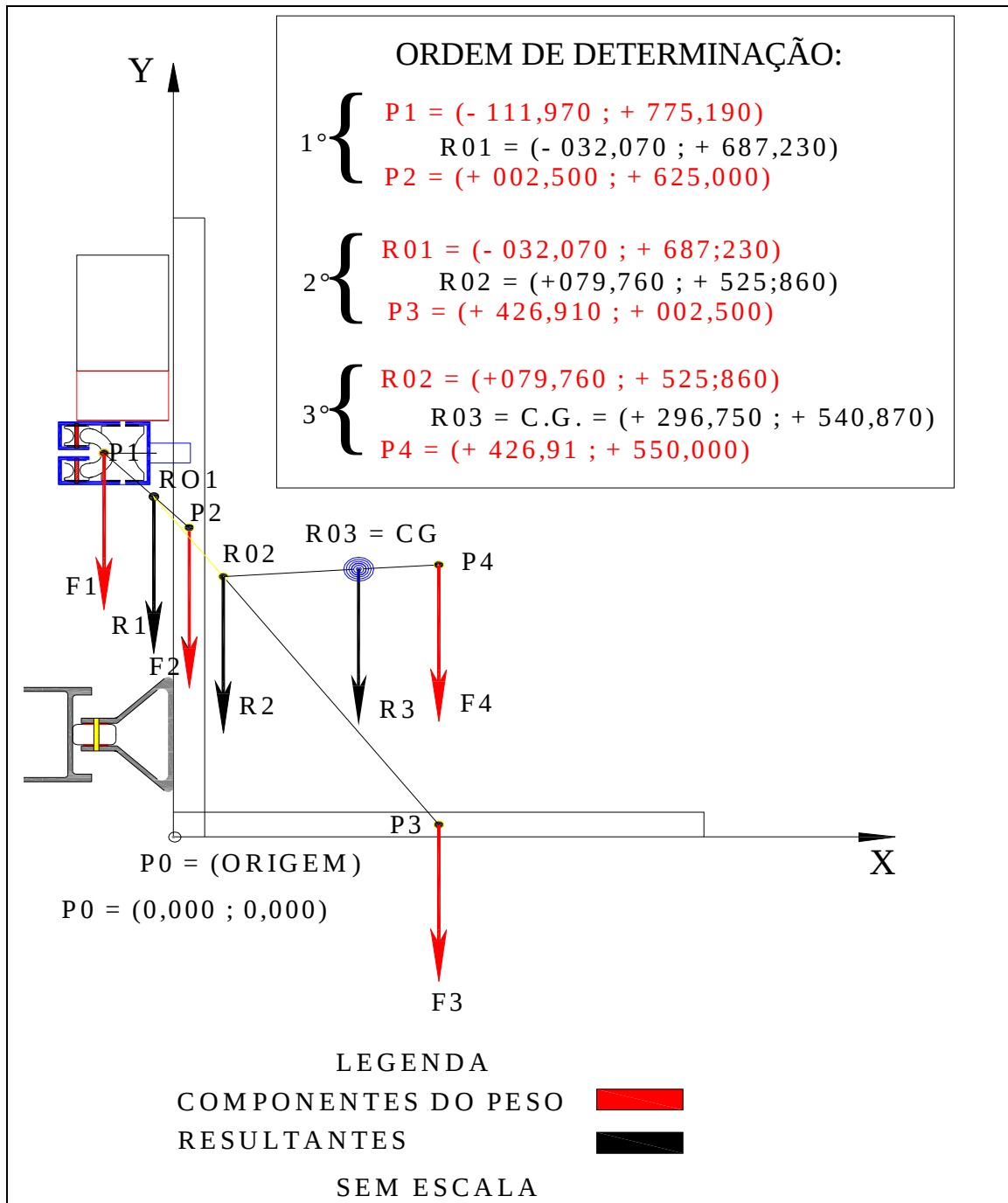


Figura 3.1 – Posição do centro de gravidade do sistema.

Conforme a Figura 3.1, pode-se verificar:

- a) A localização das coordenadas (x;y) do ponto P_i do sistema de coordenadas bidimensionais:

$P0: (0,000 ; 0,000)$ – origem do sistema;

$P1: (-111,970 ; 775,190)$ – CG do conjunto: motor + redutor + carcaça+pino.

$P2: (2,500 ; 625,000)$ – CG da prancha vertical.

P3: (426,910 ; 2,500) – CG da prancha horizontal .

P4: (426, 910 ; 550,000) – CG do conjunto usuário + cadeira de rodas.

b) A localização:

R01: (-032,070 ; 687,230) – Ponto de aplicação da primeira resultante.

R02: (79,760 ; 525,860) – Ponto de aplicação da segunda resultante.

R03: (296,750 ; 540,870) – Ponto de aplicação da resultante final ou ponto do CG.

c) As Forças F_i , devido aos pesos dos componentes do sistema:

F_1 = Força peso do conjunto; motor + redutor + carcaça (em aço).

F_2 = Força peso da prancha vertical (em alumínio).

F_3 = Força peso da prancha horizontal (em alumínio).

R_1 = força peso correspondente a soma de $F_1 + F_2$.

R_2 = Força peso correspondente à soma dos pesos $R_01 + F_3$.

R_3 = Força peso correspondente à soma dos pesos $R_02 + F_4$.

d) As origens das componentes:

F_1 tem centro em P1.

F_2 tem centro em P2.

F_3 tem centro em P3.

R_1 tem centro em R01 (-032,070 ; 687,230).

R_2 tem centro em R02 (079,760 ; 525,860).

R_3 tem centro em R03 = CG (+ 296,760 ; 540,870).

Justificativa do uso do sistema Cartesiano bidimensional:

O presente estudo deveria ter sido realizado no sistema tridimensional, mas como acontece uma simetria de posicionamento de todos os componentes contidos num plano vertical centrado transversalmente e bem ao meio da plataforma, permitiu determiná-lo através de um traçado bidimensional aplicando o sistema cartesiano ortogonal.

3.2 DIAGRAMA DE TENSÕES DO SISTEMA

A Figura 3.2 apresenta o traçado dos diagramas de momento fletor e de força cortante, os quais levam em consideração a ação das forças previstas para o seqüencial de cálculo de todos os componentes da estrutura da plataforma. O diagrama será um determinante de muita valia para a orientação dos efeitos das cargas no estudo de verificação e sinais das tensões no comportamento estrutural.

A Figura 3.2 foi obtida com auxílio das Equações (3.1) e (3.2), fundamentadas com a teoria da linha elástica em Resistência dos materiais (BEER e JOHNSTON, 2005).

Assim, a expressão geral do momento fletor máximo, atuando em função da carga concentrada P e da carga distribuída do alumínio w é dada por,

$$M_{fletor} = \frac{P}{2}(a) + \frac{P}{2}(b) + wL\left(\frac{L}{2}\right) \quad (3.1)$$

onde, a é a distância da articulação ao ponto de aplicação de $P/2$, b é a distância da articulação ao segundo ponto de aplicação da carga de $P/2$, L é o comprimento transversal da prancha horizontal, w é a carga distribuída do alumínio, e $P/2$ é a carga acidental concentrada correspondente a 50% da carga total. Também,

$$M_{fletor} = \frac{wL^2}{2} \quad (3.2)$$

onde, $\left(\frac{wL^2}{2}\right)$ é a expressão da parcela do momento fletor devido à carga distribuída do alumínio w , e P é a carga concentrada da cadeira de rodas mais o paciente.

A equação geral da força cortante máxima será:

$$F_{Cor\ tan\ te} = P + wL \quad (3.3)$$

onde, P é a parcela da força cortante devido à carga concentrada correspondente ao peso da cadeira de rodas mais o peso do paciente, e wL é a parcela da força cortante devido ao peso estrutural distribuído.

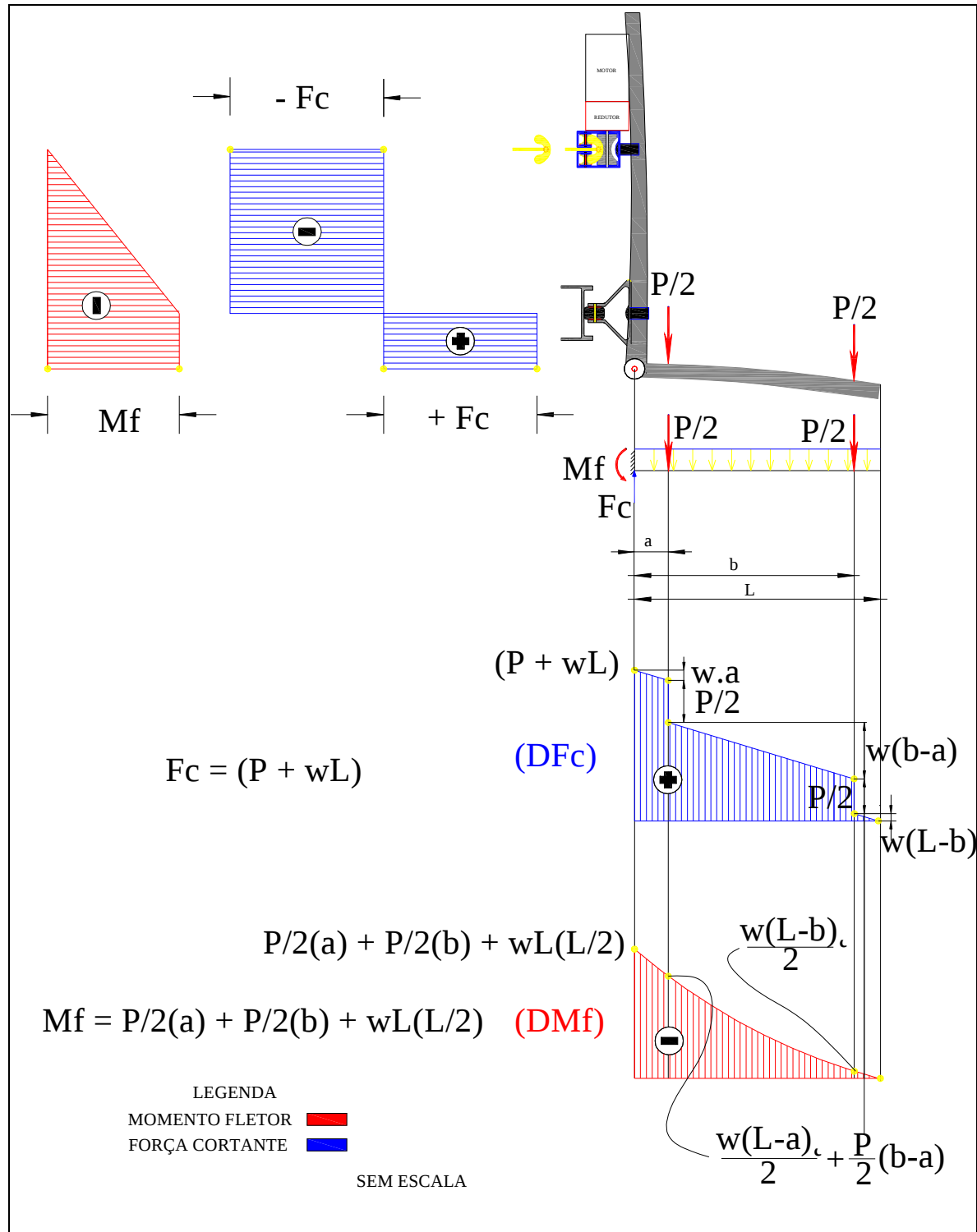


Figura 3.2 – Diagrama de tensões na estrutura.

4. DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL

Neste capítulo apresenta-se o dimensionamento estrutural das pranchas da plataforma de acessibilidade, conforme se ilustra na Figura 4.1.

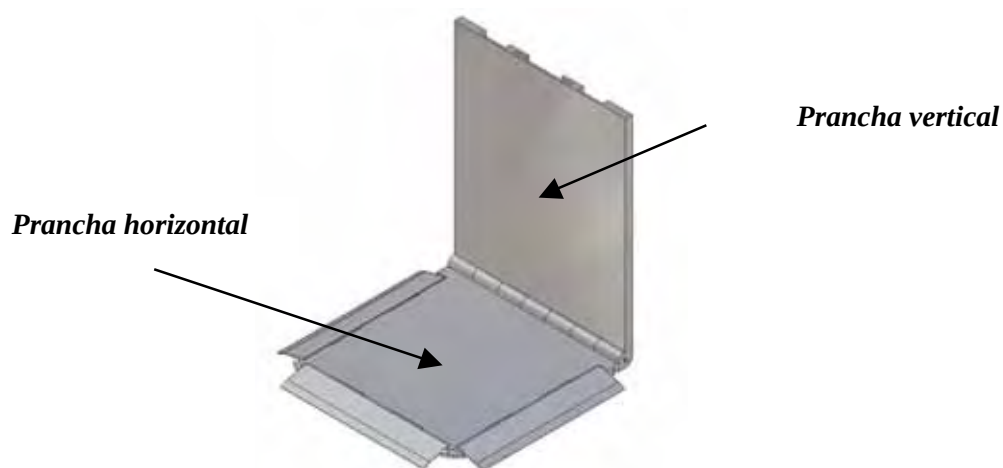


Figura 4.1 – Pranchas da plataforma.

4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL DA PRANCHA VERTICAL

Após a definição das dimensões da estrutura vertical, parte-se para o dimensionamento e a verificação do comportamento estrutural frente à ação dos esforços a que está sujeita.

4.1.1 Determinação do centróide

A Figura 4.2 representa a seção transversal da prancha vertical onde as áreas retangulares são numeradas para facilitar a elaboração da Tabela 4.1 que auxilia no

cálculo do centróide da mesma seção, para depois calcular as tensões reais em pontos da mesma seção. A linha XX representa a linha estática ou linha de início de cálculos; e a linha XX' delimita a seção comprimida da seção tracionada. O centróide calculado fica bem no meio da seção e pertence à linha de neutralidade de tensões XX'.

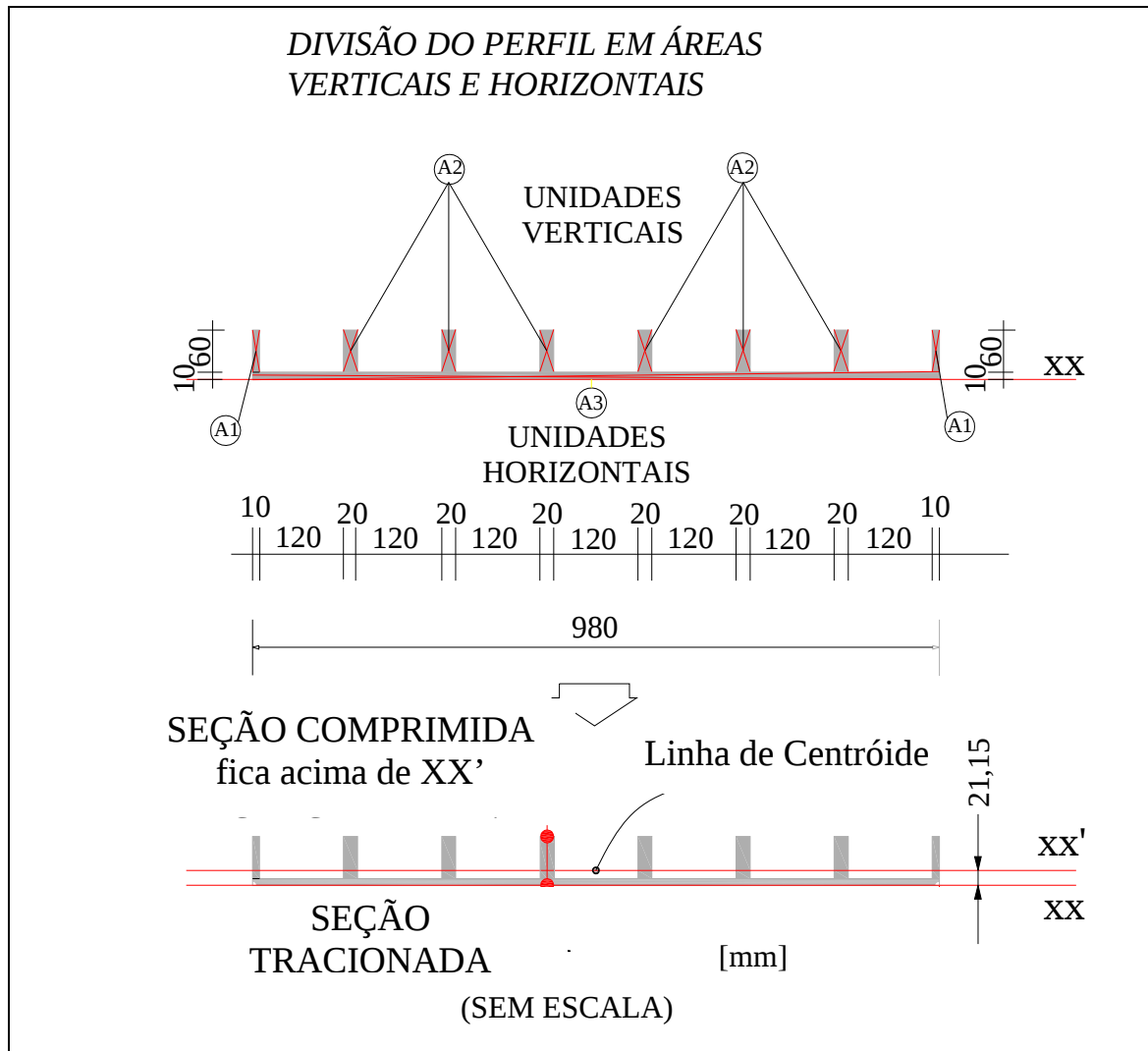


Figura 4.2 – Perfil aproximado da prancha vertical.

Tabela 4.1 – Determinação do centróide.

Elemento	Áreas [mm ²]	Q	ΣA [mm ²]	Ψ_o [mm]	$\Psi_o \Sigma A$ [mm ³]	$d = (\Psi_m - \Psi_o)$ [mm]
A1	9.800,00	1	9.800,00	5,00	49.000,00	16,15
A2	1.200,00	6	7.200,00	40,00	288.000,00	18,85
A3	600,00	2	1.200,00	40,00	48.000,00	18,85
Σ	-----	---	18.200,00	-----	385.000,00	-----

As expressões para efeitos da determinação do centróide são dadas com o auxílio da Tabela 4.1 e da Equação (4.1), conforme fundamentado por Beer e Johnston (2005),

$$\Psi_m (\Sigma A) = (\Sigma \Psi_0) A \quad (4.1)$$

onde, o centróide é dado por Ψ_m , o somatório de áreas é dado por ΣA , o somatório das distâncias do centros das figuras até à base XX é dado por $\Sigma \Psi_0$, e A é a área unitária de cada elemento do perfil. Assim, substituindo-se os valores em (4.1), obtém-se,

$$\Psi_m = 21,15 [mm]$$

4.1.2 Elaboração da tabela auxiliar de cálculo de tensões

Após o cálculo do centróide, Ψ_m , elabora-se a Tabela 4.2. Sua montagem consiste nas etapas indicadas na primeira linha da própria Tabela 4.2, onde a primeira coluna contém os momentos estáticos das áreas que compõem o perfil estudado. A segunda coluna contém o momento de inércia dessas mesmas áreas. A terceira coluna contém a soma dos valores das duas colunas anteriores, ou seja, o produto dos momentos estáticos pelos momentos de inércia. A quarta coluna contém a quantidade desses produtos contidos na terceira coluna. E a quinta coluna contém o somatório do produto dos valores contidos na terceira coluna pelos valores da quarta coluna.

Tabela 4.2 – Cálculo das tensões estruturais.

$(d^2 A)$ [mm ⁴]	I [mm ⁴]	$(d^2 A) + I$ [mm ⁴]	Quantidades	$IX' = \{(d^2 A) + I\}$ [mm ⁴]
2.556.061,00	81.667,00	2.637.728,00	1	2.637.728,00
592.204,00	360.000,00	952.204,00	6	5.713.224,00
213.193,00	180.000,00	399.193,00	2	798.386,00
Σ	-----	-----	-----	9.149.338,00

A Tabela 4.2 foi obtida através das Equações (4.2) e (4.3), cálculos fundamentados em Beer e Johnston (2005), na obtenção dos momentos de inércia, e nos cálculos a ser apresentados nos itens a seguir, relacionados com a disciplina de Resistência de Materiais e Projeto estrutural, conforme a seguir,

$$Q = (d^2 A) \quad (4.2)$$

onde, d é a diferença de cota da posição do centróide para a cota de centro de cada elemento de área do perfil, A é o elemento de área do perfil, I é o momento de inércia de cada elemento de área do perfil, e IX' o somatório de momento de inércia com o momento estático da área. Também se utiliza a equação a seguir,

$$I = \frac{b h^3}{12} \quad (4.3)$$

onde, I é o momento de inércia do elemento de área retangular, b é a base do elemento de área do perfil, e h é a altura do elemento de área do perfil.

4.1.3 Cálculo da tensão de flexão no ponto A

O passo a seguir é calcular o valor da tensão real $\sigma_{A(real)}$ por flexão, no ponto “A”, indicado na Figura 4.2, e obtida pela equação a seguir,

$$\sigma_{A(real)} = \frac{M_{A(real)} d}{(\sum IX)} \quad (4.4)$$

onde, $\sigma_{A(real)}$ é a tensão real que ocorre no ponto de verificação “A”, $M_{A(real)}$ é o momento real que ocorre no ponto de verificação “A”, d é a distância do centro do elemento da figura até à linha de base do perfil XX, e $(\sum IX)$ é o somatório de

momentos: estático do elemento de área com o de inércia. O momento real é o valor do próprio momento fletor no ponto onde se estuda a tensão.

Entretanto, primeiro calcula-se o $M_{A(real)}$ dado pela Equação (3.1),

$$M_{fletor} = \frac{P}{2}(a) + \frac{P}{2}(b) + wL\left(\frac{L}{2}\right), \text{ onde, } a=90 \text{ [mm]}, b=690 \text{ [mm]}, L=780 \text{ [mm]}, \text{ e}$$

$$w = 48.10^{-2} N/mm., \text{ obtendo-se, } M_{real} = 599.601,00[Nmm].$$

Assim, substituindo os valores na Equação (4.4), obtém-se,

$$\sigma_{A(real)} = 3.201,45 [Pa]$$

Comparação de tensões:

Fazendo-se a comparação de $\sigma_{(Areal)}$, tensão real de compressão no ponto “A” com o valor da $\sigma_{(adm)}$, tensão admissível da liga escolhida da Tabela 2.1 , tem-se:

$$\sigma_{adm.} > \sigma_{(Areal)}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 3.201,45[Pa]$$

Comentário:

O resultado obtido mostra que não haverá deformação na estrutura estudada e que o ponto A está localizado na zona de compressão, conforme demonstrado no diagrama de tensões da Figura 3.2. Note que o ponto “A” está localizado na parte posterior da estrutura vertical.

Segundo o padrão internacional:

Entretanto, as normas européias e internacionais impõem um fator de segurança igual a 5, assim,

$$170.000.000,00[Pa] > 16.007,25[Pa]$$

A nova comparação mostra que, mesmo aplicando-se o padrão internacional, o alumínio está aprovado, pois, não se deformará diante da tensão de flexão.

4.1.4 Cálculo da tensão de flexão no ponto B

A seguir, utilizando-se a mesma fundamentação e o mesmo equacionamento, verifica-se de forma análoga o ponto “B”, que pertence à seção comprimida e que se situa atrás da estrutura vertical. Da Figura 4.2 observa-se que o ponto “B” está sendo comprimido, conforme orientação do diagrama de tensões dada na Figura 3.2. Assim, utiliza-se a Equação (4.5) na obtenção da tensão admissível dada por,

$$\sigma_{B(real)} = \frac{M_{B(real)} d}{(\sum IX)} \quad (4.5)$$

onde, $\sigma_{B(real)}$ é a tensão real que ocorre no ponto de verificação “B”, $M_{B(real)}$ é o momento real que ocorre no ponto de verificação “B”, d é a distância do centro do elemento de figura até à linha de base do perfil XX, e $(\sum IX)$ é o somatório de momentos: estático de área do elemento de área com o seu próprio momento de inércia. Obtendo-se, $\sigma_{B(real)} = 1,14 [Pa]$.

Comparação de tensões:

$$170.000.000,00 [Pa] > 1,14[Pa]$$

Segundo o padrão internacional:

Aumentando 5 vezes a tensão para atender o padrão internacional tem-se,

$$170.000.000,00 [Pa] > 5,70 [Pa]$$

Conclusão:

A comparação está indicando que a análise da tensão de flexão sobre o ponto “B” apresenta uma folga, ainda maior que a mesma folga encontrada sobre o ponto “A”, e verificado no padrão internacional. Isso significa que o alumínio não sofrerá deformação por flexão.

4.1.5 Cálculo da tensão de cisalhamento

Para este cálculo se utiliza a Equação (4.6) dado em Beer e Johnston (2005),

$$\sigma_{A(REAL)CISALHANTE} = \frac{F_C (\psi_0 \sum A)}{(\sum IX) d} \quad (4.6)$$

onde, $\sigma_{A(real)CISALHAMENTO}$ é a tensão real que ocorre no ponto de verificação “A”, F_C é a força cortante, ψ_0 é a distância do centro do elemento da figura até a linha de base do perfil XX, e $(\sum IX)$ é o somatório de momentos: estático de área do elemento de área mais o seu próprio momento de inércia. Lembrando que o valor da força cortante pela equação da linha elástica é dada conforme (3.2): $F_C = P + wL$.

Assim, sendo $P=1.500,00$ [N], $w=48.10^{-3}$ [N/mm] e $L=780,00$ [mm], obtém-se:

$$F_C = 1.537,44 \text{ [N]},$$

e aplicando esse valor na Equação (4.6), obtém-se:

$$\sigma_{A(REAL)CISALHANTE} = 69,70 \text{ [Pa]}$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{A(REAL)CISALHANTE}$$

$$170.000.000,00 \text{ [Pa]} > 69,70 \text{ [Pa]}$$

Diante do valor inexpressivo calculado para a tensão de cisalhamento frente à tensão de flexão levantada anteriormente, conclui-se que a estrutura em ligas de alumínio fica aprovada também pela análise de cisalhamento.

Tensão no padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} > (5) \sigma_{A(REAL)CISALHANTE}$$

$$170.000.000,00 \text{ [Pa]} > 348,50 \text{ [Pa]}$$

Comentário:

Mesmo no padrão internacional, a tensão de cisalhamento ainda será de valor inexpressivo e a estrutura em alumínio resistirá perfeitamente sem apresentar qualquer deformação. Assim, pode-se dizer que a liga em alumínio apresenta as propriedades mecânicas necessárias para a construção da estrutura proposta.

A Figura 4.3 mostra uma vista PAIS - Perspectiva axionométrica isométrica simplificada, (FRENCH, 2002), de um modelo aproximado da prancha vertical onde é possível ver os detalhes estruturais, o furo do eixo da articulação e os detalhes do encosto.

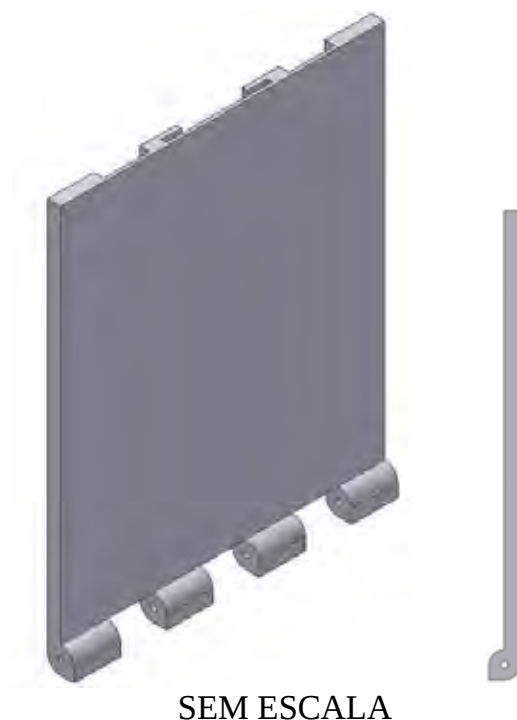
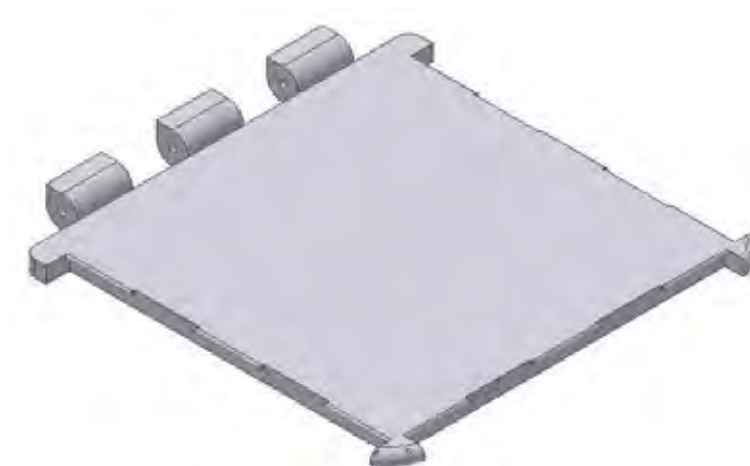


Figura 4.3 – Perspectiva aproximada da estrutura vertical e a vista lateral.

4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL DA PRANCHA HORIZONTAL

Apresenta-se na Figura 4.4, a prancha horizontal da plataforma de acessibilidade, e realiza-se o estudo das tensões atuantes neste componente.



SEM ESCALA

Figura 4.4 – Perspectiva aproximada da prancha horizontal.

4.2.1 Determinação do centróide

A Figura 4.5 representa a seção transversal da prancha horizontal, em que as áreas retangulares são numeradas para facilitar a elaboração da tabela auxiliar de cálculo do centróide da mesma seção, para depois calcular as tensões reais em pontos da mesma seção. A linha XX' delimita a seção comprimida da seção tracionada. O centróide calculado fica bem no meio da seção e pertence à linha de neutralidade de tensões XX' .

E a seguir, se faz o cálculo do centróide para verificações de tensões na seção crítica do perfil horizontal, conforme a Tabela 4.3.

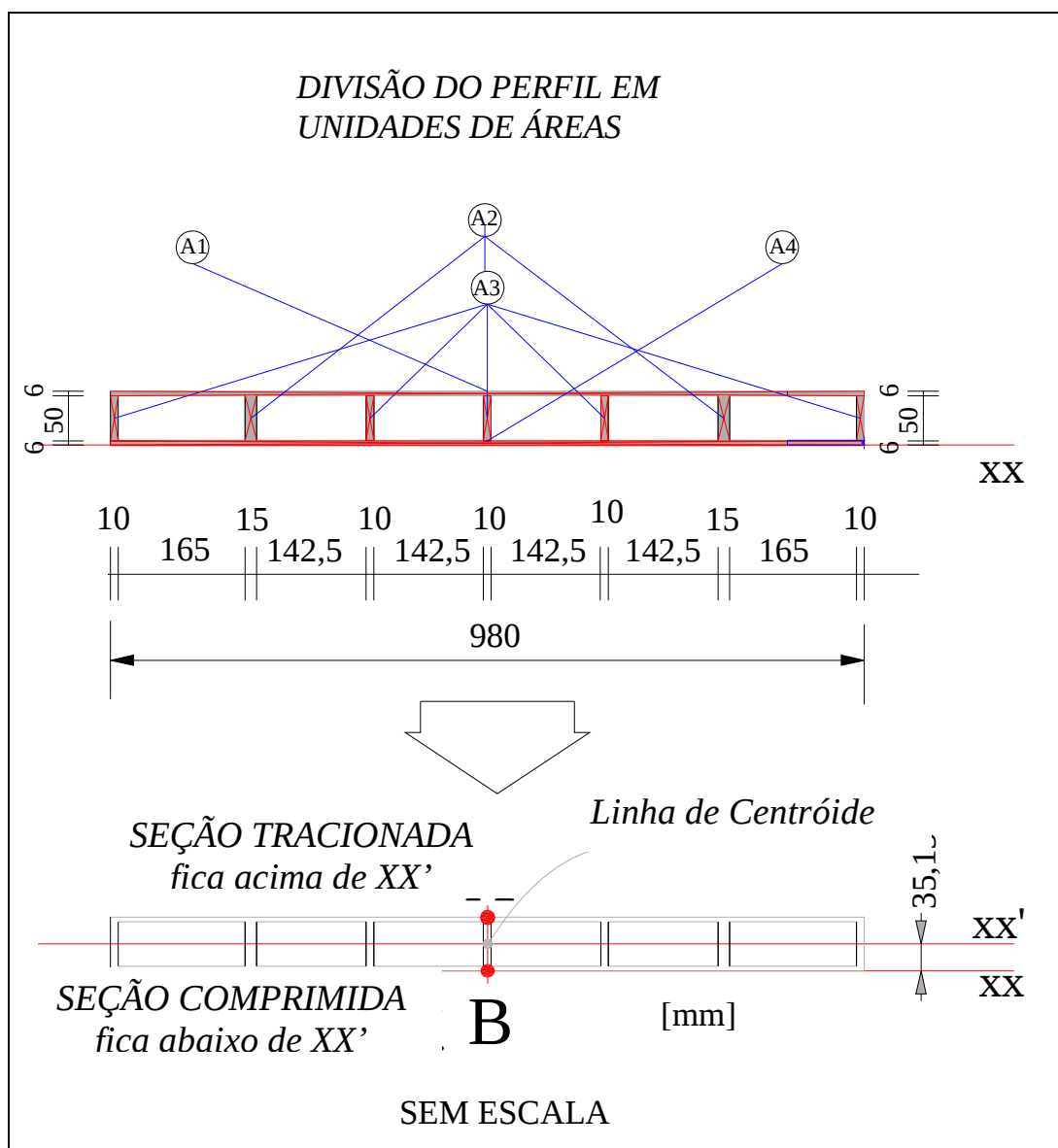


Figura 4.5 – Análise estrutural da prancha horizontal.

Tabela 4.3 – Cálculo para determinação do centróide.

Elementos	Áreas [mm ²]	Q	ΣA [mm ²]	Ψ_o [mm]	$\Psi_o (\Sigma A)$ [mm ³]	$d = (\Psi_m - \Psi_o)$ [mm]
A1	5.880,00	1	5.880,00	67,00	393.960,00	34,87
A2	870,00	2	1.740,00	35,00	60.900,00	0,13
A3	580,00	5	2.900,00	35,00	101.500,00	0,13
A4	5.800,00	1	5.880,00	3,00	17.640,00	32,12
Σ	-----	---	16.340,00	-----	574.000,00	-----

A Tabela 4.3 é semelhante à Tabela 4.1 da seção anterior, e com o mesmo procedimento utiliza-se a Equação (4.1) para determinar o centróide,

$\Psi_m (\Sigma A) = (\Sigma \Psi_0) A$, onde, Ψ_m é o centróide, (ΣA) é o somatório de áreas, $(\Sigma \Psi_0)$ é o somatório das distâncias dos centros das figuras até à base XX, e “A” a área unitária de cada elemento do perfil. Utilizando os valores da tabela para $(\Sigma A)=16.340,00 [mm^2]$ e $\Psi_0 (\Sigma A) = 574.00,00 [mm^3]$, tem-se

$$\Psi_m = 35,13 [mm]$$

4.2.2 Elaboração da tabela auxiliar de cálculo de tensões

Após o cálculo do centróide (Ψ_m), elabora-se a Tabela 4.4 que é semelhante à Tabela 4.2. Sua montagem está descrita junto à Tabela (4.2). Nesta Tabela (4.4) usam-se as mesmas Equações (4.2) e (4.3).

Tabela 4.4 – Cálculo das tensões estruturais.

$(d^2 A)$ [mm ⁴]	I [mm ⁴]	$(d^2 A) + I$ [mm ⁴]	Quantidade	$IX = \{(d^2 A) + I\}$ [mm ⁴]
7.150.080,00	17.640,00	7.167.720	1	7.167.720,00
14,70	243.890,00	243.905	5	1.219.525,00
9,80	162.593,00	162.603	2	325.206,00
5.985.600,00	17.640,00	6.003.240	1	6.003.240,00
$\Sigma = 13,14 \bullet 10^6 =$	-----	-----	-----	14.715.691,00

4.2.3 Cálculo da tensão de flexão no ponto A

O próximo passo será calcular a tensão real $\sigma_{A(real)}$ por flexão no ponto “A”, indicado na Figura 4.5, e reutilizando-se a mesma Equação (4.4), tal qual já fora feito na seção anterior dada por

$$\sum \sigma_{A(real)} = \frac{M_{A(real)} d}{(\sum IX)}$$

Sendo, $M_{A(real)} = 599.601,00 [Nmm]$, calcula-se a tensão real ($\sigma_{A(real)}$) e a sua posterior comparação com a tensão admissível ($\sigma_{(adm)}$) da liga a ser escolhida da Tabela 2.2. Assim, sendo, $M_{A(real)} = 599.601,00 [Nmm]$, $d=34,85[mm]$ e $(\sum IX')=14.714.619,00 [mm^4]$, obtém-se,

$$\sigma_{A(real)} = 1,42 [Pa]$$

Comparação de tensões:

Fazendo-se, agora, a comparação da tensão real de compressão $\sigma_{(Areal)}$ no ponto “A” com o valor da tensão admissível $\sigma_{(adm)}$ da liga escolhida na Tabela 2.2, tem-se,

$$\sigma_{adm.} > \sigma_{A(real)}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 1.42 [Pa]$$

Segundo o padrão internacional:

Aplicando-se o fator 5 de segurança do padrão internacional, tem-se,

$$\sigma_{adm.} > (5) \sigma_{A(real)}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 7,10 [Pa]$$

Conclusão:

O resultado obtido mostra que não haverá deformação estrutural no ponto A que está na zona de compressão, conforme demonstrado no diagrama de tensões da figura 4.4. Note que o ponto A está localizado na parte posterior da estrutura vertical.

Ademais, os cálculos indicam que mesmo usando um coeficiente de segurança igual a 5, ou seja, aumentando em 5 vezes a tensão de compressão no ponto “A”, mesmo assim, equivale a elevar a tensão real para a casa de 7,10 [Pa], a estrutura

suportará satisfatoriamente sem qualquer deformação. Isso reforça a confiança com relação à estrutura escolhida.

4.2.4 Cálculo da tensão por flexão no ponto B

A seguir, se verifica de forma análoga o ponto B, que pertence à seção comprimida, ora enfocada e que se situa atrás da estrutura vertical. Veja a posição do ponto B na Figura 4.4. Veja que B está sendo comprimido, conforme orientação do diagrama de tensões da Figura 4.5.

Usando a Equação (4.4), obtém-se:

$$\sigma_{B(real)} = \frac{M_{B(real)} d}{(\sum IX)}$$

onde, $M_{B(real)} = 599.601,00 \text{ [Nmm]}$, $d = 34,85 \text{ [mm]}$ e $(\sum IX) = 14.715.619,00 \text{ [mm}^4\text{]}$, tem-se:

$$\sigma_{B(real)} = 1,42 \text{ [Pa]}$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} = \sigma_{B(real)}$$

$$170.000.000,00 \text{ [Pa]} > 1,42 \text{ [Pa]}$$

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} = (5) \sigma_{B(real)}$$

$$170.000.000,00 \text{ {Pa}} > 7,10 \text{ {Pa}}$$

Conclusão:

Tanto a tensão real em “A”, como a tensão real em “B” são bem menores que a tensão admissível da liga, e então, pode concluir-se que não haverá deformação da

estrutura calculada e ainda há folga de tensão admissível para uma possível necessidade em recalcular o perfil em busca de uma estrutura ainda mais leve.

4.2.5 Cálculo da tensão real de cisalhamento

Se utiliza a Equação (4.6), $\sigma_{A(REAL)CISALHANTE} = \frac{F_c (\psi_0 \sum A)}{(\sum IX d)}$, onde, $F_c = 1.537,44$ [N], $(\psi_0 \sum A) = 574.000,00 [mm^3]$ e $(\sum IX d) = 14.715.691,00 [mm^4]$, obtém-se,

$$\sigma_{A(REAL)CISALHANTE} = 59,97 [Pa]$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{A(REAL)CISALHANTE}$$

$$170.000.000,00[Pa] > 59,97[Pa]$$

Conclusão:

Diante do valor inexpressivo calculado para a tensão de cisalhamento frente à tensão de flexão levantada anteriormente, conclui-se que a estrutura em ligas de alumínio também foi aprovada pela análise de cisalhamento.

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} > (5) \sigma_{A(REAL)CISALHANTE}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 299,85 [Pa]$$

Comentário:

Mesmo no padrão internacional, a tensão de cisalhamento ainda será de valor inexpressivo e a estrutura em alumínio resistirá perfeitamente sem apresentar qualquer deformação. Logo, a liga em alumínio fica aprovada em mais uma etapa na análise estrutural da plataforma.

O perfil ideal:

O perfil ideal será aquele em que o calculista possa contar com um centróide bem ao meio do perfil, a fim de que se possa aduzir os dispositivos eletro-mecânicos, sem afetar o comportamento estrutural. No entanto, tal necessidade conduz-se ao ideal estrutural que consiste em dividir cada prancha, bem ao meio e o recálculo de ambas deve fornecer aprovação para os dois tipos de tensões a que estão sujeitas. Depois disso, imagina-se a facilidade de encaixe daqueles dispositivos. E provoca-se uma subdivisão das estruturas: tanto da vertical como da horizontal trabalhando como sendo duas partes independentes e usando a mesma articulação do sistema, e à parte da frente uma outra articulação desmontável. Seria esse o perfil ideal.

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS BRAÇOS DE SEGURANÇA

A norma canadense (CONCORD ELEVATOR, 2001) determina que o braço deve resistir à tensão de torção equivalente à força concentrada de 1.000 [N]; isso corresponde ao possível esforço do usuário, no sentido horizontal, quando, por qualquer motivo, a carga é deslocada para frente ou para trás, e mais um esforço vertical, correspondente à carga equivalente ao peso do apoio do braço do usuário aplicado à extremidade desse mesmo braço, correspondente a 300 [N] (sobrecarga acidental e no sentido vertical).

Assim, pode-se calcular o diâmetro do perfil de alumínio, conforme características da liga utilizada ou escolhida para este trabalho e indicada em negrito na Tabela 2.2. De posse da tensão máxima de escoamento e dentro do coeficiente de segurança 5 pode-se corrigir a tensão de escoamento do material e trabalhar com a tensão admissível, para determinar o diâmetro Φ do perfil de alumínio.

Nesse caso é recomendado o uso de um perfil em alumínio, com tratamento superficial, para evitar a corrosão provocada pela acidez do suor da mão do usuário, e que poderá ser um tratamento superficial à base de galvanização a fogo.

4.3.1 Elaboração do diagrama de tensões no braço de segurança

A Figura 4.6 mostra os resultados obtidos através do *software Inventor Professional 3D*. Com dados da intensidade dos esforços, o comprimento e o diâmetro do braço, a tensão admissível da liga utilizada e baseado na teoria de Elementos Finitos (EF), resultam as tensões no braço de segurança em alumínio e mostra, em graduação cromática/numérica, a equivalência de tensões no dorso do braço desenhado. Essas tensões foram provocadas pelos esforços aplicados e indicados na perspectiva.

A Figura 4.7 mostra os diagramas de tensões produzidos, tanto para o momento fletor e para o esforço cortante.

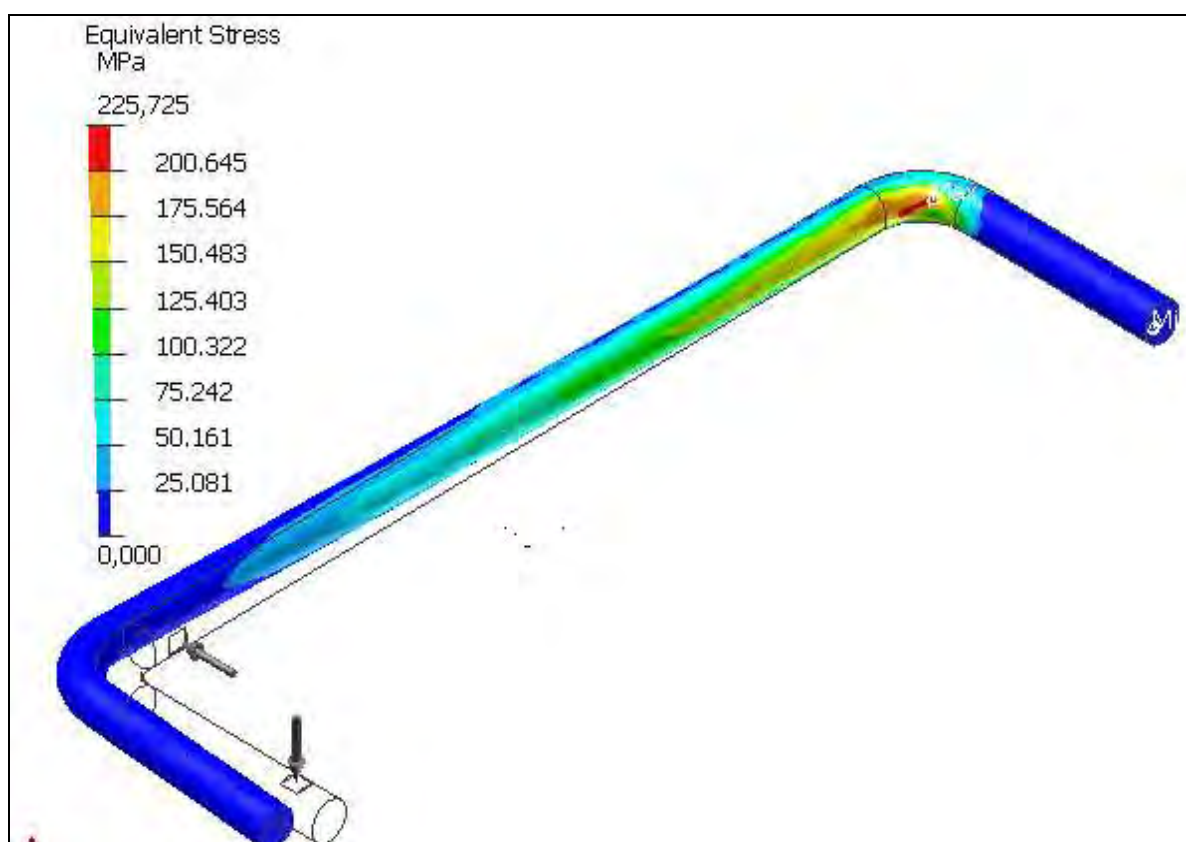


Figura 4.6 – Análise estrutural através do MEF do braço de segurança.

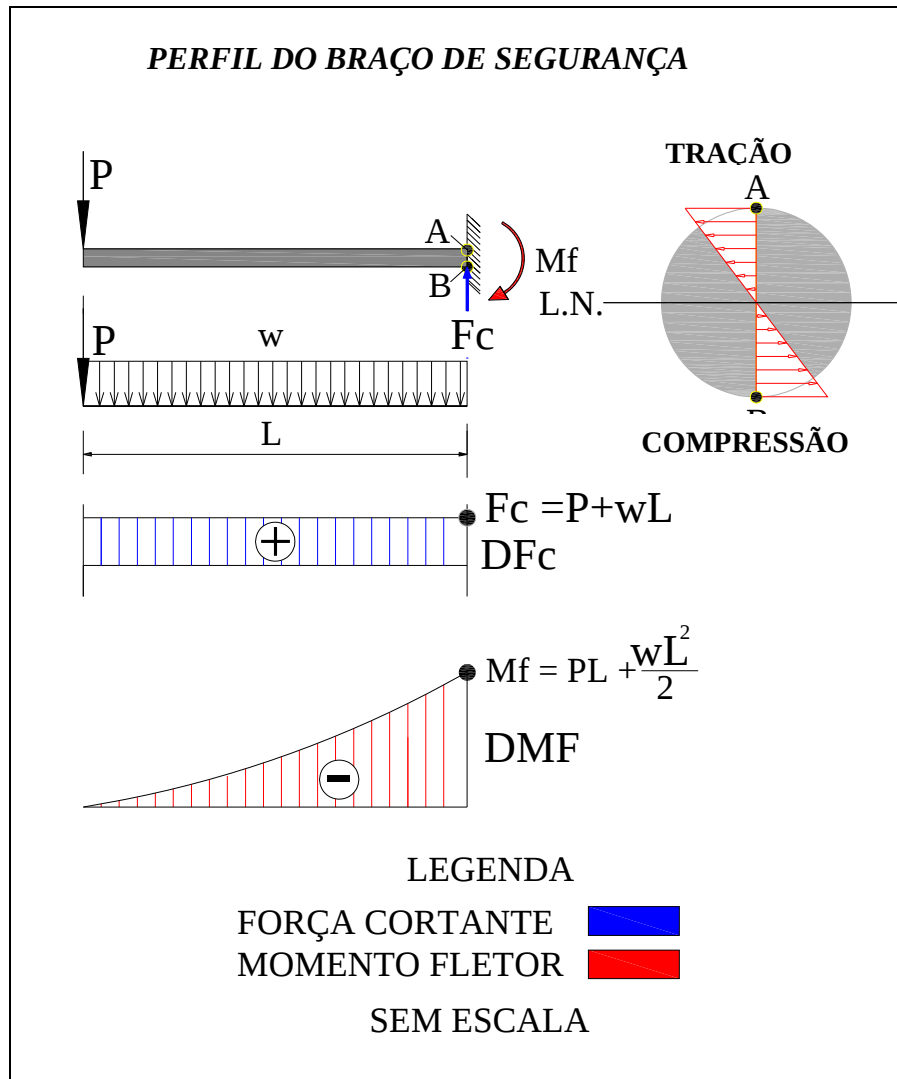


Figura 4.7 – Diagrama de tensões no braço de segurança.

Esse diagrama da Figura 4.7 foi traçado com auxílio das Equações (4.7) e (4.8) adotando os sinais convencionais para os esforços atuantes, conforme a seguir,

$$M_f = -\left(PL + \frac{wl^2}{2}\right) \quad (4.7)$$

$$F_{\text{Cor tan te}} = +P + wL \quad (4.8)$$

onde, L é o comprimento do braço, P é a carga concentrada (acidental), e w é a carga distribuída do alumínio.

4.3.2 Cálculo do momento fletor nos pontos críticos do braço

A seguir, se calcula o valor do momento fletor $|M_{A(fletor)}| = |M_{B(fletor)}|$ na seção mais crítica de tensões, as quais estão localizados nos pontos “A” e “B”, conforme indicado na Figura 4.7, e indicados no engaste do braço. Assim, utilizando-se a Equação (4.7), e sendo, $P=1.000,00 [N]$, $L=900,00 [mm]$ e $w=35,00 \cdot 10^{-5} [N/m]$, obtem-se:

$$M_{fletor} = -900.142,00 [Nmm].$$

4.3.3 Cálculo da tensão fletora nos pontos críticos do braço

Utilizando-se a Equação (4.9), conforme a seguir,

$$\sigma_{No\ min\ al} = \frac{M_{fl\ real\ (AB)} \psi}{I} \quad (4.9)$$

e sendo,

$$\sigma_{(Admissível)} \geq \frac{M_{A(fletor)} \left(\frac{\Phi}{4}\right)}{\frac{\pi \Phi^4}{64}}$$

onde, $M_{fletor} = -900.142,00 [Nmm]$ e $\Phi = 40,00 [mm]$, obtém-se,

$$\sigma_{No\ min\ al} = 0,08 [Pa]$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{No\ min\ al}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 0,08 [Pa]$$

Comentário:

Já era esperado um resultado insignificante em virtude da imposição do diâmetro pela Norma (NBR 9.050/94). Isso significa que a Norma procura uma segurança

máxima para o apoio dos usuários da plataforma. Outro fator que se percebe sobre a Norma é a opção por um diâmetro que ofereça condições de melhor pegada com as mãos por parte dos usuários.

4.3.4 Verificação da tensão de cisalhamento no braço de segurança

Analizando as condições de segurança do usuário frente ao braço de segurança, há uma força vertical, de intensidade 300 [N], e correspondente ao descanso do “peso do braço do usuário” e que é aplicada na sua extremidade indicada na Figura 4.6. Há também, uma outra força horizontal, de intensidade 1000 [N], oriunda de um possível “deslocamento horizontal do usuário” e para efeito de cálculo é considerada a região junto ao mancal que fica à parte posterior da plataforma. Assim, fazendo a verificação da Tensão $\sigma_{A(real)}$, provocada pela força cortante e concentrada na extremidade do braço, usa-se a Equação (4.8), $F_{Cor\ tan\ te} = +P + wL$, onde $F_{Cor\ tan\ te} = 1.000,00$ [N], $w = 35,00 \cdot 10^{-5}$ [N/mm] e $L = 900,00$ [mm], obtém-se,

$$F_{Cor\ tan\ te} = +1.000,32 \text{ [N]}$$

Nota-se que a parcela da força cortante devido à carga distribuída é insignificante.

OBS: Utiliza-se uma liga que define a tensão nominal, pois a intensidade dos esforços está definida. O coeficiente de segurança 5 não é aplicado devido aos baixos valores encontrados nos cálculos. Por outro lado, a imposição do diâmetro do braço pela Norma NBR 9050/94, faz com que a comparação de tensões seja desnecessário.

Como $|\sigma_{A(real)}| = |\sigma_{B(real)}|$, calcula-se uma das tensões.

4.3.5 Cálculo da tensão de cisalhamento

A seguir, se calcula a tensão de cisalhamento $\sigma_{A(real)}$, localizado no mesmo ponto A/B, e se utiliza a Equação (4.10) conforme a seguir,

$$\sigma_{Real} = \frac{F_{C(A/B)} Q}{I + t} \quad (4.10)$$

Sendo, $\sigma_{Real} = \frac{F_{C(A/B)} \pi \Phi^3}{\frac{\pi \cdot \Phi^4}{64} + \Phi}$, onde, $F_{Cor\ tan\ te} = +1.000,32 [N]$ e $\Phi = 40,00 [mm]$,

obtem-se,

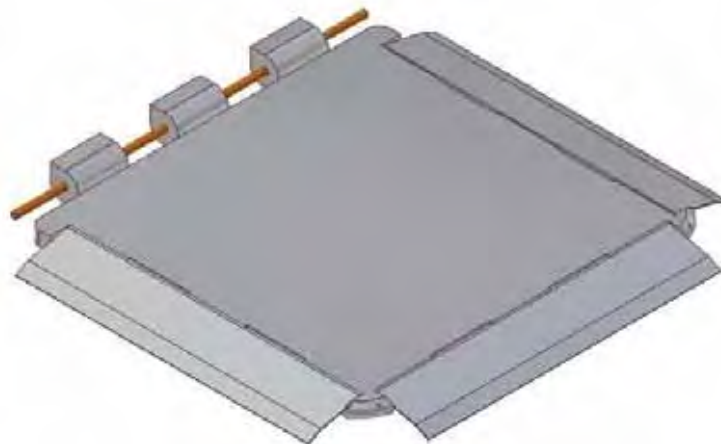
$$\sigma_{Real} = 1,03 [Pa]$$

Comentário:

Como ambos os valores encontrados, tanto para flexão como para o cisalhamento são inexpressivos e ínfimos, fica prevalecendo a imposição do diâmetro de 40,00 [mm] conforme a norma NBR 9050/94 e não aos indicadores dos cálculos. Ficando nesse caso, desnecessária a comparação de tensões.

4.4 ESTUDO DAS RAMPAS DE ACESSO À PRANCHA

Na Figura 4.8 são mostradas as rampas de acesso acopladas à prancha horizontal, onde é possível ver com detalhes: o eixo de cobre da articulação, rampa frontal e as duas rampas laterais.



SEM ESCALA

Figura 4.8 – Rampas/abas de acesso articuladas à estrutura horizontal.

Por ser dobrável, a prancha horizontal, quando fechada permite o trânsito livre na escada, e somente será aberta para o seu uso. Uma vez que a prancha horizontal esteja aberta, ou seja se encontre sobre o piso, o acesso da cadeira de rodas será através das rampas/abas (Figura 4.8). Uma vez que a cadeira de rodas se encontre sobre a plataforma horizontal e os braços de segurança também se encontrem nesta posição, as rampas/abas se fecham de forma automática garantindo maior segurança e assim evitar algum possível deslizamento da cadeira de rodas, conforme se ilustra na Figura 4.9.

A Figura 4.10 apresenta a proposta de funcionamento e atuação das rampas/abas.

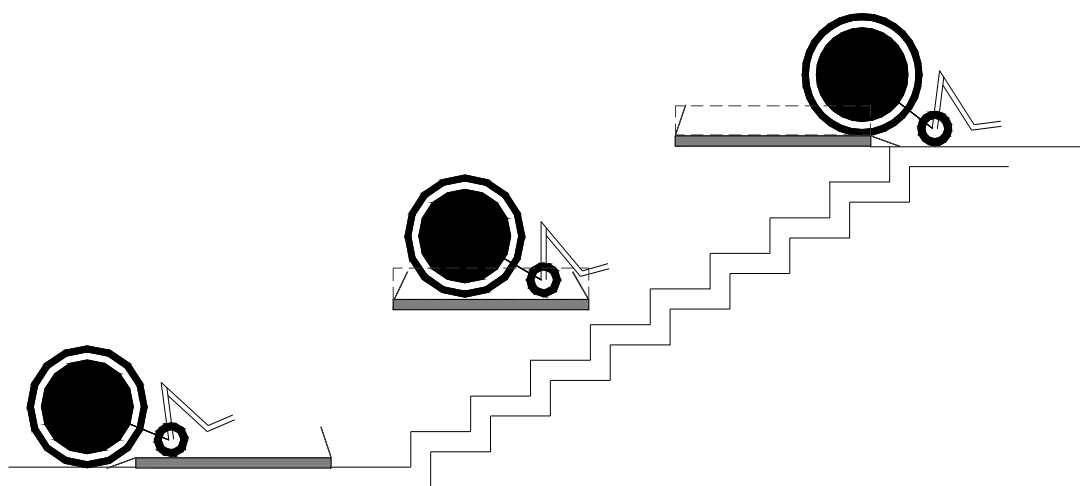


Figura 4.9 – Funcionamento das rampas/abas na prancha horizontal.

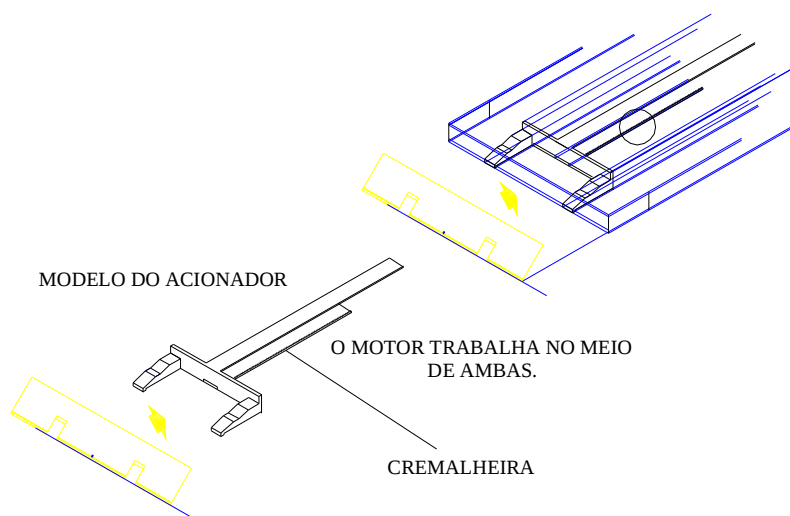


Figura 4.10 – Modelo do acionador das rampas.

4.4.1 Estudos das tensões atuantes nas rampas de acesso

A Figura 4.11 mostra o perfil aproximado da rampa/abas de acesso à prancha horizontal, e os diagramas de força cortante e de momento fletor, respectivamente.

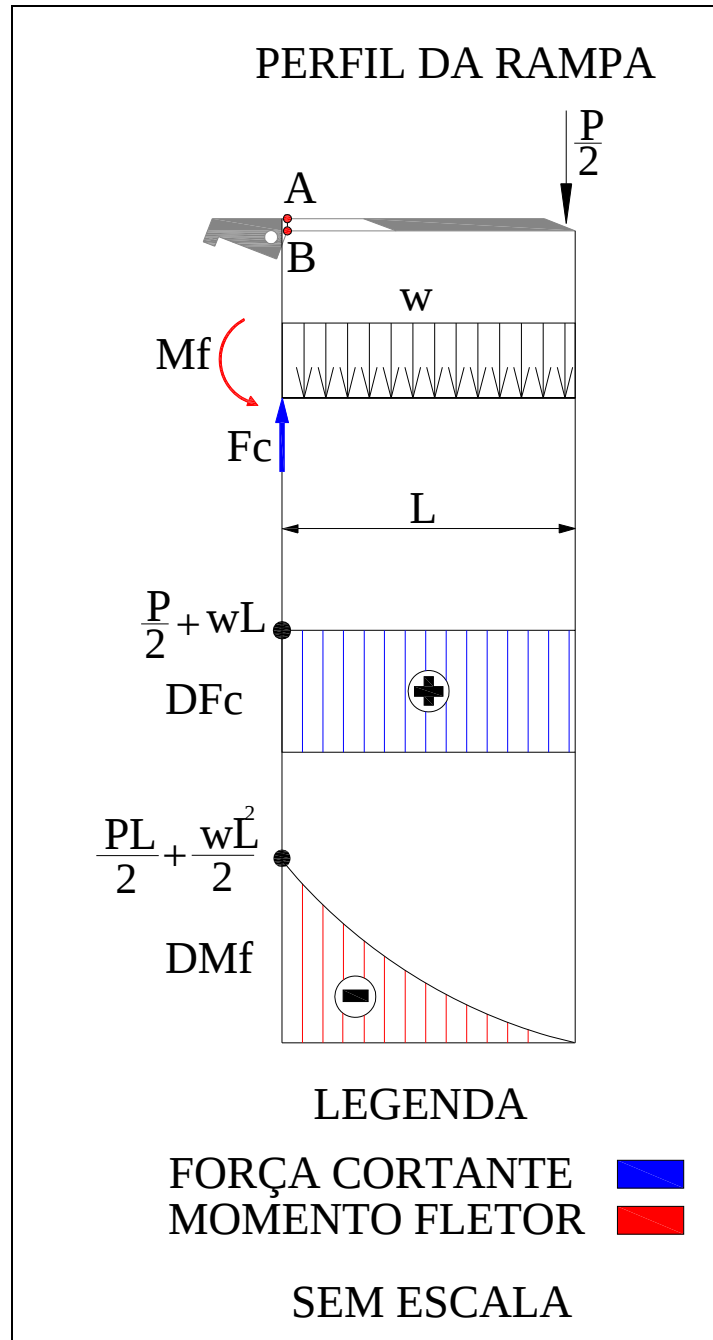


Figura 4.11 – Diagrama de tensões no perfil da rampa.

Este diagrama da Figura 4.11, foi traçado com auxílio das Equações (4.11) e (4.12) fundamentadas em Beer e Johnston (2005), e dadas por,

$$M_{A(Fletor)} = \frac{P L}{2} + \frac{wL^2}{2} \quad (4.11)$$

$$F_c = \frac{P}{2} + wL \quad (4.12)$$

4.4.2 Cálculo da flexão nos pontos críticos

Para este cálculo se utiliza a Equação (4.11). Como a parcela $(\frac{wL^2}{2})$ produz um valor muito pequeno então não se considera. E fazendo $L=170,00 [mm]$ e $P=1.766,00 [N]$ correspondente à soma das massas do paciente e à massa da cadeira de rodas ($m_p=120,00 [kg]$ e $m_{CR}=60,00 [kg]$), respectivamente, obtém-se,

$$M_{A(Fletor)} = 150.110,00 [Nmm]$$

4.4.3 Cálculo da tensão fletora nos pontos críticos da rampa

Como as tensões são iguais em módulo, $|\sigma_{A_{9real}}| = |\sigma_{B_{9REAL}}|$, basta que se verifique a tensão em um único ponto, e se utiliza a mesma Equação (4.9), sendo,

$$\sigma_{A(real)} = \frac{M_{A(fletor)} \cdot \Psi}{I}; \quad \sigma_{A(real)} = \frac{M_{A(fletor)} \cdot \frac{e}{\sqrt{12}}}{\frac{b \cdot e^3}{\sqrt{12}}}$$

onde, $M_{A(Fletor)} = 150.110,00 [Nmm]$, a espessura $e=6,00 [mm]$ e $b=349,38 [mm]$ correspondente à metade da base da rampa. Assim, obtém-se: $\sigma_{A(real)} = 11,95 [Pa]$.

Note-se que o valor da espessura $e = 6,00 \text{ [mm]}$ foi um valor imposto, levando-se em conta ser inexpressivo o valor calculado pela Equação (4.9). Assim, a chapa indicada é encontrada no nosso mercado e atende também o padrão internacional.

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} \geq \sigma_{A(rea)l}$$

$$170.000.000,00 \text{ [Pa]} > 11,95 \text{ [Pa]}$$

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} \geq (5,00) \sigma_{A(rea)l}$$

$$170.000.000,00 \text{ [Pa]} > 59,75 \text{ [Pa]}$$

Comentário:

Seguindo a mesma linha de raciocínio observa-se que, o braço resistirá às tensões encontradas e ultrapassa folgadoamente ao fator de segurança 5. A chapa poderá receber cargas ainda maiores e que, mesmo assim, resistência e não se deformará.

4.4.4 Cálculo da tensão de cisalhamento na rampa

Utiliza-se a mesma Equação (4.10), $\sigma_{A(cisalhamento)} = \frac{F_{A(cortante)} Q}{I + t}$, e para o cálculo da força cortante na rampa se utiliza a Equação (4.12), $F_c = \frac{P}{2} + wL$.

Sendo, $P=1.766,00 \text{ [N]}$, a carga distribuída na rampa $w=5,58.10^{-5} \text{ [N/mm]}$, e considerando-se o comprimento da rampa $L=170,00 \text{ [mm]}$, obtem-se,

$$F_c = 883,00 + 0,005 \text{ [N]}$$

Nota-se que o valor da força cortante relativa à carga distribuída da chapa da rampa é valor desprezível.

$$F_{A(Cor \tan te)} = 883,00 [N]$$

Para obtenção da tensão real utiliza-se novamente a Equação (4.10), sendo,

$$\sigma_{A(cisalhamento)} = \frac{F_{A(cor \tan te)} Q}{I + t}; \quad \sigma_{Acisalhamento} = \frac{F_{A(cor \tan te)} \frac{b e^2}{6}}{\frac{b e^3}{12} e}$$

onde, $F_{A(Cor \tan te)} = 883,00 [N]$ e $e = 6,00 [mm]$.

Assim, obtem-se, $\sigma_{A(cisalhamento)} = 25.527.777,00 [Pa]$.

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{real}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 25.527.778,00 [Pa]$$

Comentário:

A comparação evidencia que não haverá deformação cisalhante na rampa estudada.

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} > (5) \cdot \sigma_{real}$$

$$170.000.000,00 [Pa] > 127.638.890,00 [Pa]$$

Mesmo que se aplique o fator de segurança 5, observa-se que, mesmo assim, a estrutura suportará as tensões críticas. Nota-se que na imposição da espessura igual a $6,00 [mm]$, a rampa suportará a carga acidental provocada pela tensão relativa às cargas somadas: do carrinho de rodas e do usuário.

4.5 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DA ÂNCORA

Observa-se nas Figuras 4.12 e 4.13, o sistema proposto para a transmissão entre o atuador e a plataforma vertical, dado através do pino de giro da âncora.

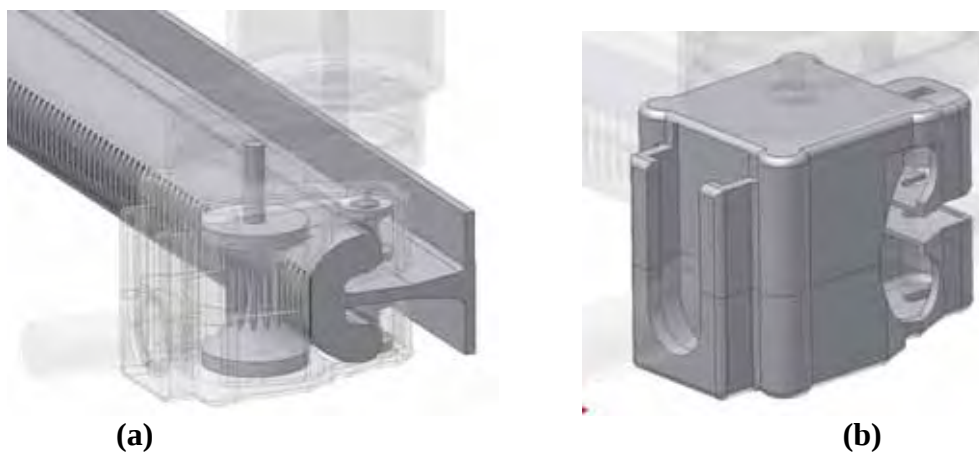


Figura 4.12 – Detalhes: (a) Interior da carcaça e (b) Exterior da carcaça.



Figura 4.13 – Sistema transmissor - âncora com as componentes e o corrimão.

4.5.1 Estudos das tensões no pino da âncora

O pino de giro da âncora, mostrado na Figura 4.14, numa vista PAIS (FRENCH, 2002) une a carcaça de ancoragem à rampa vertical da plataforma. O pino foi assim

concebido por exercer dupla função estrutural: não tirar os pequenos giros do sistema - mantendo com isso a compensação do equilíbrio do sistema, e por representar o ponto principal de ancoragem de carga no sistema de transmissão.

Esta figura mostra também, com auxílio de um *software*, o *Inventor Professional*, onde se colocam os valores de F, esforço concentrado, o diâmetro do pino e o seu comprimento, tudo baseado no método de EF (Elementos Finitos). O programa fornece valores crescentes do efeito de tensões, em escala cromática, sobre o dorso do pino quando submetido a esforço concentrado na sua extremidade, simulando a atuação das tensões na estrutura.

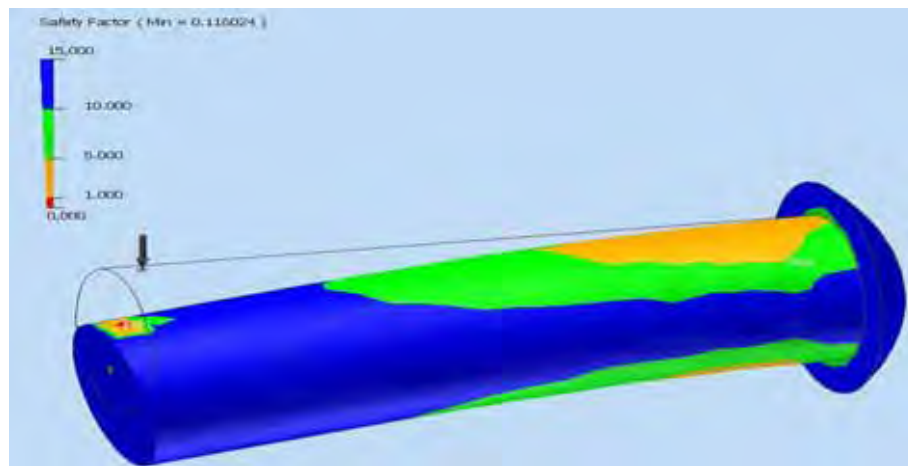


Figura 4.14 – Esforços e tensões no pino de engate da âncora.

4.5.2 Traçado gráfico do diagrama de tensões

A Figura 4.15 mostra o diagrama de tensões, traçado com auxílio das Equações (4.13) e (4.14) e respectivas convenções de sinais:

$$M_{A(fletor)} = -\left(P L + \frac{wL^2}{2}\right) \quad (4.13)$$

$$F_{A(cor\ tan\ te)} = + P + wL \quad (4.14)$$

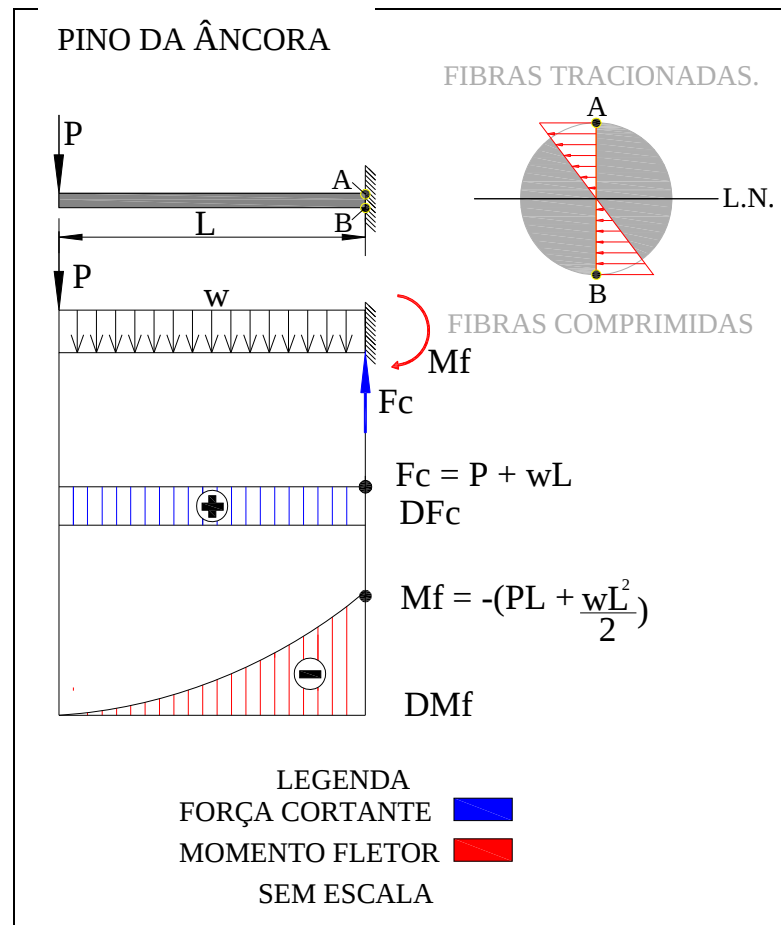


Figura 4.15 – Diagrama das tensões no pino de giro da âncora.

4.5.3 Cálculo do momento fletor

Observa-se que os valores dos momentos nos pontos “A” e “B” são iguais em módulo, ou seja, $|M_{A(fletor)}| = |M_{B(fletor)}|$. Assim, somente é calculado apenas um valor usando a Equação (4.13), $M_{A(fletor)} = -(P L + \frac{wL^2}{2})$.

Duas observações: 1ª) A composição do peso já soma mais componentes, quais sejam: Peso das duas pranchas 700,00 [N], peso do paciente 1200,00 [N] e peso do carrinho de rodas mais 300,00 [N]; e 2ª) O desprezo da expressão que representa a carga distribuída do pino no S.I., w , que representa um valor inexpressivo tanto no momento fletor como na força cortante. Dessa maneira a Equação (4.13) fica reduzida em função somente de P , $M_{A(fletor)} = -(P L)$.

Sendo, $P = 2.200,00 \text{ [N]}$ e $L = 80,00 \text{ [mm]}$ como valor máximo de projeto, obtém-se,

$$M_{A(fletor)} = -176.000,00 \text{ [Nmm]}$$

4.5.4 Cálculo da tensão de flexão no ponto A ou B

Como as tensões são iguais em módulo, $|\sigma_{A(real)}| = |\sigma_{B(real)}|$, basta calcular somente uma. Assim, usa-se somente a Equação (4.9), $\sigma_{A(no \text{ min al})} = \frac{M_{A(fletor)} \Psi}{I}$.

Sendo o momento estático de área dado por Ψ , o momento de inércia dado por I , e sabendo que foi adotado $\Phi = 60,00 \text{ [mm]}$, não só para resistir a torção, como para facilitar os encaixes previstos com esse tipo de pino, não somente na estrutura vertical como também no interior da carcaça, e também a adoção de um rolamento especial à extremidade que vai dentro da prancha vertical para garantir o giro compensatório do equilíbrio vertical da prancha ora subindo, ora deslocando horizontalmente, ora descendo e ora em curva, subindo ou descendo. Só por esta imposição já não haveria necessidade de se verificar as tensões, uma vez que há resistência de sobra e também pela razão de se usar o mesmo aço tipo 4140 (GERDAU, 2002).

Calcula-se o diâmetro do pino em função dos elementos das tensões conforme a Equação (4.9),

$$\sigma_{A\zeta O(real)} = \frac{M_{A(fletor)} \cdot \left(\frac{\Phi}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot \Phi^4}{64}}$$

sendo, $M_{A(fletor)} = -176.000,00 \text{ [Nmm]}$, obtem-se,

$$\sigma_{A\zeta O(real)} = 4,15 \text{ [Pa]}$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{A\zeta O(Admissível)} > \sigma_{A/B(real)}$$

$$442.000.000,00 \text{ [Pa]} > 4,15 \text{ [Pa]}$$

Comentário:

Nota-se que o valor da tensão real por flexão é muito pequeno diante dos esforços atuantes. A robustez do diâmetro do pino de giro da âncora é necessária para que se possa trabalhar nos encaixes e evitar desgastes concentrados que prejudicariam seu desempenho e vida útil.

Segundo o padrão internacional:

$$442.000.000,00 \text{ [Pa]} \geq 20,75 \text{ [Pa]}$$

O valor continua ainda inexpressivo, mesmo seguindo o padrão internacional.

4.5.5 Estudos das tensões de cisalhamento

Utilizando a Equação (4.10), expressa em função do seu momento de inércia, o diâmetro e o momento estático de área, tem-se,

$$\sigma_{A(\text{cisalhamento})} = \frac{F_{A(\text{cor tan te})} Q}{I + t}; \quad \sigma_{\text{No min al}} = \frac{F_{C(A/B)} \pi \Phi^3}{\frac{\pi \Phi^4}{64} + \Phi}$$

4.5.6 Cálculo da força cortante A ou B do pino da âncora

O valor da força cortante é dado pela Equação (4.14) simplificada somente em função de P ,

$$F_{\text{Cor tan te}} = + P$$

$$F_{\text{Cor tan te}} = 2.200,00 \text{ [N]}$$

4.5.7 Cálculo da tensão real e cisalhamento no pino da âncora

Nesse caso, reutiliza-se a Equação (4.9), e tem-se,
$$\sigma_{\text{No min al}} = \frac{F_{c(A/B)} \psi}{I}.$$

Como as tensões em “A” e “B” são iguais em módulo basta que se calcule uma delas, sendo,

$$\sigma_{No\ min\ al} = \frac{F_{C(a/B)} \pi \Phi^3}{\frac{\pi \Phi^4}{64} \Phi}, \text{ que reduzida, tem-se: } \sigma_{No\ min\ al} = \frac{2 F_{C(A/B)}}{\Phi^2}$$

onde, $F_{Cor\ tan\ te} = 2.200,00 [N]$ e $\Phi = 60,00 [mm]$, obtem-se:

$$\sigma_{No\ min\ al} = 1,22 [Pa]$$

Comparação de tensões:

$$\sigma_{Cisalhamento} > \sigma_{A/B(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 1,22 [Pa]$$

Comentário:

O resultado já era esperado em virtude da imposição do diâmetro 60,00 [mm] para facilitar seus encaixes na estrutura, aumentar a resistência localizada e evitar os desgastes.

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Cisalhamento} > (5) \sigma_{A/B(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 6,10 [Pa]$$

Comentário:

Mais uma vez, os cálculos indicam a inexpressividade de valores, já esperada frente à imposição do diâmetro do pino. Isso significa que a verificação da imposição do pino com esse diâmetro foi aceite, e significa também que o mesmo não sofrerá qualquer tipo de deformação.

4.6 ESTUDO DA CARÇA DA ÂNCORA

4.6.1 Traçado do diagrama de esforços na chapa da carcaça

A Figura 4.16(a) mostra, em perspectiva, um modelo de carcaça, o qual exerce várias funções estruturais, sendo entre elas: ancoragem do pino de giro, suporte do redutor e motofreio, acomodador dos roletes ajustadores e do rolete de transmissão, além de apresentar as características de facilidades aos encaixes e de manutenção. Nela se observam, os furos oblongos dos encaixes sob pressão nas pontas dos roletes ajustadores no furo de passagem do corrimão ergonômico da cremalheira. Nota-se, ainda, o furo da passagem do eixo do rolete ajustador na saída do redutor.

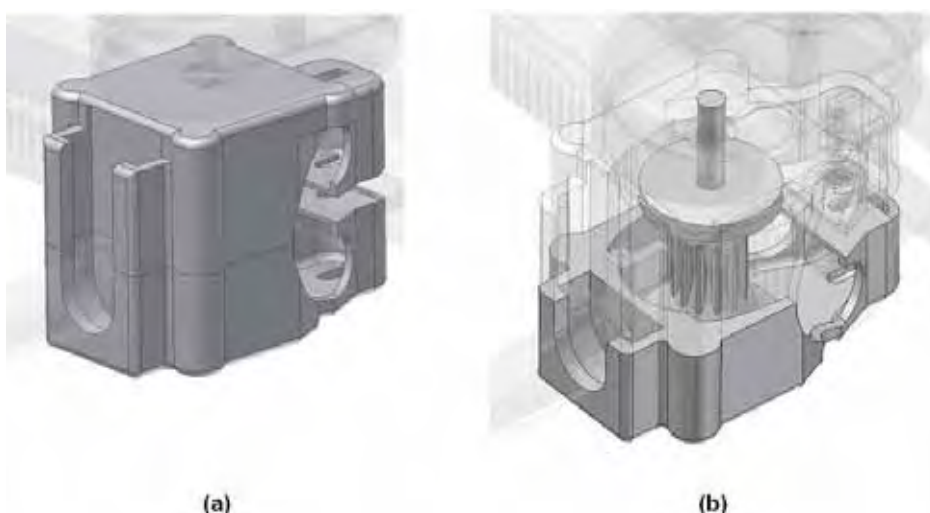


Figura 4.16 – Carcaça da âncora: (a) Fechada, e (b) Aberta com a engrenagem principal.

O sistema de tração da plataforma é composto por um motor elétrico acoplado a um redutor de velocidade o qual aciona a engrenagem principal, e fixa ao trilho superior por uma âncora, conforme se mostra na Figura 4.16(b). Quando acionada, a engrenagem principal traciona a plataforma ao longo do trilho superior.

A Figura 4.17 mostra, em corte, o perfil horizontal da carcaça da âncora, parte superior responsável pela transmissão de todos os esforços representados pela

resultante aplicada no centro de gravidade, conforme a Figura 3.1, onde e é a espessura do perfil, e b é a base.

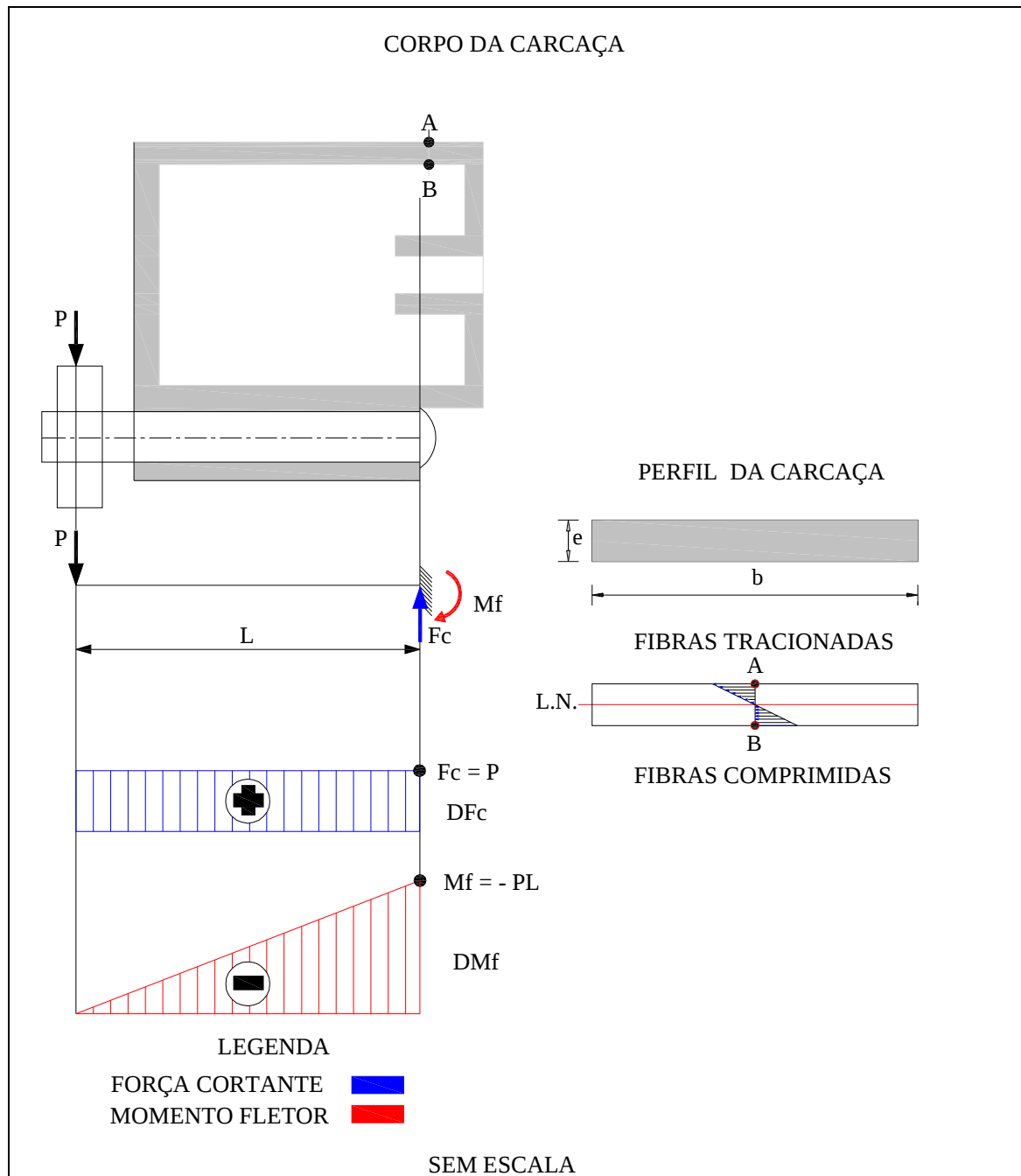


Figura 4.17 - Diagrama de tensões no perfil da carcaça da âncora.

As Equações (4.15) e (4.16) são as utilizadas no traçado do diagrama de tensões da Figura 4.17 e são fundamentados em Beer e Johnston (2005),

$$M_{A(\text{fletor})} = P L \quad (4.15)$$

$$F_{\text{Cor tan te}} = +P \quad (4.16)$$

onde, L é o comprimento do braço de alavanca e P a carga total concentrada.

Observação: A carga concentrada agora soma mais uma parcela do peso que corresponde ao peso do motor mais o peso do redutor, mais o peso da carcaça e seus elementos internos, e mais o freio eletromagnético. Assim, se terá um acréscimo correspondente a 251,00 [N]. Assim, P será igual a 2.551,00 [N].

Conforme o diagrama de tensões da Figura 4.17, observa-se que o ponto “A” pertence à região onde as fibras estão sendo tracionadas, e o ponto “B” pertence à região onde as fibras estão sendo comprimidas. Como se trata de um perfil regular que tem a linha neutra no centro transversal da seção, verificam-se as tensões $|\sigma_{A(\text{No mìn al})}| = |\sigma_{B(\text{No mìn al})}|$. Desta maneira, bastará que calculemos o valor da tensão em um único ponto. Assim, calcula-se a tensão no ponto A.

4.6.2 Cálculo do momento fletor na chapa da carcaça da âncora

Usa-se a Equação (4.15), $M_{A(\text{fletor})} = -(P L)$. E sendo, $L=200,00$, obtem-se,

$$M_{A(\text{fletor})} = -510.200,00 \text{ [N.mm]}$$

4.6.3 Cálculo da tensão real de flexão na ponta da carcaça da âncora

Como a imposição da espessura da chapa necessária e o tipo de aço que se trabalha, usa-se a Equação (4.9) para determinar a tensão real,

$$\sigma_{A/B(\text{real})} = \frac{M_{A/B(\text{fletor})} \cdot \Psi}{I}$$

Nesse caso, usa-se a expressão reduzida para o caso específico de perfil retangular, e tem-se:

$$\sigma_{(Admissível)Aço} \geq \frac{M_{A/B(fletor)} \left(\frac{e}{\sqrt{12}} \right)}{\frac{b e^3}{12}}$$

Mas, lembra-se mais uma vez, que a situação de robustez oferece uma segurança bem maior do que os valores determinados pelos cálculos. O caso, ora estudado, exige isso. Se considera uma espessura $e = 6,00 [mm]$ em chapa do mesmo aço do tipo 4140 (GERDAU, 2004). Sendo, $M_{A(fletor)} = -510.200,00 [Nmm]$, $e = 6,00 [mm]$ e $b = 10,00 [mm]$, obtém-se:

$$\sigma_{A(real)} = 4.918,00 [Pa]$$

Comparação das tensões:

$$\sigma_{Admissível} = \sigma_{A(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 4.918,18 [Pa]$$

Segundo o padrão internacional de tensões:

$$\sigma_{Admissível} = (5) \sigma_{A(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 24.590,00 [Pa]$$

4.6.4 Estudo da tensão de cisalhamento

O cálculo da força cortante no ponto “A” ou “B” da carcaça da âncora, é

$$F_{A/B(Cortante)} = 2.551,00 [N]$$

onde, o valor total da força cortante é o somatório de todos os componentes do peso do sistema.

4.6.5 Cálculo da tensão real de cisalhamento em A ou em B

Usa-se a mesma Equação (4.10) para a determinação da tensão de cisalhamento na ponta da carcaça da âncora, dado por,

$$\sigma_{(Escoamento)_{Aço}} = \frac{F_{A/B(Cor\ tan\ te)} Q}{I e} \quad e \quad Q = \frac{b e^3}{6}$$

Lembra-se que o momento estático da área Q é calculado pela mesma Equação (4.3), onde, b é a base, e a espessura do perfil da carcaça, e $F_{(Cor\ tan\ te)} = 2.551,00 [N]$. Assim, obtem-se,

$$\sigma_{(Escoamento)} = 5.102,00 [Pa]$$

Observação: Cabe, aqui, o mesmo comentário para as tensões de flexão oriundas do momento fletor. No caso da força cortante tem-se, também, valor inexpressivo para a tensão de cisalhamento.

Comparação das tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{A/B(Cisalhamento)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 5.102,00 [Pa]$$

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{Admissível} > (5) \sigma_{A/B(Cisalhamento)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 25.510,00 [Pa]$$

4.7 ESTUDO ESTRUTURAL DO ROLETE AJUSTADOR

A Figura 4.18 mostra em perspectiva o sistema de transmissão com vários detalhes internos: o pino da âncora, a carcaça, o rolete dentado, o motor e o redutor do sistema e os roletes ajustadores.

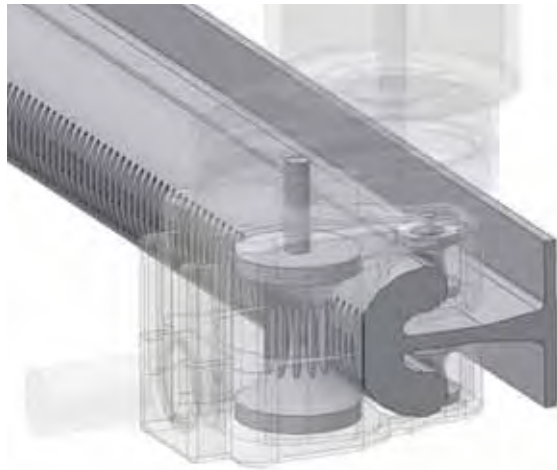


Figura 4.18 – Perspectiva da âncora.

4.7.1 Traçado gráfico do diagrama de esforços no rolete ajustador

A Figura 4.19 mostra os diagramas de tensões no eixo do rolete ajustador de cima com as indicações dos pontos A, B, C e D. O traçado foi feito com auxílio das Equações (4.17) e (4.18) fundamentados pela teoria de Resistência dos materiais (BEER e JOHNSTON, 2005). Estas equações são usadas para cálculo de viga bi-apoiado para esforço concentrado no centro do eixo.

$$M_{A/B(fletor)} = \frac{P H}{2} \quad (4.17)$$

onde, H é a altura do rolete e P a carga máxima. Sendo,

$$F_{C/D(Cor\ tan\ te)} = P \quad (4.18)$$

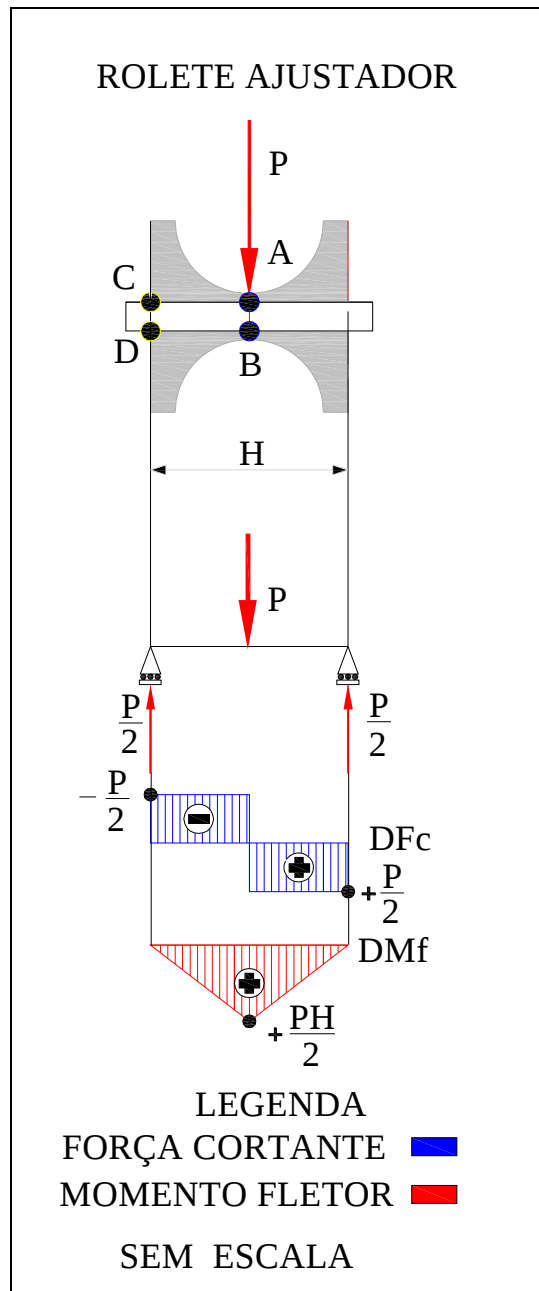


Figura 4.19 – Diagrama de tensões no eixo do rolete ajustador.

4.7.2 Cálculo das tensões, por flexão, nos pontos A e B

Como as tensões reais por flexão são iguais em módulo, basta que se faça o cálculo de uma delas, usando-se a Equação (4.17) e fundamentado por Beer e Johnston

(2005), tem-se, $M_{A/B(Fleitor)} = \frac{P H}{2}$.

Como os valores de P e H são obtidos do projeto, substituindo-os, obtem-se,

$$M_{A/B(Fletor)} = 51.020,00 [Nmm]$$

4.7.3 Cálculo da tensão real de flexão nos pontos A ou B do eixo do rolete

Utilizando-se a mesma Equação (4.9), $\sigma_{A/B(real)} = \frac{M_{A/B(Fletor)} \Psi}{I}$, e sendo, Ψ o centróide da área, I o momento de inércia, e usando-se os valores de Φ do rolete e $M_{A/B(Fletor)} = 51.020,00 [Nmm]$, obtem-se,

$$\sigma_{A/B(real)} = \frac{M_{A/B(Fletor)} \left(\frac{\Phi}{4}\right)}{\frac{\pi \Phi^4}{64}}$$

$$\sigma_{A/B(real)} = 156.000.000,00 [Pa].$$

Comparação das tensões:

$$\sigma_{Admissível} > \sigma_{A(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] > 156.000.000,00 [Pa]$$

Comentário:

Ao contrário das vezes anteriores, em que houve folga de tensão, neste caso ela é grande e já se prevê que mesmo utilizando o aço estará longe do padrão internacional. Assim para atingi-lo, adota-se aumentar o eixo do rolete até que as tensões se equiparem. Lembra-se, ainda que, o aço utilizado na usinagem no eixo, ora focado é do tipo 4140 (GERDAU, 2002).

Segundo o padrão internacional de tensões:

$$\sigma_{Admissível} > (5) \sigma_{A(real)}$$

$$442.000.000,00 [Pa] < 780.000.000,00 [Pa]$$

4.7.4 Cálculo das tensões de cisalhamento nos pontos C e D

Pare este calculo, utiliza-se a Equação (4.10), $\sigma_{C/D(Cisalhamento)} = \frac{F_{C/D(Cor \tan te)} Q}{I t}$,

onde, Q é o momento estático de área, I o momento de inércia, e Φ é o diâmetro do rolete utilizado (dimensão extraída do próprio rolete).

$$\sigma_{C/D(Cisalhamento)} = \frac{F_{C/D(Cor \tan te)} \left(\frac{\pi \Phi^3}{32} \right)}{\frac{\pi \Phi^4}{64} t}$$

Expressão que reduzida fica, $\sigma_{C/D(Cisalhamento)} = \frac{2 F_{C/D(Cor \tan te)}}{\Phi^2}$

Lembra-se ainda, que a tensão de cisalhamento deverá ser comparada com a tensão de escoamento do mesmo aço, assim,

$$\sigma_{(Escoamento)Aço} \geq (5) \frac{2 F_{C/D(Cor \tan te)}}{\Phi^2},$$

onde, a expressão do diâmetro Φ é dado por,

$$\Phi = \sqrt{\frac{10 F_{C/D(Cor \tan te)}}{\sigma_{(Escoamento)Aço}}}; \quad \Phi = 0,0049 [mm]$$

Comentário:

Utilizando-se a expressão da tensão de cisalhamento e a tensão de escoamento do aço, o valor obtido é desprezível. O valor imposto de $\Phi = 6,00 [mm]$, por sua vez, atende perfeitamente a tensão de flexão no mesmo eixo. Dessa maneira, verifica-se que o valor adotado de $\Phi = 6,00 [mm]$ (dimensões do rolete no mercado brasileiro) é

suficiente ou adota-se um valor maior, caso seja necessário, por qualquer outro fator que force uma nova reverificação.

Comparação das tensões:

Faz-se a comparação da tensão calculada da mesma Equação (4.10) com a tensão de escoamento do mesmo aço SAE 4041, e tem-se,

$$1.060.000.000,00 \text{ [Pa]} > 25.510.000,00 \text{ [Pa]}$$

Conclusão:

Essa comparação significa que, adotando-se um diâmetro ainda maior, por exemplo, $\Phi = 10,00 \text{ [mm]}$ implicará num valor de segurança igual a 41, fator que extrapola os limites pré-estabelecidos nas normas internacionais e, portanto, atendido. Assim, adota-se o diâmetro de $6,00 \text{ [mm]}$. Esses resultados devem contribuir, sempre, para que o calculista/desenhista possa seguir, com total segurança, o próximo passo.

Segundo o padrão internacional:

$$\sigma_{\text{Admissível}} > (5)\sigma_{A(\text{real})}$$

$$1.096.000.000.000,00 \text{ [Pa]} > 780.000.000,00 \text{ [Pa]}$$

Comentário:

Nota-se uma folga satisfatória com relação à análise estrutural frente ao cisalhamento nos pontos “C” e “D”. Assim, nestes pontos tem-se o uso do aço indicado para dar seqüência ao projeto.

4.8 ESTRUTURA DO CORRIMÃO

A Figura 4.20 mostra todo o sistema de transmissão já acoplado ao corrimão ergonômico da escada. Vê-se o pino da âncora, o perfil da carcaça, o rolete dentado da transmissão, os roletes ajustadores de cima mais o de baixo, o motor e o redutor e o detalhe, simulando o vidro da posição do eixo do rolete dentado ao redutor.

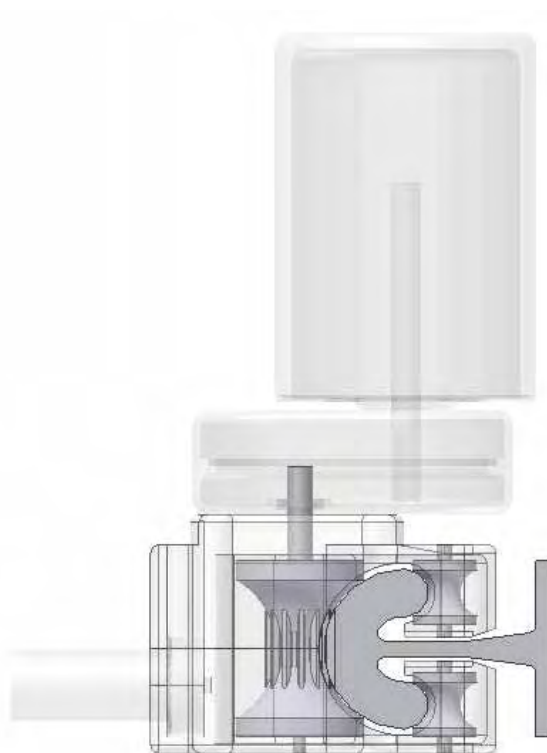


Figura 4.20 – Sistema transmissor - âncora com as componentes e o corrimão.

4.8.1 Traçado gráfico do diagrama de esforços no perfil do corrimão

A Figura 4.21 mostra o diagrama de momento fletor e de força cortante, correspondente às tensões pela ação da força à ponta do corrimão conforme ilustrado. Nele também se utiliza o sinal para orientação, se o tipo de esforço provoca um momento/força cortante no sentido positivo ou negativo.

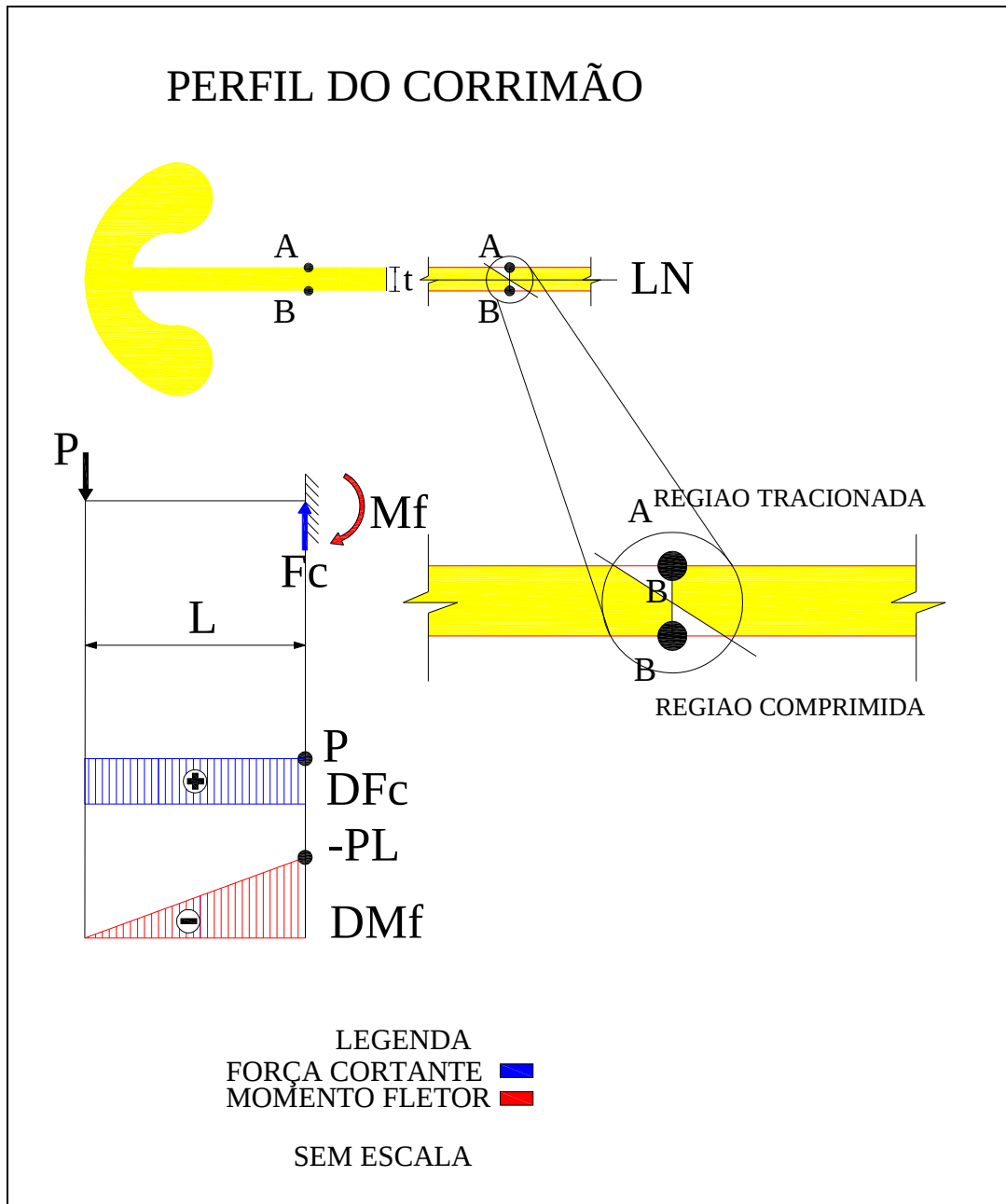


Figura 4.21 – Diagrama de tensões no perfil ancorado do corrimão.

O diagrama foi traçado, usando-se as Equações (4.19) e (4.20) e fundamentadas por Beer e Johnson (2005),

$$M_{fleotr} = -P \cdot L \quad (4.19)$$

onde, L é o comprimento do braço de alavanca.

$$F_{cor\ tan\ te} = +P \quad (4.20)$$

A Figura 4.22 mostra o efeito da ação da força de intensidade $+P$ agindo na extremidade do perfil do corrimão (em “amarelo”) com a incidência da tensão, repercutindo em ângulo de 45° de cada lado da perpendicular à parede tirada do ponto de aplicação da força. Será exatamente, no engaste, e junto à parede, onde ocorrem as tensões críticas do momento fletor e da força cortante. Por isto, são os pontos “A” e “B” os considerados críticos, destacados na perspectiva desta figura.

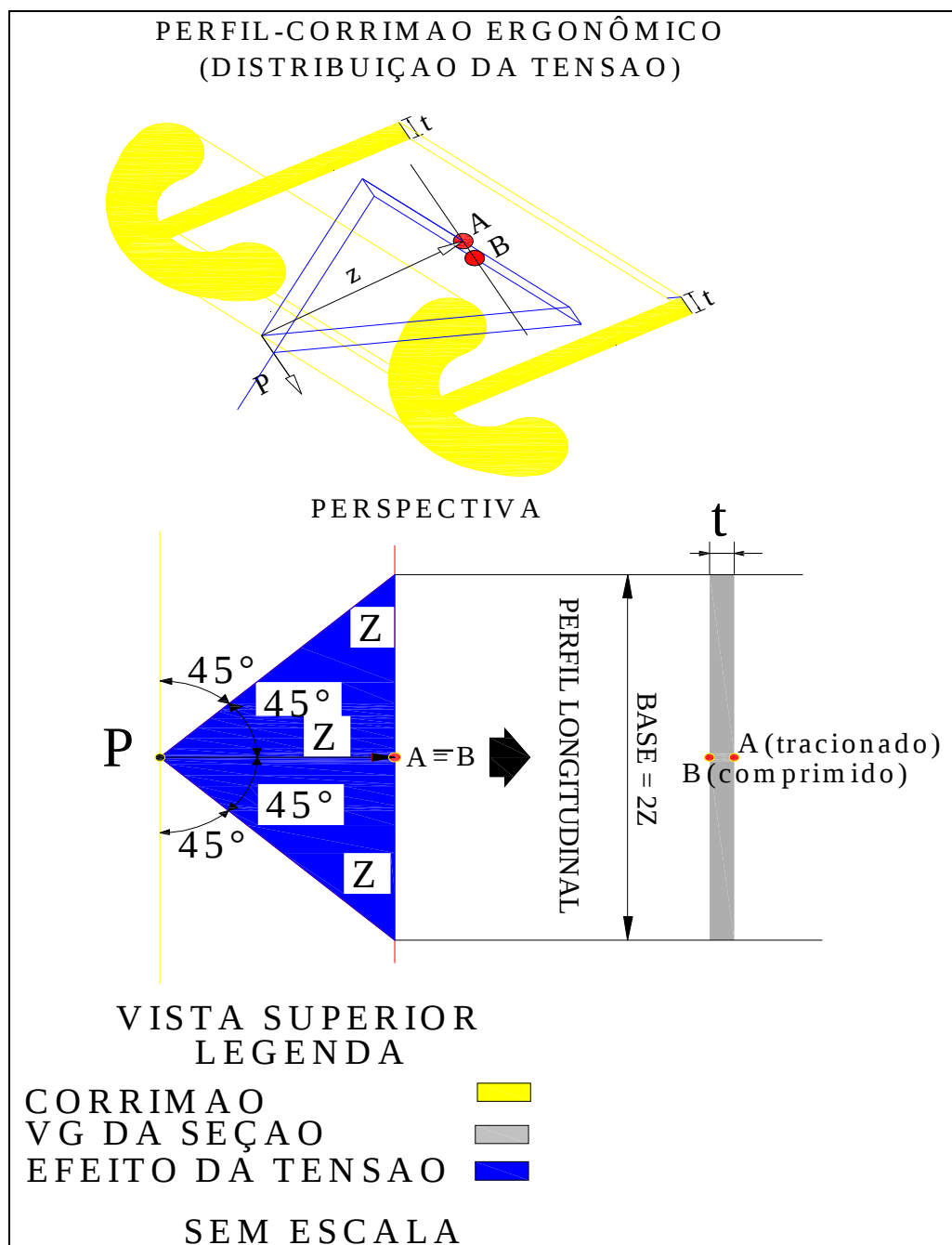


Figura 4.22 – Perspectiva do corrimão e traçado geométrico das tensões.

4.8.2 Cálculo do momento fletor real provocado pela força P, à extremidade do corrimão

Utiliza-se a equação (4.21),

$$M_{A/B(fletor)} = P \cdot Z \quad (4.21)$$

Lembra-se que $Z=80,00 [mm]$ é o braço da alavanca, máximo da tensão, e P nesse caso é a carga máxima de toda a plataforma, somada com as demais componentes inclusive o peso dos elementos da transmissão. Assim obtém-se:

$$M_{A/B(fletor)} = 204.080,00 [N.mm]$$

OBS.: Nos casos em que ocorre a tensão em perfil contínuo, o efeito das tensões incide numa abertura de 90° , sendo 45° para cada lado da perpendicular à parede. Assim a distância Z , que equivale ao raio do círculo centrado no ponto de aplicação da força P , será tomada pelo dobro do valor (ou seja, $2Z$), e sendo a base b a seção a ser estudada para efeito de cálculo das tensões, tanto o momento fletor como o cisalhamento. Assim, a Figura 4.22 representa o esquema da ação das tensões no corrimão e mostra a distância Z e o raio da abrangência da ação destas tensões. Acontece que o efeito desse momento fletor não é concentrado num só ponto, mas dividido por toda a área junto à parede e calculado com a área de $[(2Z) \cdot t]$ em $[mm^2]$. Como sua ação se prolonga a uma área muito extensa, seu valor se torna muito pequeno para a análise estrutural. Faz-se imperar sobre esse estudo somente a tensão por cisalhamento na área indicada.

4.8.3 Cálculo da tensão real de cisalhamento

Calcula-se a tensão admissível na zona de engaste, na seção junto à parede, onde estão localizados os pontos “A” e “B”. As tensões são iguais em módulo e basta o cálculo de uma delas. Usa-se a mesma Equação (4.9),

$$\sigma_{adm.} > \frac{M_{fl A(real)} \psi}{I}$$

Lembra-se que Ψ é o momento estático da seção onde ocorre a tensão calculada de base $2Z$ e de altura t do perfil, e I é o momento de Inércia da seção,

$$\sigma_{adm.} > \frac{M_{fl.A/B(real)} \psi}{\frac{b h^3}{12}} = \frac{M_{fl.A/B(real)} \left(\frac{t}{4}\right)}{\left(\frac{2 Z}{12}\right) \left(\frac{t}{2}\right)^3}$$

Expressão que reduzida fica,

$$\sigma_{adm.} > \frac{12 M_{F(A/B)real}}{Z t^2}$$

Isolando a expressão em função de t , vem,

$$t > \sqrt{\frac{12 M_{F(A/B)real}}{Z \sigma_{Admissível}}}$$

onde, $M_{A/B(real)} = 204.080,00 [N mm]$, $Z=80,00[mm]$ (do projeto), e

$\sigma_{Admissível} = 442.000.000,00 [Pa]$, obtem-se:

$$t > 8,32 \cdot 10^{-3} [mm]$$

Comentário:

Nota-se que o valor de “t” é muito pequeno em função do momento fletor, resultado já esperado pela distribuição de tensão na área estudada dos pontos A e B.

4.8.4 Cálculo da espessura t pela tensão real de cisalhamento

Para isto utiliza-se a Equação (4.10),

$$\sigma_{A/B(real)} = \frac{F_{A/B(Cor \tan te)} Q}{I t}$$

$$\sigma_{A/B(real)} = \frac{F_{(A/B)Cortate} \left(\frac{b h^2}{6}\right)}{\frac{b h^3 t}{12}} = \frac{2(F_{(A/B)Cor \tan te} 2Z t^2)}{2Z t^4} = \frac{2 F_{(A/B)Cor \tan te}}{t^2}$$

Isolando-se a expressão em função de t , vem:

$$t > \sqrt{\frac{2 F_{A/B(cor \tan te)}}{\sigma_{Admissível}}}$$

Usando-se a tensão da liga em aço e fazendo $F_{A/B(cor \tan te)} = 2.551,00$ [N], e a

$\sigma_{Admissível} = 442.10^6$ [Pa], tem-se:

$$t = 3,39 . 10^3 \{mm\}$$

Agora, usa-se a $\sigma_{Admissível} = 170.10^6$ [Pa], da liga de alumínio e tem-se:

$$t > 5,51.10^{-3} [mm]$$

A Tabela 4.5 foi produzida, espelhando a redução de tensões localizadas na seção dos pontos “A” e “B” com o aumento gradativo dos valores da espessura do perfil t e o correspondente aumento do fator de segurança igual a 5.

Tabela 4.5 – Demonstrativo da variação da espessura do perfil em alumínio.

t [mm]	$\sigma_{Mf_{A/B(real)}} [Pa]$	(F.S.)	Incompatível	Compatível
10,00	306.120.000,00	> 1,00	OK	--
12,00	212.120.000,00	> 1,00	OK	--
15,00	136.000.000,00	< 1,00	OK	--
30,00	34.000.000,00	= 5,00	--	OK (ideal)

Comentário:

A dimensão de t junto à parede não significa que a seção do perfil em alumínio seja regular e dispendiosa para o custo final do equipamento. Ela poderá ser de seção

trapezoidal. Para tal, recomenda-se recalculá-la de trecho em trecho para definir sua gradativa redução desde o ponto de aplicação de P até seu engaste. Assim, obter-se-á uma economia até na fabricação do perfil.

Lembra-se que a expressão reduzida da Equação (4.10), obtendo os valores da tensão cisalhante com o valor da $F_{Cor\ tan\ te} = 2.551,00\ [N]$ e impondo o valor da espessura $t=10,00\ [mm]$, tem-se,

$$\sigma_{Cisalhamento} = \frac{2\ F_{Cor\ tan\ te}}{e^2}$$

$$\sigma_{Cisalhamento} = 51,02\ [Pa]$$

$$170.000.000,00\ [Pa] > 51,02\ [Pa]$$

Comentário:

Já era esperado que a tensão de cisalhamento fosse inexpressiva, em virtude da continuidade do perfil, e a área de influência, cujo valor foi adotado de $t = 10,00\ [mm]$. Assim, deixa-se de fazer novas verificações para valores maiores de t , porque os valores serão ainda menores. Dessa maneira deixamos de elaborar a tabela correspondente à força cortante por ser inexpressiva para qualquer análise destes cálculos Basta o exemplo dado acima. Contudo, o conselho é reproduzir o cálculo acima, impondo novos valores para t e elaborar a tabela correspondente.

4.9 CÁLCULO DA POTÊNCIA DO MOTOR

4.9.1 Diagrama de forças componentes da carga R

A Figura 4.23 apresenta as componentes F_1 , F_2 e a resultante R em função da posição do ângulo de deslocamento da plataforma de acessibilidade, como sendo 32° .

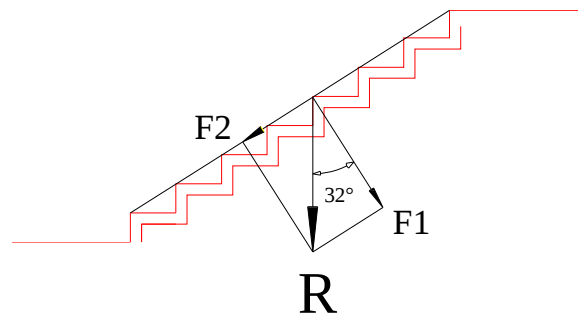


Figura 4.23 – Diagrama das componentes da carga da plataforma.

A Equação (4.22), fundamentadas por Beer e Johnson (2005), esta em função de F_2 (força de arraste) e da velocidade projetada, o que resulta na potência do motor,

$$P_{motor} = F_2 \cdot V_{deslocamento} \quad (4.22)$$

Lembrando que, $R=2.551,00 \text{ [N]}$ (carga máxima), $F_2 = R \sin(32^\circ)$, e a velocidade $V_{deslocamento} = 0,15 \text{ [m/s]}$, tem-se:

$$P_{Motor} \cong 203,00 \text{ [Watts]}$$

Lembrando que $1 \text{ [cv]} = 735 \text{ [watts]}$, então,

$$P_{Motor} = 0,276 \text{ [cv]}$$

Segundo o padrão internacional:

$$P_{Motor} = (5) 0,276 \text{ [cv]}$$

$$P_{Motor} \cong 1,38 \text{ [cv]}$$

Lembrando que o mercado brasileiro não fabrica motores com $1,38 \text{ [cv]}$, opta-se para um motor imediatamente próximo e superior à potência calculada. Observação importante: Caso o equipamento seja instalado em uma escada cuja inclinação seja maior que 32° uma nova potência deverá ser calculada porque a força de arraste pode aumentar significativamente a potência do motor. Assim cada inclinação ter-se-á um motor com potência diferente.

Comentário:

A potência do motor está dentro do padrão de normas internacionais em virtude do fator de segurança utilizado e à rotação escolhida de 3.750 [rpm]. Esse fator manterá o torque de arranque da carga do conjunto. No entanto não poderá causar estranheza de pessoas entendidas no assunto mesmo porque não haverá tranco para os arranques e para as paradas, pois o sistema eletro-mecânico será dotado de potenciômetro que garante partidas com pequenos deslocamentos e aumento paulatino. Assim como para as paradas no seu desligamento. Outra vantagem do motor com maior potência é propiciar um desgaste menor, uma vez que os esforços serão os mesmos. Prevê-se pouca manutenção no motor escolhido. Já a escolha de um motor com freio é aconselhada em virtude de propiciar maior segurança para equipamentos destinados a usuários de cadeira de rodas, caso em estudo.

A Figura 4.24 ilustra e detalha os componentes internos de um motor com freio – estator – rotor – bobina - e posicionamento do eletroímã à extremidade superior do eixo do motor.

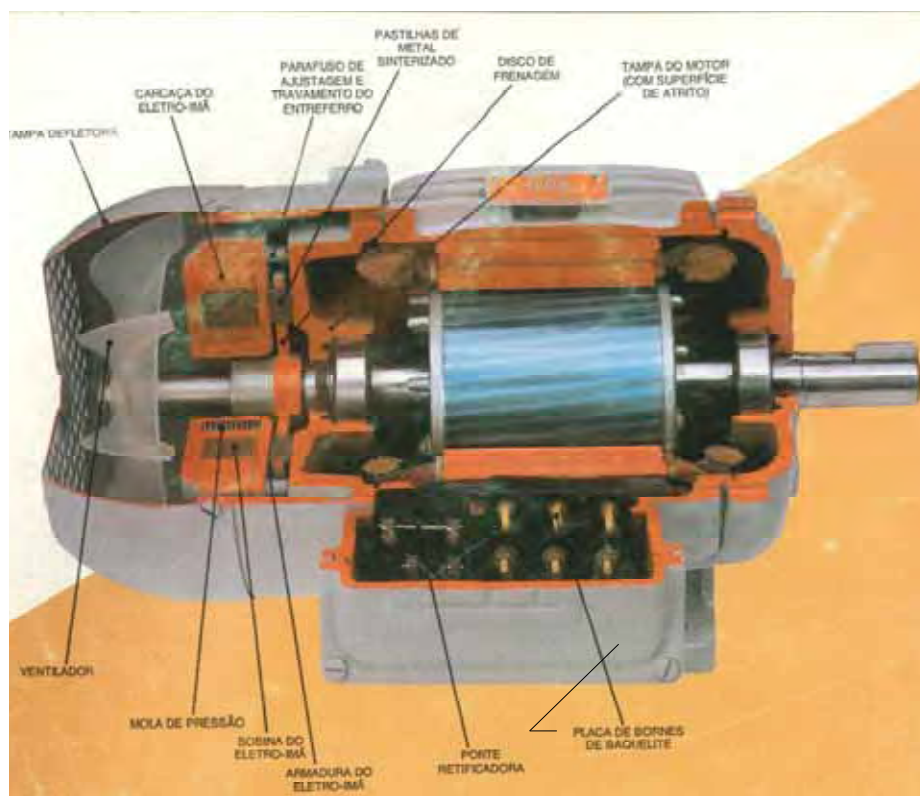


Figura 4.24 – Motofreio (WEG, 2008).

4.9.2 O Motofreio

Os motofreios elétricos são trifásicos, assíncronos de indução com rotor de gaiola de esquilo, totalmente fechado com ventilação externa (TFVE). As carcaças são conforme norma ABNT – NBR 5432, fornecidas com grau de proteção IP54 (protegidas contra a penetração de poeira e contra projeções d'água de qualquer direção), nas tensões de 220 volts e frequência de 60 Hz. O motofreio consiste em um motor de indução assíncrono trifásico, acoplado a um freio monodisco, formando uma unidade integral compacta e robusta.

O freio possui poucas partes móveis, assegurando longa duração com o mínimo de manutenção. A dupla face de encosto com o disco de frenagem forma uma grande superfície de atrito, que proporciona uma pressão específica adequada sobre os elementos de fricção, evitando o aquecimento exagerado, mantendo assim, o mínimo de desgaste. Além disso, o freio é resfriado pela própria ventilação do motor.

A bobina de acionamento do eletroímã é protegida com resina Epóxi. Funciona com tensões contínuas obtidas através de uma ponte retificadora, alimentada com tensão alternada de 220 volts, obtida dos terminais do motor ou de uma fonte independente.

4.10 O REDUTOR

4.10.1 Descrição das características de suas componentes

As carcaças dos redutores são fabricadas em ferro fundido de alta qualidade e envelhecidas para que se obtenha uma usinagem precisa sem deformações posteriores. Os redutores são constituídos de um par de engrenagens cilíndricas, uma coroa e uma rosca sem fim. As engrenagens cilíndricas são fabricadas em aço liga de alta qualidade e seus dentes são helicoidais com ângulo de pressão de 20°, que após operação de desgastes sofrem tratamento termoquímico de cementação. Posteriormente, os flancos

dos dentes são retificados pelo processo de geração, com furo e a face das engrenagens retificadas, garantindo uma engrenagem precisa e silenciosa. A Rosca sem fim é em aço liga para cementação, a qual após o tratamento térmico atingirá uma dureza superficial de 58 a 60 HRC. O perfil é de envolvente e retificado, proporcionando ao redutor um alto rendimento e um funcionamento suave. A Coroa é de bronze centrifugado de liga especial, com propriedades mecânicas que garantem um ótimo funcionamento e durabilidade. Os eixos são fabricados em aço beneficiado usado na construção de máquinas com os encostos e assentos dos rolamentos ou retentores, retificados. Os rolamentos utilizados nas unidades são de pressão, e resistentes às cargas radiais, dimensionadas para uma longa vida.

A Figura 4.25 ilustra um redutor com suas componentes internas - a sua carcaça e o motor já acoplado ao redutor.

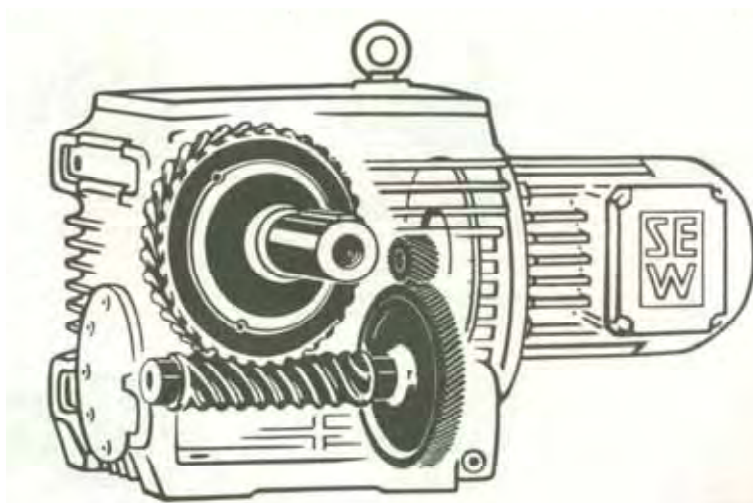


Figura 4.25 - As componentes internas do redutor (SEW, 2008).

A única diferença é que o nosso redutor terá o motor trabalhando na sua parte superior para atender condições de espaço no projeto.

A função do redutor é reduzir o número de rotações do motor através de suas componentes internas para oferecer uma velocidade compatível com a dinâmica do sistema projetado de modo tal que não tire o poder de arranque do motor, permitindo saídas e paradas dentro dos parâmetros do projeto, com o auxílio do potenciômetro para garantir a segurança dos usuários.

4.10.2 Cálculo das dimensões dos elementos internos do redutor

A Tabela 4.6, abaixo, foi elaborada com auxílio da Equação (4.23) e fundamentada por Beer e Johnston (2005), tendo a função de conscientizar o projetista/calculista das dimensões aproximadas dos elementos internos do redutor numa avaliação de espaço útil a ser ocupado dentro da carcaça do redutor. São fatores que auxiliam a criação de peças, o estudo de espaços das componentes e o tamanho de seu suporte sobre a carcaça da âncora. Note que a Tabela 4.6 indica a velocidade tangencial (v), a velocidade angular (w) e o raio (r) em ambas as engrenagens cônicas, na coroa e na rosca sem fim, em que a última indicação de velocidade $v=1,50$ [m/s] que é justamente a velocidade transferida para o rolete dentado, responsável pela transmissão do sistema.

$$v = w \cdot r \quad (4.23)$$

Tabela 4.6 – Resumo das dimensões das componentes internas do redutor.

Elemento	Motofreio	Coroa	Engrenagem Cilíndrica	R.S.F.	Engrenagem Cilíndrica	Engrenagem Final
w[rps]	375,00 →	↓ 62,500	30,50 →	↓ 30,50	0,750 →	↓ 0,750
r [m]	-----	↓ 0,0244	↑ 0,050	↓ 0,020	↑ 0,895	≅ 0,200
v [m/s]	-----	1,525 →	↑ 1,525	0,67 →	↑ 0,671	↑ 0,150

5. FREIO ELETROMAGNÉTICO – Freio de Emergência

A plataforma de acessibilidade em estudo considera um sistema de travamento automático para efeitos de maior segurança e situações de emergência, como por exemplo, numa situação de falha no sistema elétrico da própria estrutura ou numa falta de energia elétrica no edifício em que está instalada.

Assim, neste estudo se desenvolve um freio eletromagnético constituído de um eletroímã no formato de um “U”, acoplado a uma barra móvel de mesmo material, semelhante ao modelo usado em elevadores verticais. O freio é acionado por molas helicoidais de compressão que proporcionam a frenagem ao pressionar a barra móvel contra o trilho inferior. Devido ao baixo custo e a possibilidade de ser adaptada ao projeto da plataforma, este foi o modelo de frenagem extra, escolhido para este trabalho e dimensionado seguindo o desenvolvimento realizado por Kalume (2007).

O dispositivo pode ser instalado na parte posterior da plataforma vertical, junto ao seu acoplamento no trilho inferior.

Ao passar corrente elétrica na bobina do eletroímã, um fluxo magnético é gerado, atravessando o núcleo de aço-silício, fazendo com que a barra móvel do eletroímã seja atraída por ele, desacoplando o freio do trilho inferior, permitindo assim o movimento da plataforma. Ao cortar o fornecimento de energia elétrica na bobina, o fluxo magnético no núcleo do imã é eliminado, deixando a barra móvel sob a ação das molas, que acionarão automaticamente o freio, comprimindo a barra contra o trilho inferior da plataforma, como mostrado na Figura 5.1.

A bobina utilizada neste equipamento seria ligada ao dispositivo de comando da plataforma, de modo a receber corrente elétrica no instante em que o motor é acionado.

Desta maneira o freio seria desacoplado do trilho quando fosse desejado o transporte do usuário. Ao atingir o andar desejado, a corrente elétrica seria interrompida no motor e na bobina, parando a estrutura e acionando automaticamente o freio. Este, por sua vez, permanecerá travado enquanto a plataforma se mantiver em repouso, garantindo segurança tanto no embarque quanto no desembarque do usuário.

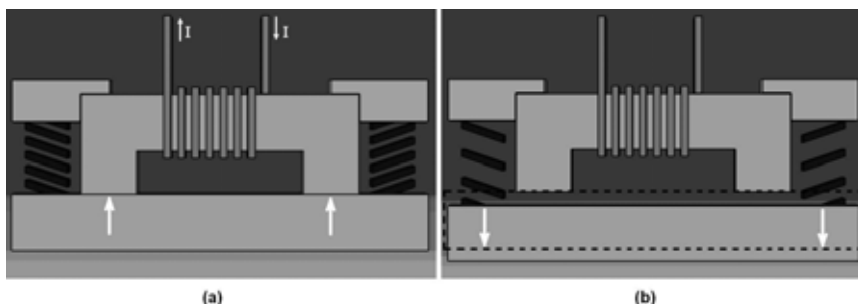


Figura 5.1 – Esquema do eletroímã: (a) Eletroímã ligado, com o freio desacoplado do trilho, e (b) Eletroímã desligado, com as molas acionando o freio.

O freio eletromagnético, diferentemente dos outros tipos de freios, é o único que é acionado com segurança quando submetido a uma situação de emergência em que o fornecimento de energia elétrica é cortado.

5.1 DIMENSIONAMENTO DAS MOLAS

A análise prévia da guarnição desse tipo de freio (SHIGLEY, 2005), é fonte de consulta para definirmos o tipo de guarnição a ser usada. Optamos pelo asbesto moldado como oposição ao aço, por apresentar mais baixo custo. O asbesto será moldado nas cabeças do rolete dentado e a pastilha de frio será de aço-silício para que possa ser atraída por um campo eletromagnético induzido pelo eletroímã do freio. Nesse caso, a fonte fornece o coeficiente de atrito $\mu_{atrito}=0,35$. A força normal que deverá ser aplicada no freio será definida pela expressão,

$$F_{atrito} = F_2 = \mu_{atr} \cdot N_N \quad (5.1)$$

onde, $F_2 = 1.352,00[N]$ então obtem-se, $N_N = 3.863,00[N]$.

Lembrando-se que F_2 é a mesma componente de arraste que foi usada no cálculo da potência do motor; d_a é o diâmetro do seu arame e d_e é seu diâmetro externo.

Como a força de 3.863,00 [N] será aplicada e distribuída nos terminais da cabeça do rolete dentado. O freio, a princípio, com 8 molas helicoidais de compressão será dividido em duas partes iguais e cada parte com quatro molas, e por sua vez distribuídas por dois terminais, e em cada terminal teremos duas molas comprimindo em 180° sua área de frenagem. Dessa maneira cada mola exercerá a força axial de 482,75[N].

A Figura 5.2 representa um elemento de mola helicoidal de compressão com suas respectivas dimensões que serão utilizadas neste seqüencial de cálculo.

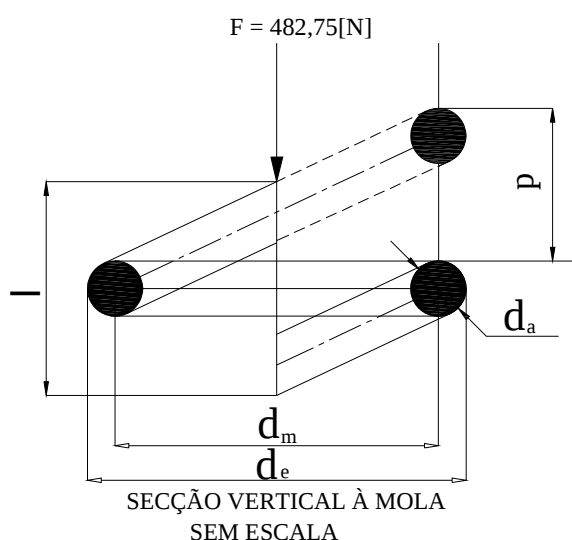


Figura 5.2 – Representação da mola.

Nesta ilustração, F será a força de 482,75 [N] distribuída para o sistema, “ p ” é o passo, “ ℓ ” é o comprimento, “ d_m ” é o diâmetro médio, “ d_a ” é o diâmetro do arame e “ d_e ” é o diâmetro externo.

Na escolha do diâmetro do arame dessas molas optou-se por valores normalizados DIN 2076 – 2077, dados conforme a Tabela 5.1, tabela específica e equações fornecida e todas elas fundamentadas por Melconian (2007).

Cálculo do índice de curvatura da mola:

Utilizando-se a Equação (5.2), fundamentadas por Melconian (2007),

$$C = \frac{d_m}{d_a} \quad (5.2)$$

onde, $d_m = 15,00$ [mm], $d_a = 3,00$ [mm] tem-se: $C = 5,00$ [adimensional].

Cálculo do fator de Wahl (k_m):

Utilizando-se a Equação (5.3),

$$K_m = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (5.3)$$

onde, $C = 5,00$, tem-se: $K_m \cong 1,31$ [adimensional].

Determinação do material das molas:

Optou-se pelo aço temperado em óleo ASTM-A-229 SAE 1065, por ser um material muito empregado em molas com arames de 3,0 a 12,0 [mm] de diâmetro. Neste caso, para um arame de 3,00 [mm] de diâmetro, obtêm-se as tensões admissíveis para serviços pesados, médios e leves. Usa-se a Tabela 5.1, para escolha do material da mola.

Tabela 5.1 – Tensões admissíveis para molas (MELCONIAN, 2007)

TENSÕES ADMISSÍVEIS E TENSÕES COM MOLA FECHADA				
*VALORES TABELADOS EM [MPa]				
Temperado em óleo – ASTM-A-229 SAE 1.065				
Diâmetro	Serviços Pesado	Serviços Médio	Serviços Leve	Mola fechada
d_a [mm]	$[\frac{N}{mm^2}]$	$[\frac{N}{mm^2}]$	$[\frac{N}{mm^2}]$	$[\frac{N}{mm^2}]$
$d_a \leq 1,0$	580	770	875	980
$1,0 < d_a \leq 2,0$	500	670	740	820
$2,0 < d_a \leq 3,0$	450	600	680	760
$3,0 < d_a \leq 4,0$	420	560	640	710
$4,0 < d_a \leq 6,0$	390	520	570	640

Determinação do tipo de extremidade das molas:

Há quatro tipos de extremidade de molas mostrados na tabela específica e dentre eles optou-se por molas em esquadro e esmerilhadas que reúnem características que mais se adaptam aos encaixes dentro das barras do eletroímã. No entanto, para esse tipo de extremidade, consideram-se duas espiras inativas ($n_i = 2$). Assim, o número total de espiras de cada mola será dado pela Equação (5.4),

$$n_t = n_a + 2 \quad (5.4)$$

como, $n_a = 10$, tem-se: $n_t = 12$ espiras

Cálculo da tensão atuante em cada uma das molas:

Utiliza-se a Equação (5.5),

$$\tau_{\text{Re al na mola}} = \frac{8 F C k_m}{\pi d_a^2} \quad (5.5)$$

onde, $F = 482,75$ [N], $C = 5,00$, $k_m = 1,31$ e $d_a = 3,00$ [mm], obtem-se:

$$\tau_{\text{Re al na mola}} = 895,11 \text{ [MPa]}$$

Comparação das tensões:

Comparando-se o valor da tensão calculada com os valores da Tabela (5.1) vê-se que a mola será submetida a tensões maiores que os valores tabelados. Isso significa que a mola não terá condições de suportar a tensão exigida dada a intensidade da força axial. Dessa maneira, a opção foi aumentar o número de molas de 8 para 12 para diminuir a força axial e para que o recálculo da tensão adquira valores compatíveis, mantendo a mesma especificação da mola.

$$\tau_{\text{Admissível da mola}} > \tau_{\text{Re al na mola}}$$

$$\text{Serviço leve: } 570,00 \text{ [MPa]} > 895,11 \text{ [MPa]}$$

Com a comparação indica adversidade, ou seja que a mola não suportará sequer, tensões de serviços leves. Assim optar-se-á por um número maior de molas, mantendo a mesma mola, por questões de projeto, pois, as molas deverão caber dentro da carcaça e agindo nas extremidades do rolete tracionador. Dessa maneira, analisando a equação (5.5), vamos refazer os cálculos para 12 molas iguais, em busca de uma tensão menor utilizando a mesma equação (5.5).

Sendo, $F = 321,92 \text{ [N]}$, e como os demais valores permanecem inalterados, tem-se a nova tensão real na mola unitária:

$$\tau_{\text{Real na mola}} = 596,92 \text{ [MPa]}$$

Volta-se a comparar a tensão real calculada com os valores da mesma Tabela (5.1) e obtem-se:

Serviço leve:	596,92 [MPa] < 640,00[MPa]	Aprovada.
Serviço médio:	596,92 [MPa] > 560,00 [MPa]	Reprovada.
Serviço pesado:	596,92 [MPa] > 420,00 [MPa]	Reprovada.

As 12 molas trabalharão em serviços leves, como é o caso desta plataforma, mas não poderão trabalhar em serviço médio ou pesado. Como a velocidade de projeto é $v=0,15 \text{ [m/s]}$, o serviço é considerado leve, mesmo levando em conta que o potenciômetro embutido no sistema eletro-mecânico reduzirá ainda mais a velocidade de projeto para facilitar a ação desse sistema de freio com 12 molas. Assim, fica definido um freio eletromagnético, dividido em duas partes e cada parte terá 6 molas iguais com 10 espiras ativas, mais duas espiras inativas, de diâmetro do arame $d_a = 3,00 \text{ [mm]}$ e diâmetro médio da mola $d_m = 15,00 \text{ [mm]}$. O material será o aço ASTM-A-229 SAE 1065 indicado na Tabela 5.1.

Cálculo da deflexão da mola escolhida (δ):

A deflexão da mola causada pela força atuante é dada pela Equação (5.6), onde G é o módulo de elasticidade do aço ASM-A-SAE 1065, temperado em óleo, e G é equivalente a $78400 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, dado por,

$$\delta_{Mola} = \frac{8 F C^3 n_a}{d_a G} \quad (5.6)$$

onde, $F = 321,92 \text{ [N]}$, $C = 5,00$, $n_a = 10$ e $d_a = 3,00 \text{ [mm]}$, tem-se: $\delta_{Mola} = 13,69 \text{ [mm]}$

Assim, a deflexão por espira poderá ser calculada pela Equação (5.7),

$$\delta_{\text{uidade de espira}} = \frac{\delta_{Mola}}{n_a} \quad (5.7)$$

onde, $\delta = 13,69 \text{ [mm]}$, $n_a = 10 \text{ [espiras]}$, tem-se: $\delta_{\text{uidade de espira}} = 1,37 \text{ [mm/espira]}$.

Determinação do passo da mola (p):

O passo da mola, que é a distância entre dois arames, é definido pela Equação (5.8), dada por,

$$p = d_a + \frac{\delta_{Mola}}{n_a} + 0,15 \cdot \frac{\delta_{Mola}}{n_a} \quad (5.8)$$

onde, $d_a = 3,00 \text{ [mm]}$, $\delta_{Mola} = 13,69 \text{ [mm]}$, $n_a = 10$, tem-se: $p = 4,58 \text{ [mm]}$

Cálculo do comprimento da mola (l).

O comprimento total (ℓ) e o comprimento da mola fechada (ℓ_F) para uma mola de extremidade em esquadro, e esmerilhada de acordo com a tabela específica são calculadas respectivamente pelas Equações (5.9) e (5.10),

$$\ell = p \cdot n_a + 2 \cdot d_a \quad (5.9)$$

onde, $p = 4,58 \text{ [mm]}$, $n_a = 10$, $d_a = 3,00 \text{ [mm]}$, tem-se: $\ell = 51,80 \text{ [mm]}$

$$\ell_F = d_a (n_a + 2) \quad (5.10)$$

$$\ell_F = 36,00 \text{ [mm]}$$

A deflexão máxima da mola será a diferença desses valores, como definida pela Equação (5.11),

$$\delta_{\text{Máxima da Mola}} = \ell - \ell_F \quad (5.11)$$

$$\delta_{\text{Máxima da Mola}} = 15,80 [mm]$$

O comprimento da mola sob tensão de frenagem será a diferença entre o comprimento da mola e a deflexão gerada pela força atuante (δ), representada pela Equação (5.12),

$$\ell_{\text{freio}} = \ell - \ell_F \quad (5.12)$$

onde, $\ell = 51,80 [mm]$ $\ell_F = 15,80 [mm]$, tem-se: $\ell_{\text{freio}} = 36,00 [mm]$

Cálculo da máxima tensão de cisalhamento ($\tau_{\max}$):

A máxima tensão de cisalhamento será aquela que suportará a máxima deformação da mola (mola fechada), ou seja, deverá suportar a força que causa essa deformação, representada pela Equação (5.13),

$$F_{\text{MAX}} = \frac{\delta_{\max} d_a G}{8 C^3 n_a} \quad (5.13)$$

onde, $\delta_{\text{Máx.}} = d_a = 3,00 [mm]$, $G = 78.400,00 [N/mm^2]$, $C = 5,00$ e $n_a = 10$, tem-se

$$F_{\text{MAX}} = 371,62 [N]$$

A tensão de cisalhamento gerada por essa força é calculada pela Equação (5.14),

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot F_{\max} \cdot C \cdot k_w}{\pi \cdot d_a^2} \quad (5.14)$$

onde, $F_{M\acute{A}X} = 371,62 [N]$, $d_a = 3,00 [mm]$, $C = 5,00$ e $K_m \cong 1,31 [a \text{ dimensional}]$, tem-se:

$$\tau_{\max} = 689,06 [N / mm^2]$$

Comparando-se novamente esses valores da tensão real máxima calculados com os valores da tensão admissível para a mola fechada da tabela 5.1, nota-se que a tensão máxima está abaixo do limite suportável pelo material da mola, assim,

$$689,06 [MPa] < 710,00 [MPa]$$

Cálculo da constante elástica da mola (k):

A constante elástica da mola é dada pela razão entre a força aplicada à mola e sua deformação provocada pela ação dessa mesma força e determinada pela Equação (5.15),

$$k = \frac{F_{m\acute{a}x}}{\delta_{m\acute{a}x}} \quad (5.15)$$

onde, $F_{M\acute{A}X} = 371,62 [N]$ e $\delta_{m\acute{a}x} = 15,80 [mm]$, tem-se: $k = 23,52 [N / mm]$

Cálculo do ângulo de inclinação da espira λ :

O ângulo de inclinação da espira, que deve ser menor que 12° , é calculada pela Equação (5.16),

$$\lambda = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_m} \quad (5.16)$$

onde, $p = 4,58 [mm]$, $d_m = 15,00 [mm]$, obtem-se: $\lambda = 6^\circ < 12^\circ$

Cálculo da força a ser gerada pelo eletroímã ($F_{im\grave{a}}$):

A força magnética deverá ser aplicada no sistema para gerar uma deformação nas molas de $1,0 [mm]$, além da deformação de frenagem (δ) que deverá ser igual ou superior à força exercida pelo conjunto de seis molas de compressão. Para o cálculo dessa força, é necessário encontrar o valor da deflexão dessas molas, logo, essa deformação ($F_{im\grave{a}}$). Utilizando-se a Equação (5.17),

$$\delta_{m\hat{a}g} = \delta + gap \quad (5.17)$$

onde, $\delta = 13,69 [mm]$, $gap = 1,00 [mm]$, tem-se: $\delta_{m\hat{a}g} = 14,69 [mm]$

Com o resultado da equação (5.17), calcula-se a força atuante na mola pela Equação (5.18),

$$F_{mag} = \frac{\delta_{\max} \cdot d_a \cdot G}{8 \cdot C^3 \cdot n_a} \quad (5.18)$$

onde, $\delta_{m\hat{a}g} = 14,69 [mm]$, $d_a = 3,00 [mm]$, $G = 78.400,00 [N/mm^2]$, $C = 5$, $n_a = 10$ [espiras], obtem-se: $F_{mag} = 345,51[N]$

Como utilizaremos **seis** molas no eletroímã, então,

$$F_{im\hat{a}} = 6 \cdot F_{mag}$$

$$F_{im\hat{a}} = 2.073,06 [N]$$

A tensão que a mola deverá suportar quando comprimida pelo eletroímã será referente à força magnética $F_{mag} = 345,51 [N]$, calculada anteriormente pela Equação (5.18). Esta tensão será calculada pela Equação (5.14),

$$\tau_{mag} = \frac{8 \cdot F_{mag} \cdot C \cdot k_m}{\pi \cdot d_a^2}$$

onde, $F_{mag} = 345,51 [N]$, $C = 5,00$, $k_m = 1,31$ e $d_a = 3,00 [mm]$, obtem-se,

$$\tau_{mag} = 640,65 [MPa]$$

Comparando o resultado obtido com os valores da Tabela 5.1, vê-se que a tensão calculada é praticamente igual a tensão admissível, somente para serviços leves, ou seja, o resultado dá-nos certeza de que as molas suportarão a tensão.

Serviço Leve:	$640,65 [MPa] < 680,00 [MPa]$	Aprovado
Serviço Moderado:	$640,65 [MPa] < 600,00 [MPa]$	Aprovado.
Serviço Pesado:	$640,65 [MPa] > 450,00 [MPa]$	Reprovado.

Cálculo do comprimento da mola sob a tensão do eletroímã:

O comprimento da mola comprimida pelo eletroímã (l_{mag}) será calculado pela razão entre o comprimento da mola livre (l) e a deformação gerada pelo próprio eletroímã (δ_{mag}) representado pela Equação (5.19),

$$\ell_{mag} = \ell - \delta_{mag} \quad (5.19)$$

onde, $\ell = 51,80 [mm]$, $\delta_{mag} = 14,69 [mm]$, tem-se: $l_{mag} = 37,11[mm]$.

5.2 DIMENSIONAMENTO DO ELETROÍMÃ

Os eletroímãs a serem utilizados devem ser capazes de gerar uma força de atração magnética maior ou igual a 1.622,88 [N] no entreferro, para assim comprimir as molas em 1,0 [mm], liberando o freio do rolete e permitindo, assim, o deslocamento perfeito da plataforma. Veja o esquema na Figura 5.3.

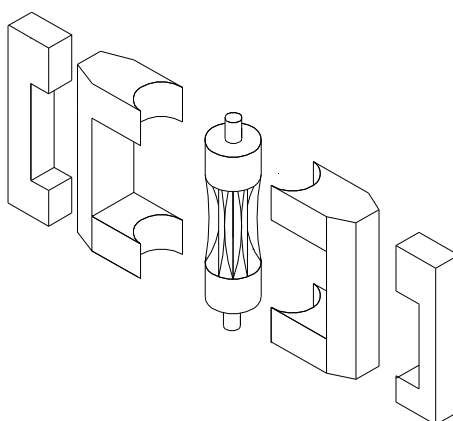


Figura 5.3 – Esquema do freio na cabeça do rolete de transmissão.

Respeitando o fato de que o dimensionamento de um eletroímã exigirá cálculos baseados em valores arbitrados (cálculos iterativos), foi criada no Microsoft Excel, uma planilha para determinar a força de atração eletromagnética (KALUME, 2007) no

entreferro para diversos valores de densidade de fluxo magnético (B) e compará-los com o valor de força necessária para a contração das molas previamente dimensionadas na Figura 5.2.

Foram tabelados nessa planilha diversos pontos da curvatura de permeabilidade do aço-silício, e para cada um desses pontos foi calculado o valor de permeabilidade para o seu respectivo valor de densidade (B) e intensidade (H) do campo magnético.

Nessa planilha, Figura 31, se entra com valores estipulados para a força magnetomotriz e para as dimensões do eletroímã. São automaticamente calculados todos os parâmetros necessários para o dimensionamento desse tipo de eletroímã.

Desses parâmetros, o mais importante é a porcentagem de erros entre os valores tabelados e calculados para a densidade de fluxo magnético (B) no núcleo de aço-silício. Quanto menor for a diferença entre esses dois valores, maior será a precisão dos cálculos referentes a força de atração magnética nos entreferros. Para isso, adotou-se que a porcentagem de erro da densidade de fluxo calculada seja de, no máximo 10% do valor de densidade de fluxo obtido na curva de permeabilidade.

A planilha, além de calcular e avaliar essa porcentagem de erro, calcula também, a força de atração nos entreferros e a compara com o valor obtido no dimensionamento da mola com a Equação (69).

Os resultados obtidos no Excel que melhor se adaptam às necessidades do projeto indicam valores para a força magnetomotriz de 2500 A, em um núcleo de aço silício, conforme dimensões mostradas na Figura 26.

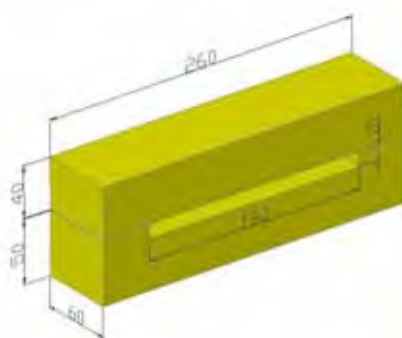


Figura 5.4 – Dimensões do eletroímã.

A Tabela 5.2 mostra a planilha já com os valores finais calculados para o dimensionamento do eletroímã.

Tabela 5.2 – Planilha para o dimensionamento do eletroímã.

Eletroímã									
AÇO SILÍCIO									
B(T)	H	B/H	$\mathcal{R}_{aço}$	$\mathcal{R}_{total}$	fluxo	B'	%erro	F(N)	res.
0.35	50	7,06E-03	3,21E+04	6,95E+05	3,60E-03	1.50	76,64	2143	ERRO
0.70	100	7,00E-03	3,21E+04	6,95E+05	3,60E-03	1.50	53,28	2143	ERRO
0.90	150	6,00E-03	3,75E+04	7,01E+05	3,57E-03	1.49	39,46	2111	ERRO
1,00	200	5,00E-03	4,50E+04	7,08E+05	3,53E-03	1.47	32,02	2066	ERRO
1,10	275	4,00E-03	5,63E+04	7,19E+05	3,48E-03	1.45	24,03	2002	ERRO
1,15	325	3,54E-03	6,36E+04	7,27E+05	3,44E-03	1.43	19,77	1962	ERRO
1,20	400	3,00E-03	7,50E+04	7,38E+05	3,39E-03	1.41	14,97	1902	ERRO
1,25	500	2,50E-03	9,67E+04	7,60E+05	3,29E-03	1.37	8,82	1795	OK
1,30	675	1,93E-03	1,17E+05	7,80E+05	3,21E-03	1.34	7,01	1703	OK
1,35	1000	1,35E-03	1,67E+05	8,30E+05	3,01E-03	1.26	2,66	1505	OK

Fmola(N)	1709	LmAço(m)	0,5400
Mo	1,257E-06	Sm(m ²)	0,0024
fmm(Ae)	2500	$\mathcal{R}_{gap}$	6,63E+05
Gap(m)	0,001		

$$\mu = B/H \text{ [Henries/m]}.$$

A próxima seqüência de cálculo é baseada nos resultados finais obtidos dessa planilha para o dimensionamento daquele eletroímã, mostrado na Figura 5.4.

Cálculo da permeabilidade do núcleo

A permeabilidade (μ), definida pelo SI (Sistema internacional) em *Henries por metro*, é o grau de magnetização de um material em resposta a um campo magnético e pode ser calculado pela Equação (5.20), Hayt Jr. (1994),

$$\mu_{aço} = \frac{B}{H} \quad (5.20)$$

onde B é a intensidade do fluxo magnético, medido em Teslas (T), e H é a força do campo magnético, medido em *ampères por metro* [A/m].

O valor constante μ_0 é conhecido como constante magnética ou permissividade do espaço livre, que tem o valor definido de $4\pi 10^{-7} [H/m]$, conforme Hayt Jr. (1994).

Em materiais ferromagnéticos o valor da permeabilidade “ μ ” não varia linearmente com a intensidade do fluxo magnético. Conforme curva de magnetização apresentado em Kalume (2007).

Optou-se por um núcleo de aço-silício, material ideal, para se trabalhar em eletroímãs, visto que apresenta um bom desempenho quando submetido a campos eletromagnéticos gerados tanto por corrente contínua quanto por corrente alternada.

Com os resultados obtidos na planilha de dimensionamento do eletroímã, o ponto na curva de permeabilidade do aço-silício na curva de magnetização, o que melhor se adaptou ao projeto foi referente ao de densidade de fluxo (B) de 1.25 [T], com intensidade do campo magnético (H) de 500 [A/m]. Usando-se estes valores da Tabela 5.5, foi possível calcular a permeabilidade no núcleo em aço (“ $\mu_{aço}$ ”) pela Equação (5.20).

$$\mu_{aço} = \frac{B [T]}{H [H/m]}$$

$$\mu_{aço} = 2,50 \cdot 10^{-3} [H/m]$$

A permeabilidade nos entreferros será igual à permeabilidade do espaço livre, portanto:

$$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} [H/m]$$

Cálculo da relutância do circuito magnético

A relutância magnética “ $\mathfrak{R}$ ” é dada pela equação (5.21), Hayt Jr. (1994),

$$\mathfrak{R} = \frac{1}{\mu} \frac{l_m}{S} \quad (5.21)$$

onde “S” é a área da seção transversal do núcleo, “ l_m ” é o caminho médio através do núcleo, representado pela linha tracejada na Figura 5.5, e “ μ ” é a permeabilidade do material .

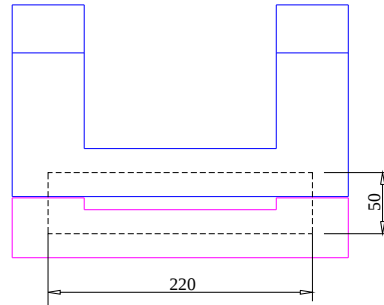


Figura 5.5 – Caminho médio l_m através do núcleo.

Como a área da seção transversal S é constante em todo o circuito, não será necessário calcular a relutância em cada trecho do núcleo, mas sim para cada material envolvido, pois terão diferentes permeabilidades. Essa área é dada por,

$$S = h \ell \quad (5.22)$$

onde, $h = 0,04 [m]$ e $\ell = 0,06 [m]$, tem-se: $S = 0,0024 [m]^2$

Desse modo, o caminho médio referente ao entreferro será igual à soma dos comprimentos destes, ou seja, será igual a 2,00[mm], enquanto que o caminho médio referente ao núcleo de aço-silício será igual 580,00 [mm].

Então, para a região dos entreferros, a relutância é calculada pela Equação (5.23).

$$\mathfrak{R}_{gap} = \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{l_{m_{gap}}}{S} \quad (5.23)$$

onde, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} [H / m]$, $S = 0,0024 [m]^2$ e $l_{m_{gap}} = 580,00 [mm]$, obtem-se:

$$\mathfrak{R}_{gap} = 6,63 \cdot 10^5 [Ae / Wb]$$

Da mesma maneira, a relutância “ $\mathfrak{R}_{aço}$ ” para o núcleo de aço-silício, será:

$$\mathfrak{R}_{aço} = \frac{1}{\mu_{aço}} \frac{l_{m_{aço}}}{S}$$

A relutância equivalente ao circuito magnético será igual à soma das relutâncias do entreferro e do aço. Essa relação pode ser facilmente visualizada quando comparamos o circuito magnético desse eletroímã a um circuito elétrico associado, como mostra a Figura 5.6,

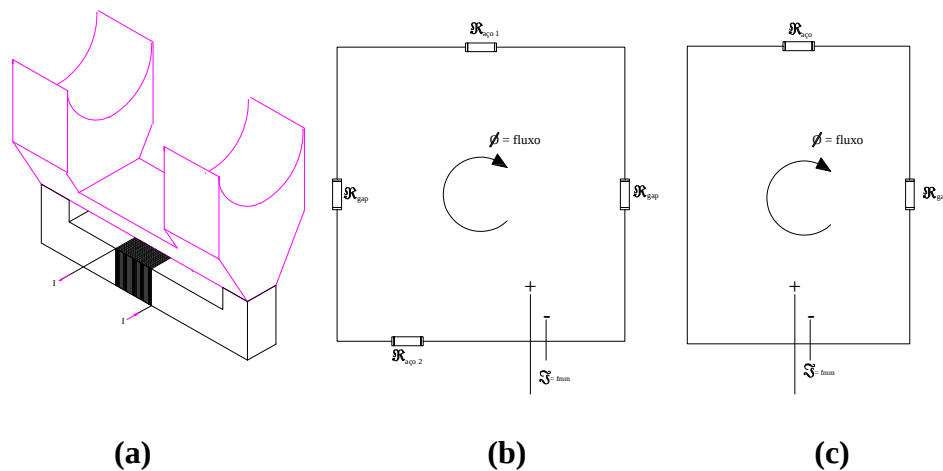


Figura 5.6 – Relação entre circuito magnético e circuito elétrico.

sendo, (a) Circuito magnético, (b) Circuito elétrico associado, (c) Circuito elétrico equivalente. Dessa maneira, a relutância magnética equivalente “ $\mathfrak{R}$ ” pode ser facilmente calculada pela Equação (5.24),

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{R}_{gap} + \mathfrak{R}_{aço} \quad (5.24)$$

e empregando os valores já obtidos de $\mathfrak{R}_{gap} = 6,63 \cdot 10^5 \text{ [Ae/Wb]}$ e $\mathfrak{R}_{aço} = 0,967 \cdot 10^5 \text{ [Ae/Wb]}$, tem-se: $\mathfrak{R} = 7,60 \cdot 10^5 \text{ [Ae/Wb]}$.

Cálculo do fluxo magnético (Φ)

O fluxo magnético “ Φ ” é dado pela razão entre a força magneto motriz e a relutância resultante do circuito magnético, como mostra a Equação (5.25), Hayt Jr. (1994),

$$\Phi = \frac{F_{mm}}{\mathfrak{R}} \quad (5.25)$$

onde, $F_{mm} = 2.500,00 [A_e]$ e $\mathfrak{R} = 7,60 \cdot 10^5 [Ae/Wb]$, tem-se: $\Phi = 3,29 \cdot 10^{-3} [Wb]$.

Cálculo da densidade do fluxo magnético (B')

A densidade do fluxo é calculada pela razão entre o fluxo magnético e a área da seção transversal do núcleo de aço-silício, como mostra a Equação (5.26) conforme Hayt (1994),

$$B' = \frac{\Phi}{S} \quad (5.26)$$

onde, $\Phi = 3,29 \cdot 10^{-3} [Wb]$ e $S = 0,0024 [m]^2$, tem-se: $B' = 1,37 [Wb/m^2] = 1,37 [T]$

Com o valor calculado da densidade de fluxo magnético (B') pode-se, então, avaliar a sua porcentagem de erro e o valor obtido inicialmente (B) na curva de permeabilidade de 1,25 [T], pela Equação (5.27),

$$\Delta B_{\%} = \left(1 - \frac{B}{B'}\right) 100 \quad (5.27)$$

onde, $B = 1,25 [T]$ e $B' = 1,37 [Wb/m^2] = 1,37 [T]$, obtem-se: $\Delta B_{\%} = 8,76\%$

Como foi mencionado anteriormente, adotaremos que essa porcentagem de erro deveria ser de 10% para que houvesse maior precisão no cálculo da força de atração eletromagnética nos entreferros.

Cálculo da força no entreferro (F_{gap}):

A força de atração no entreferro é dada pela Equação (5.28) conforme Hayt Jr. (1994),

$$F_{gap} = \frac{(B_{aço})^2 S}{2 \cdot \mu_0} \quad (5.28)$$

onde, $B' = 1,37 [Wb/m^2] = 1,37 [T]$, $S = 0,0024 [m^2]$ e $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} [H/m]$, tem-se:

$$F_{gap} = 1.793 [N]$$

Para que o eletroímã comprima as molas no modo a liderar o freio da cabeça dos roletes, essa força no entreferro (F_{gap}) deve ser maior ou igual à força necessária para gerar tal deformação na mola ($F_{imã}$). Observa-se que foi justamente isso que ocorreu na comparação,

$$F_{gap} \geq F_{imã}$$

$$1.793[N] \geq 1.622,88 [N]$$

5.2.1 Análise da pressão aplicada nos freios

De acordo com a tabela 1, a pressão máxima admitida pelo tipo escolhido de guarnição de freio varia de 340 a 1035 [kPa]. Portanto, supondo a pior situação possível, as dimensões da pastilha de freio devem ter uma área de contato que faça com que essa pressão não ultrapasse o valor admissível de 340 [kPa].

A largura do anel de aço-silício foi obtida pela planilha de dimensionamento do eletroímã representada pela Figura 5.5 e o seu comprimento foi estipulado em $(\pi r)[mm]$ como mostrado na Figura 5.7.

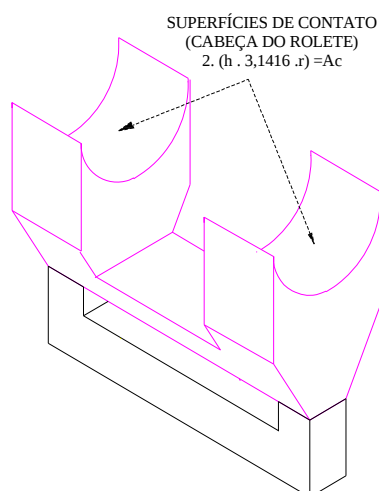


Figura 5.7 – Dimensões do contato do freio na cabeça do rolete.

A pressão na superfície de contato do freio é calculada pela razão entre a força aplicada pela mola e a área de contato, representada pela Equação (5.29) conforme Hayt Jr. (1994). Sendo h a altura da cabeça do rolete e (πr) o comprimento do contato, e “2” o número de área de contato (A_c). Sendo, $P_{adm} = 340,00 [kPa]$, tem-se,

$$P_F = \frac{F}{A_{contato}} = \frac{F}{2 \pi r b} \quad (5.29)$$

onde, $F=3.863,00 [N]$, $r=0,06 [m]$ e $b=0,08 [m]$, tem-se: $P_F = 10,68 [kPa]$,

Lembrando que b é a altura da cabeça do rolete, e (πr) é o comprimento de contato na cabeça do rolete.

5.2.2 Comentários

O dimensionamento prévio dos freios eletromagnéticos de emergência para a plataforma constitui um dispositivo de segurança muito eficaz para seus usuários. A determinação de suas dimensões auxilia o projetista não só com relação à definição do espaço a ser trabalhado, como também, contribui com o trabalho imaginativo do posicionamento do freio no conjunto estrutural.

A posição correta dos freios de emergência neste projeto não pode ser localizada abaixo do CG da plataforma, visto que provocará desequilíbrio para o sistema e poderá provocar acidentes a seus usuários. Isso é facilmente explicável, visto que, o trilho superior está forçosamente acima do CG da plataforma.

Jamais os trilhos inferiores poderão receber esse freio simplesmente porque o trilho muda de conformação em cada parte do trajeto, pela sua própria função, no deslocamento da plataforma; ora o trilho é reto, ora ele é curvo no sentido vertical ou no sentido horizontal e inclinado, assim, ele não apresenta uma constância conformativa perfeitamente reta que permita a adução junto ao trilho inferior.

A mesma coisa acontece com relação ao trilho superior. Ambas as possibilidades são descartadas e inviabilizadas. Resta-nos duas outras opções: a primeira delas consiste no alongamento do eixo do rolete e sua adução seria a sua extremidade inferior, onde, os princípios seriam semelhantes aos mesmos já contidos no motofreio na parte posterior da sua carcaça. Aí funciona um disco que fornece a superfície de aderência, e o freio eletromagnético funciona com suas molas, radialmente posicionadas na sua vertical. Como a posição inferior provocaria um cisalhamento por torque ao eixo do rolete - esta opção foi descartada. Dessa maneira aplica-se a segunda e última opção que consiste em colocar dois freios agindo no mesmo sentido dos trilhos e comprimindo, cada qual, uma das cabeças alongadas do rolete.

Essa foi exatamente a posição escolhida, e nas duas extremidades do rolete dentado, o local ideal para ser comprimido sem forçar seu eixo de transmissão e sem provocar qualquer tipo de tensão a qualquer outra parte do sistema. A posição é privilegiada porque não implicará na mudança conformativa ao corrimão ergonômico.

6. CIRCUITO ELETRO-MECÂNICO DA PLATAFORMA

A Figura 6.1 mostra a trajetória a ser percorrida pela plataforma-ela levará o usuário do pavimento térreo ao pavimento superior e vice-versa.

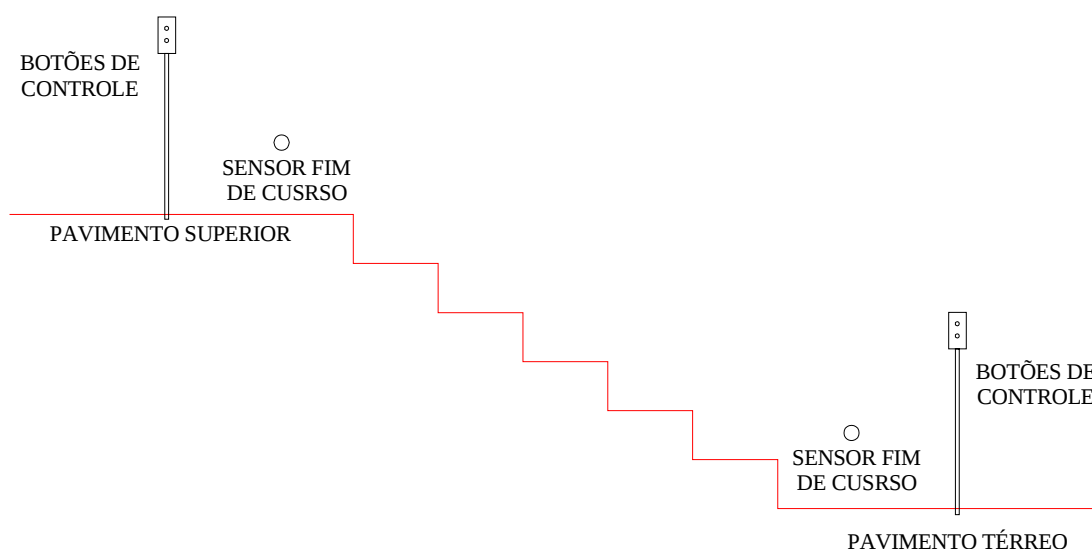


Figura 6.1 – Ilustração do trabalho a ser realizado na plataforma.

Ao acionar o botão de chamada de qualquer uma unidade fixa posicionada junto à escada e próxima ao ponto de parada da plataforma, o circuito programado, verificará a posição em que a plataforma se encontra e enviará os sinais de controle para que os motores sejam acionados e coloquem a plataforma na posição de uso pelo usuário. Existirá um segundo botão. Assim que o usuário estiver posicionado - já sobre a prancha horizontal de carga e os braços estiverem na posição horizontal de segurança poderá acionar o segundo botão, habilitando o deslocamento da plataforma. Isso só

ocorrerá se os sensores ópticos não indicarem a presença de pessoas, num rastreamento frontal de 1,50m na linha de deslocamento na escada.

Dessa maneira, somente quando o braço estiver ocupando a posição horizontal é que o sensor emitirá sinais para que o circuito seja ativado e entre em funcionamento. Tal enfoque constitui a segurança do seu usuário. A regulação de todos os sensores do circuito eletroeletrônico deverá ser instalada por profissional habilitado para programar os sinais de funcionamento em frequências especiais que não sejam interferidas por outras frequências produzidas por outros dispositivos eletrônicos alheios ao sistema da plataforma. Um simples aparelho celular que seja usado próximo ao circuito da Plataforma poderá interferir na frequência de uso dos sinais dos sensores e prejudicar o funcionamento da plataforma.

6.1 DIVISÃO DO CIRCUITO

O circuito será dividido, basicamente, em três partes principais: a potência, o processamento lógico de funcionamento e os *drivers* dos motores.

6.1.1 Potência

Será posicionada em um painel fixado próximo à escada, porém, não poderá ser acoplado à Plataforma devido às dimensões e peso de suas componentes que poderiam inviabilizar seu funcionamento.

6.1.2 Processamento da lógica de funcionamento.

A lógica de funcionamento será criada em duas partes do circuito:- a primeira encontra-se no painel junto com o circuito de potência, sendo realizada por um CLP (controlador lógico programável), que receberá sinais de ambos os botões das botoeiras e de sensores e acionará o motor principal (responsável pelo deslocamento

da plataforma); a segunda, que é o Controlador de *drivers*, é uma componente constituída de um microcontrolador que faz o controle dos *drivers* dos motores.

6.1.3 Drivers dos motores

Para a fácil compreensão do sistema dinâmico achamos favorável a interpretação à adução de motores de passo devido a sua relação de tamanho para ser introduzido no interior das pranchas horizontal e vertical, além do torque, do consumo de energia, da precisão de movimentos e do baixo custo. Dessa maneira, será necessário o uso de um *driver* para controlar cada motor a ser utilizado. Esses *drivers* podem ser comprados prontos, tornando necessária a criação de um controlador que os acione corretamente. O circuito desse sistema específico terá cinco *drivers* para o controle dos motores de passo unipolar (24cvv e até 500mA). Caso sejam utilizados motores bipolares, seria necessária alteração de seus *drivers* para o seu funcionamento.

6.2 DIAGRAMA DOS CIRCUITOS E DESCRIÇÕES

A Figura 6.2 mostra o diagrama de potência para o acionamento do motor principal, sendo ele um motor trifásico para que possa haver reversão na atuação do sistema (levar e trazer). O dispositivo de segurança (F1, 2, 3, 7, 21 e 22) do circuito deve ser calculado com as especificações do motofreio, de suas velocidades de parada (rápida, média ou lenta) e demais consumos do circuito geral. O circuito possuirá uma fonte de 24v. para acionamento dos motores de passo e de seus controladores. Observação: a fonte alimentadora deverá possuir uma capacidade de corrente entre 7 e 10A. Caso não seja encontrada a fonte com estas características, ela pode ser trocada por duas fontes de 24v. de 5 A.

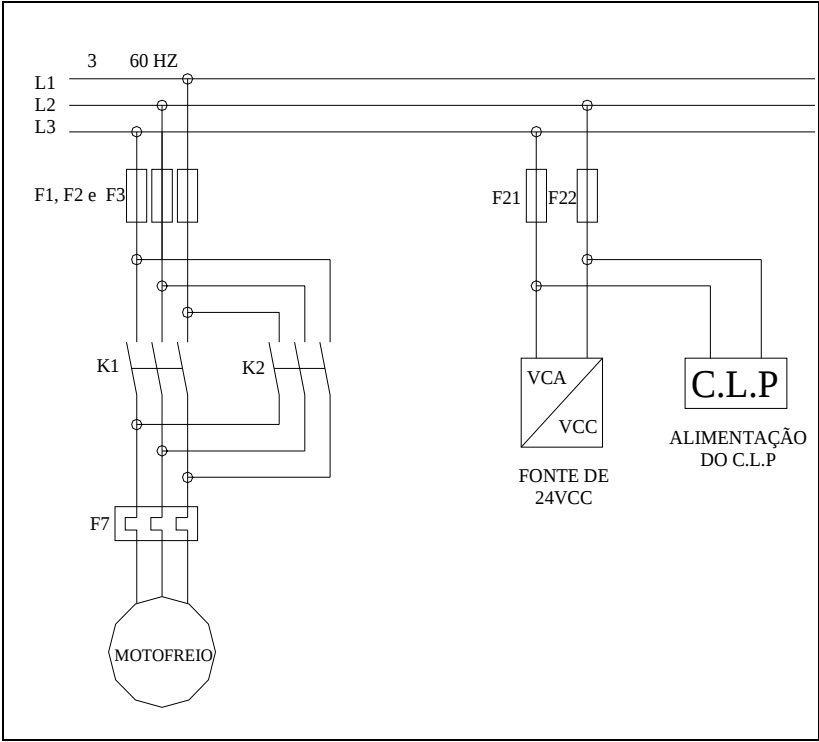


Figura 6.2 - Circuito de potência.

6.2.1 Conexões do CLP

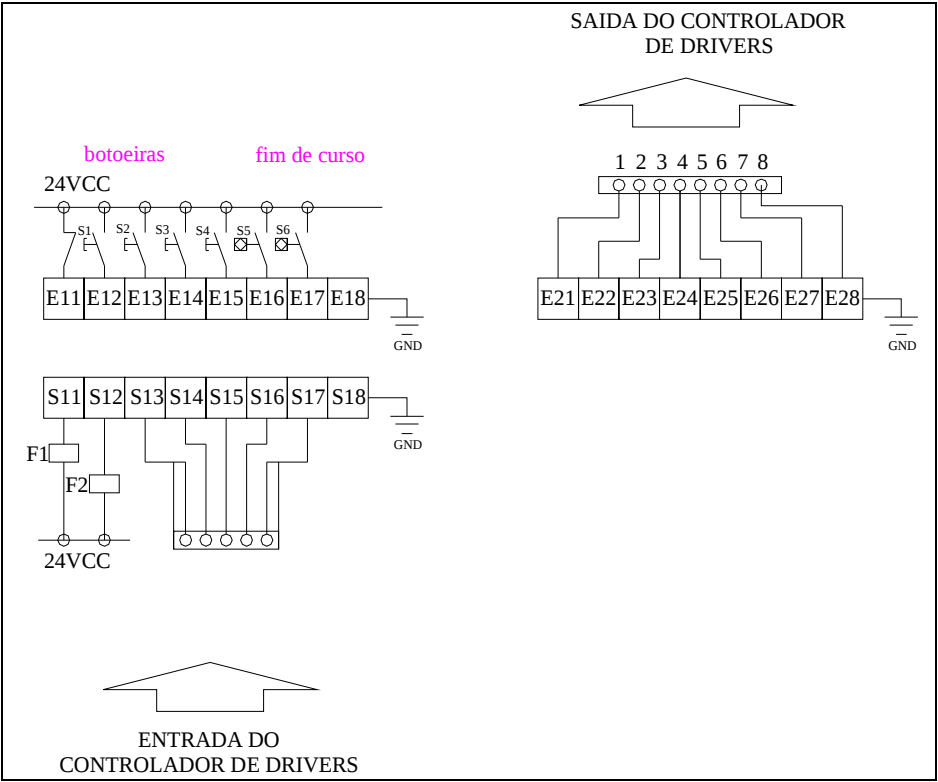


Figura 6.3 – Circuito do controlador de *drivers*.

O comando do circuito será realizado através de um CLP. Com o mínimo de 16 entradas e 8 saídas digitais. O diagrama apresentado, Figura 6.3, mostra que as conexões do CLP, levando-se em conta que a prancha só se movimentará entre dois níveis, ou seja, entre dois pavimentos (Figura 6.4) de um prédio onde o equipamento for instalado.

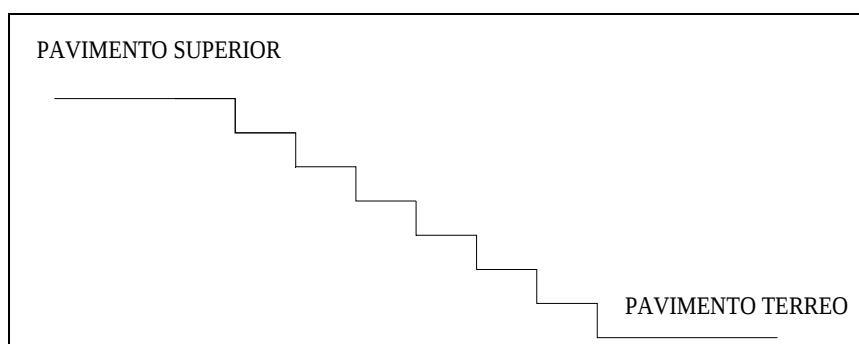


Figura 6.4 – Desnível previsto no movimento da plataforma.

Para adução de níveis intermediários será necessário adicionar mais 4 entradas no CLP e alterar seu programa para cada nova parada que for adicionada. Assim, é fácil entender que o circuito eletroeletrônico assemelha-se a um elevador com pequenas diferenças para a quantidade de motores de passo e suas funções. Os sensores de S1 a S4, os botões da botoeira e os sensores S5 e S6 que são os chamados sensores de fim de curso colocados em cada andar e as saídas K1 e K2 são as responsáveis pelo acionamento do motofreio. A entrada F7 será responsável pela sua segurança, pois trata-se de um relé térmico que controlará sua temperatura. Todas as entradas de E2, de (1 a 8), vêm da saída da placa do controlador de *drivers* que, por sua vez, informa ao CLP a posição momentaneamente a Plataforma. As saídas de S1.3 a S1.7 são ligadas à entrada da placa de controle de *drivers* (Figura 6.5) e têm a função de enviar o comando processado do CLP para a placa.

Esta placa recebe os sinais do CLP (Figura 6.6) e dos sensores de posição da prancha para acionar os motores de passo na seqüência e forma corretas. Esses motores realizam funções diferentes, sendo cinco motores de passo no total. Os motores de passo (1, 2 e 3) estarão embutidos na prancha horizontal do equipamento.

Então teremos: os motores de passo (1 e 2) realizando o mesmo movimento ao mesmo tempo e posicionados simetricamente nas laterais da prancha horizontal, movimentando as duas pequenas rampas de acesso do carrinho do usuário à sua parte superior, que também assumirá uma segunda posição de segurança às rodas do carrinho durante a movimentação. Aí, ambas as rampas formam um ângulo de 90° com a mesma parte horizontal da prancha.

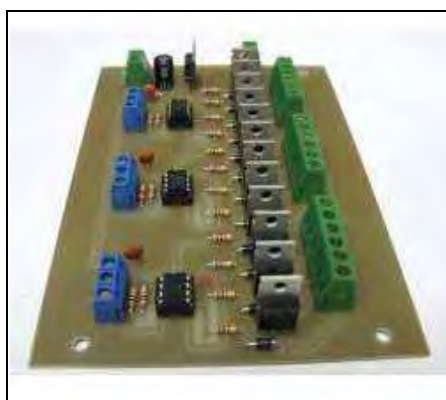


Figura 6.5 – Placa de controle de três motores de passo.

No tempo em que a plataforma não está em uso, a prancha horizontal é recolhida sobre a parte prancha vertical, liberando a parte da escada para uso geral. Nessa posição, o equipamento permanece até que seja solicitado novamente para uso. Já, o motor de passo 3 que também estará embutido na parte frontal da mesma prancha horizontal e terá a mesma função para, analogamente produzir a movimentação da terceira rampa frontal de acesso. Esse motor 3 trabalhará juntamente com os motores (1 e 2).

Os motores de passo (4 e 5):- Estes dois motores de passo que completam o sistema dinâmico de acesso e recolhimento do equipamento, estarão localizados e embutidos no interior da prancha vertical (próximos à placa de controle), realizando a mesma função dinâmica de recolhimento da prancha horizontal sobre ela, a vertical. O desempenho deste equipamento eletromecânico é extremamente necessário para desobstruir o espaço da escada em momentos de paradas da Plataforma no trajeto de uso. Assim, a escada estará livre para uso público normal da escada. Esses motores

têm a mesma função de recolher a prancha horizontal assim como em recolocá-la na posição horizontal de uso.



Figura 6.6 – Modelo de controlador lógico programável.

6.3 SENSORES DE POSIÇÃO

O controlador receberá 8 sinais dos sensores de posição da prancha horizontal, sendo 6 sinais para os motores (1, 2 e 3) nas posições de embarque/desembarque, posição de movimento da plataforma e posição de repouso, e mais dois sinais para os motores (4 e 5) posição vertical e posição horizontal da prancha horizontal. Notamos que os motores 1, 2 e 3 possuem 3 posições distintas e assim deveremos instalar 9 sensores, garantindo as três posições de cada motor, porém, como os motores 1 e 2 devem trabalhar juntos, seus sensores deverão estar ligados em paralelo, tendo assim 3 sinais para os motores 1 e 2, e mais 3 sinais para o motor 3, totalizando 6 sinais recebidos pela placa de controle.



Figura 6.7 – Modelos de sensores de fim de curso.

Figura 6.8 – Placa do controlador de *drivers* – Parte A.

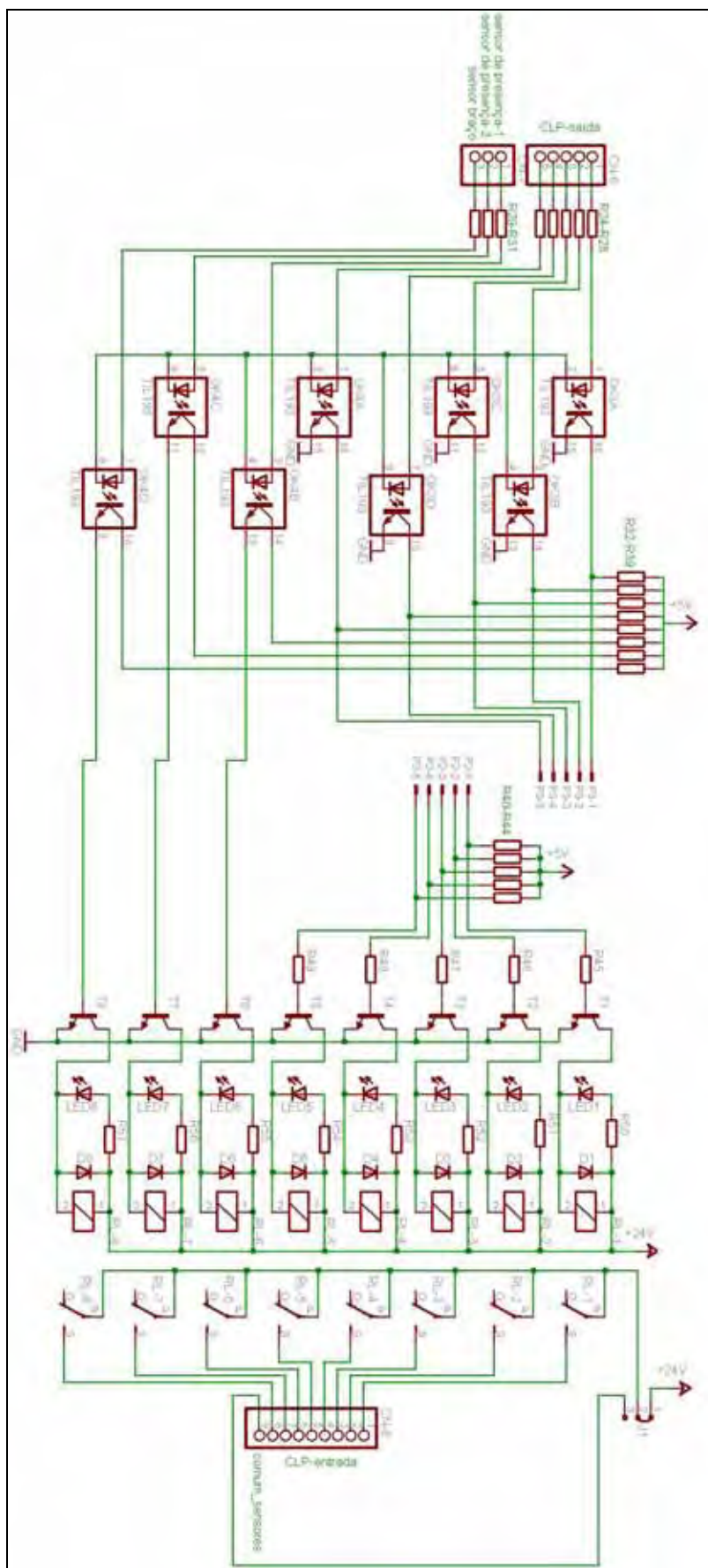


Figura 6.9 – Controlador de *drivers* – Parte B.

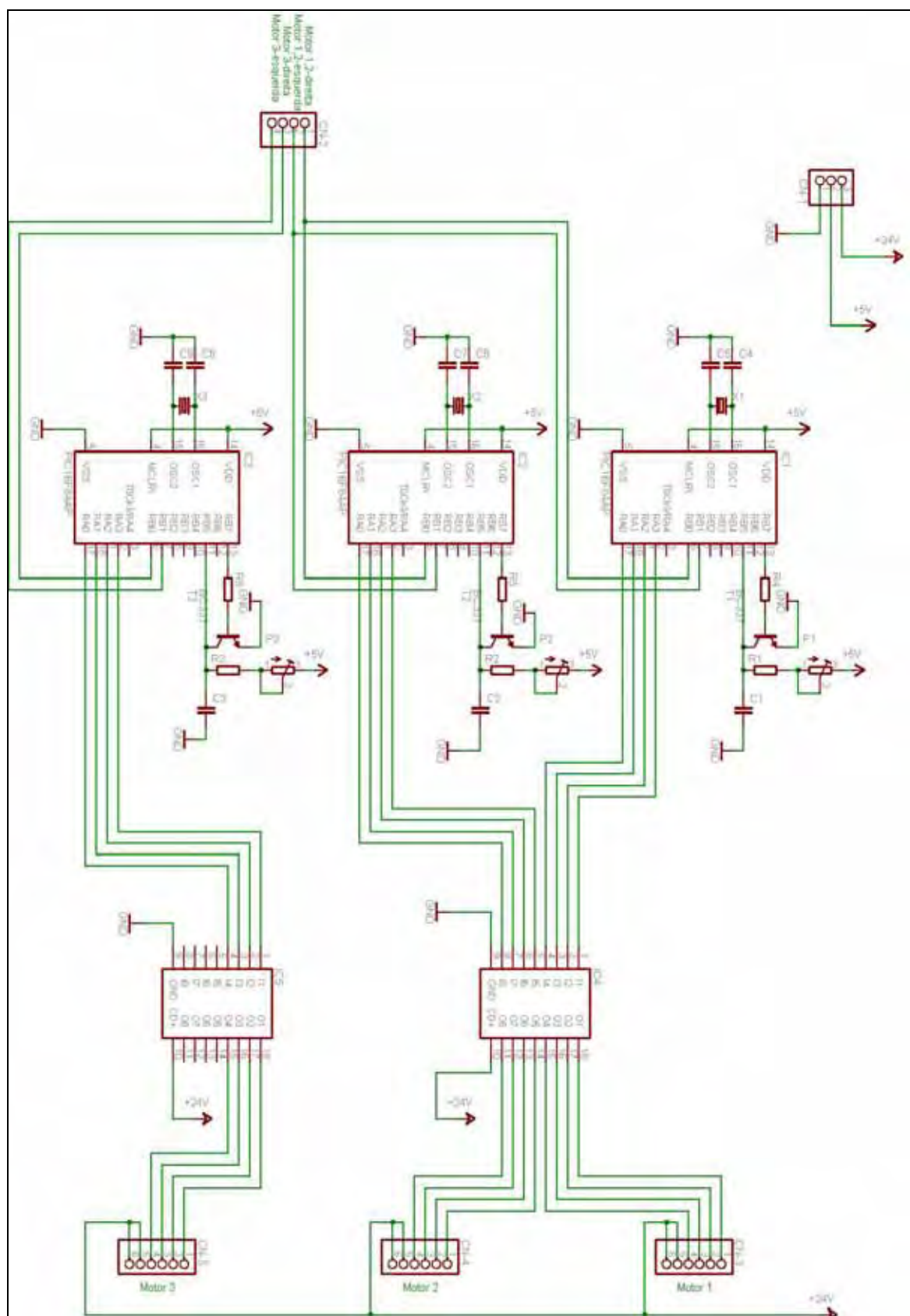


Figura 6.10 – Driver de controle dos motores de passo:1, 2 e 3.

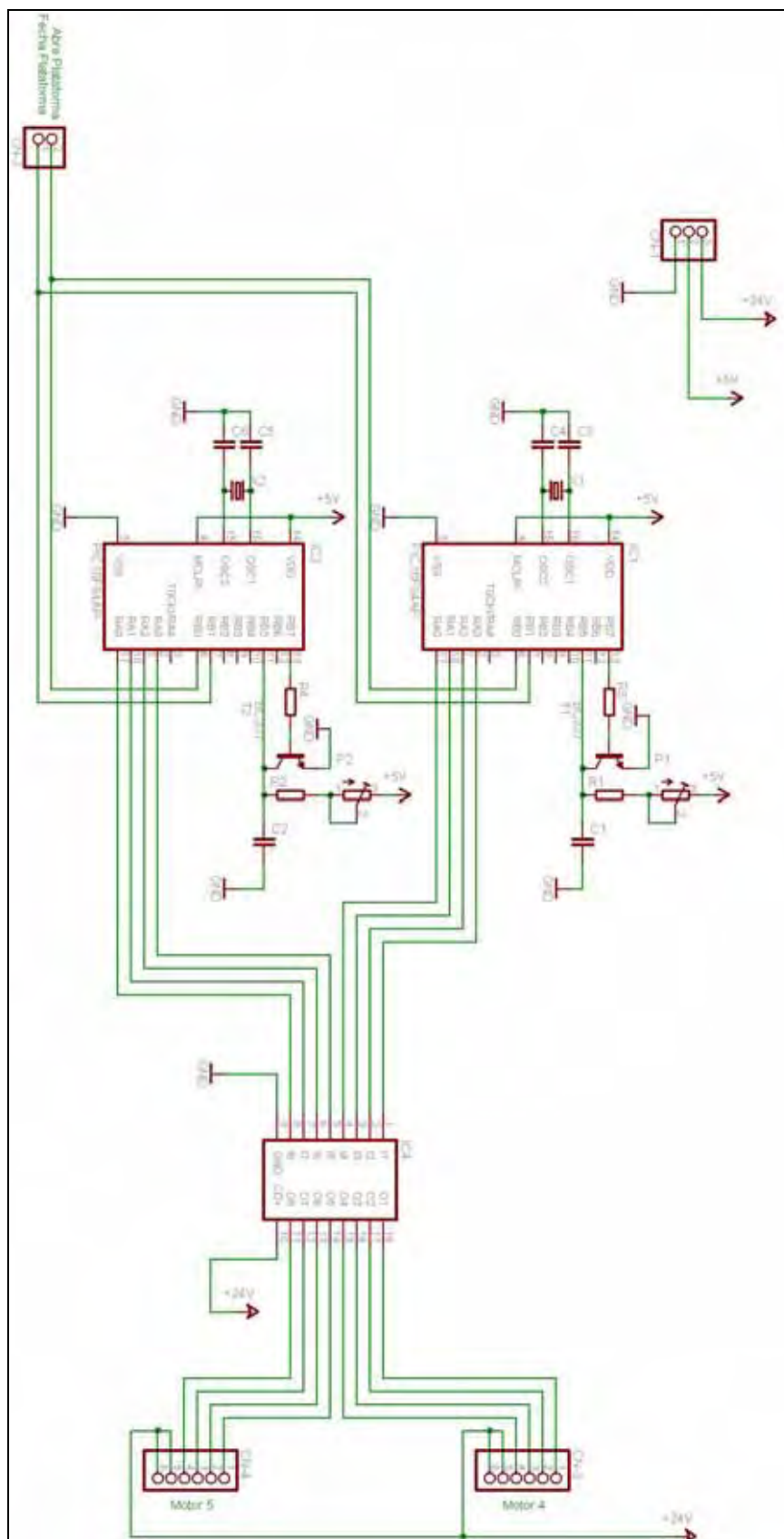


Figura 6.11 – *Driver* de controle dos motores de passo 4 e 5.

É bom lembrarmos que todos os motores de passo poderão ser acionados através de *drivers* prontos. Há vários modelos no mercado, porém o seu custo será maior e o circuito de controle deverá ser modificado de forma a acionar os motores da maneira desejada e esperada. Para o controle da plataforma, logo a seguir, vem um *driver* de controle de motores, sendo criado especificamente para o acionamento dos motores da plataforma. Cada um será controlado por um microcontrolador PIC16f84A, possuindo um potenciômetro para ajustar a velocidade de todos os motores para que trabalhem em perfeita harmonia entre si. Os *drivers* estão dispostos em duas placas diferentes, ficando uma na base da prancha horizontal para o controle dos motores de passo 1, 2 e 3 e a outra posicionada junto com a própria placa de controle e até mesmo, se viável, ser construída na mesma placa de controle. Nesse caso, deveremos considerar o aumento do tamanho da placa do controle. O segundo *driver* será responsável pelo acionamento dos motores de passo 4 e 5. Os *drivers* possuem, ao todo, 5 microcontroladores.

7. ESTIMATIVAS DO CUSTO E LAYOUT DO PROTÓTIPO

Neste capítulo apresentam-se as tabelas relacionadas com o levantamento dos custos da fabricação da plataforma de acessibilidade, sejam elementos mecânicos e/ou elétricos. Estas estimativas também consideram o Anexo B, o qual informa as vantagens e incidências tributárias em relação à fabricação deste equipamento.

A Tabela 7.1 apresenta as estimativas relacionadas com os custos com a fundição do alumínio principalmente das pranchas e outros elementos da plataforma.

Tabela 7.1 – Custo da estrutura da plataforma.

Itens	Elementos	Preço unitário (R\$)	Quantidade	Total
1.	Alumínio:			
1.1	Prancha Vertical	25,00	36,00	900,00
1.2	Prancha horizontal	25,00	44,00	1.100,00
1.3	Corrimão	25,00	7,00	175,00
1.4	T. Compensador	50,00	7,00	350,00
1.5	Rampa de acesso	25,00	6,00	150,00
1.6	Braços	25,00	5,00	125,00
1.7	Mancal do braço	75,00	2,00	150,00
1.8	Usinagem - ajustes	35,00	30h	1.050,00
1.9	Serviço montagem	15,00	20h	300,00
1.10	Impostos:			
1.10.1	I.P.I.	Alíquota 0	P. Isento	P. Isento
1.10.2	PIS	* 1,65%	4.345,50	71,69
1.10.3	Cofins	* 7,60%	4.345,50	330,02
1.10.4	Estaduais (ICMS)	P.Isento	P. Isento	P. Isento

1.10.5	(I.S.S.Q.N)	*** 3%	1.350,00	40,50
				R\$ 4.747,50

* Percentual sobre valor faturado total.

** Percentual sobre a mão-de-obra aplicada.

Na Tabela 7.2 se apresentam as estimativas relacionadas com os custos da placa de controle do *driver* A1.

Tabela 7.2 – Custo da placa de controle do *driver* – Parte A1.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
1	Microcontrolador 8052	8,00	1	8,00
2	Cristal oscilador 12 MHz	2,00	1	2,00
3	Capacitor 33 Pf	0,20	2	0,40
3	Opto acopladores TIL193	2,00	2	4,00
5	Regulador de tensão LM7805	1,50	1	1,50
6	Capacitor 10uF	0,30	1	0,30
7	Capacitor 1000uF	2,00	1	1,00
8.	Conector 8 pinos	2,00	1	2,00
9	Conector 2 pinos	0,50	2	1,00
10	Conector 3 pinos	0,65	2	1,30
11	Conector 4 pinos	1,00	1	1,00
12	Resistor 10Kohm	0,20	14	2,80
13	Resistor r1 a r8 (1,5Kohn)	0,30	8	2,40
14	Resistor r9 a r16 (4,7Kohn)	0,30	8	2,40
15	Resistor r17 a r22 (4,7Kohn)	0,30	6	1,80
16	Resistor r23 (10Kohn)	0,20	1	0,20
17	Capacitor c3 (22nF)	0,20	1	0,20
18	Microswitch	2,00	1	2,00
19	* Montagem eletrotécnica	80,00	1	80,00
				R\$ 114,30

* Serviço de terceiros - valor agregado.

Na Tabela 7.3 se apresentam as estimativas relacionadas com os custos dos materiais da montagem do *driver* dos motores 4 e 5.

Na Tabela 7.4 se apresentam os custos relacionados com os materiais da montagem da placa de controle do *driver*.

E na Tabela 7.5 se apresenta a lista dos motores de passo a serem utilizados neste estudo.

Tabela 7.3 – Custo dos *drivers* dos motores 4 e 5.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
1	Microcontrolador PIC16F84A	15,00	2	30,00
2	ULN2803	3,00	1	3,00
3	Conector 3 pinos.	0,65	1	0,65
3	Conector 2pinos	0,50	2	1,00
5	Conector 6 pinos	1,30	2	2,60
6	Trimpot 10Kohm	1,00	2	2,00
7	Capacitor 10microF	0,30	4	1,20
8.	Capacitor 33pF	0,20	2	0,80
9	Cristal oscilador 4MHz.	2,00	2	4,00
10	Trnsistor NPN BC337	0,30	2	0,60
11	Resistor 1Kohm	0,20	2	0,40
12	Resistor 3,3Kohm.	0,20	2	0,40
13	* Montagem eletrotécnica	80,00	1	80,00
				R\$ 126,65

* Serviço de terceiros.

Tabela 7.4 – Custos dos materiais e montagem da placa controladora do *driver*.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
1	Conector 3 pinos	0,65	1	0,65
2	Conector 6 pinos	1,30	1	1,30

3	Conector 9 pinos	1,95	1	1,95
3	Optoacopladores TIL193.	2,00	2	4,00
5	Resistor r24 a r31 (1,5Kohm)	0,30	8	2,40
6	Resistor r32 a r36 (10Kohm)	0,30	5	1,50
7	Resistor r27 a r39 (1,0Kohm)	0,20	3	0,60
8.	Resistor r40 a r44 (4,7Kohm)	0,20	5	1,00
9	Resistor r45 a r49 (4,7Kohm)	0,20	5	1,00
10	Transistor BC337	0,30	8	2,40
11	Leds	0,20	8	1,60
12	Resistor r50 a r57 (1,5Kohm)	0,20	8	1,60
13	Diodos IN4148	0,20	8	1,60
14	Relés de 24 v	5,00	8	40,00
15	Jumper (3 pinos) - potência	15,00	1	15,00
16	Fonte 24 Vcc.	214,00	1	214,00
17	CLP 16 entradas, 6 saídas	310,00	1	310,00
18	Contato - duas bobinas - intertravamento mecânico	7,00	1	72,00
19	Fusíveis para o motofreio.	12,00	3	36,00
20	Disjuntores para comando.	4,00	2	8,00
21	Relé térmico.	58,00	1	58,00
22	* Montagem eletrotécnica	250,00	1	250,00
				R\$ 1.024,60

* Serviço de terceiros – valor agregado.

Tabela 7.5 – Custo dos motores de passo do sistema.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
1	Motores de passo unipolar de até 24Vcc. 500mA.	10,00	3	30,00
2	Motores de passo unipolar de até 24Vcc. 500mA.	10,00.	2	20,00
				R\$ 50,00

Na Tabela 7.6 se apresentam as estimativas relacionadas com os custos dos materiais da montagem do *driver* dos motores 1, 2 e 3.

E na Tabela 7.7 se apresentam os custos relacionados com os elementos de transmissão.

Tabela 7.6 – Custos dos *drivers* dos motores 1, 2 e 3.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
1	Microcontrolador PIC16F84A	15,00	3	45,00
2	ULN2803	3,00	2	6,00
3	Conector 3 pinos.	0,65	1	0,65
3	Conector 6 pinos	1,30	4	5,20
5	Trimpot 10Kohm	1,00	3	3,00
6	Capacitor 10microF	0,30	3	0,90
7	Capacitor 33pF	0,20	6	1,20
8.	Cristal oscilador 4MHz.	2,00	3	6,00
9	Trnsistor NPN BC337	0,30	3	0,90
10	Resistor 1Kohm	0,20	3	0,60
11	Resistor 3,3Kohm.	0,20	3	0,60
12	* Monagem eletrotécnica	80,00	1	80,00
				R\$ 150,05

*Serviço de terceiros – valor agregado.

Tabela 7.7 – Custos dos elementos da transmissão.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
3	Transmissão:			
3.1.	Motofreio	1.355,00	1	1.355,00
3.2.	Redutor	1.200,00	1	1.200,00
3.3.	Carcaça-pronta	12,00	6	150,00
3.4.	Acessórios.	-----	dv.	120,00

3.5.	Engrenagem-pinos.	300,00	1	300,00
3.6.	Ajuste-montagem	15,00	30h	450,00
3.7.	Impostos:			
3.7.1.	IPI.	Alíquota 0	P.Isento.	P.Isento.
3.7.2.	Pis. s/fat.	1.65%	3.406,00	56,20
3.7.3	Cofins s/fat.	7,60%	3.406,00	258,86
3.7.4.	Estaduais – ICMS	P.Isento.	P.Isento.	P.Isento.
3.7.5.	Municipal –ISSQN s/fat	3%	450,00	13,50
				R\$ 3.721,06

E finalmente na Tabela 7.8 se apresentam os custos relacionados com a mão-de-obra de instalação do protótipo da plataforma de acessibilidade.

Tabela 7.8 – Custo dos serviços de instalação da plataforma.

Itens	Elementos	Preço unitário	Quantidade	Total
4.	Instalação:			
4.1.	Acessórios p/pav.to	Vb	div.	900,00
4.2.	Ajustes regulagem	25,00	44,00	1.100,00
4.3.	Impostos:			
4.3.1.	IPI.	P.Isento.	P.Isento.	P.Isento.
4.3.2.	Pis s/fat.	1.65%	2.095,00	48,68
4.3.3	Cofins s/fat.	3,00 %	2.095,00	159,22
4.3.4.	Estaduais – ICMS	P.isento	P.isento	P.isento
4.3.5.	Municipal – ISSQN	3%	1.350,00	40,50
5.	* Transportes			
				R\$ 2.303,05

*Valor não computado.

7.1 ESTIMATIVA DO CUSTO FINAL DA PLATAFORMA

Do levantamento dos custos conforme tabelas apresentadas neste capítulo se deduz que o valor total é **R\$ 12.337,21** (doze mil, trezentos e trinta e sete reais e vinte e um centavos).

A seguir, algumas observações sobre este orçamento,

- Os custos relacionados com o freio eletromagnético não foram considerados nesta estimativa.
- A fabricação em série deverá baixar o custo final.
- Os lucros não foram computados.
- Ao calcularmos o custo de venda final da plataforma com adição dos lucros desejados, os valores dos impostos deverão ser refeitos, pois isso implicará em um novo valor de custo.
- Tratando-se de um equipamento para transporte de pessoas usuárias de cadeira de rodas há uma lista enorme de isenções que, vale a pena ser consultada. Tanto para os impostos de âmbito federal quanto estadual.

7.2 LAYOUT DA PLATAFORMA

A Figura 7.1 apresenta o *layout* do protótipo da plataforma de acessibilidade seguindo uma lógica nos encaixes e na montagem de todo o equipamento e seus componentes.

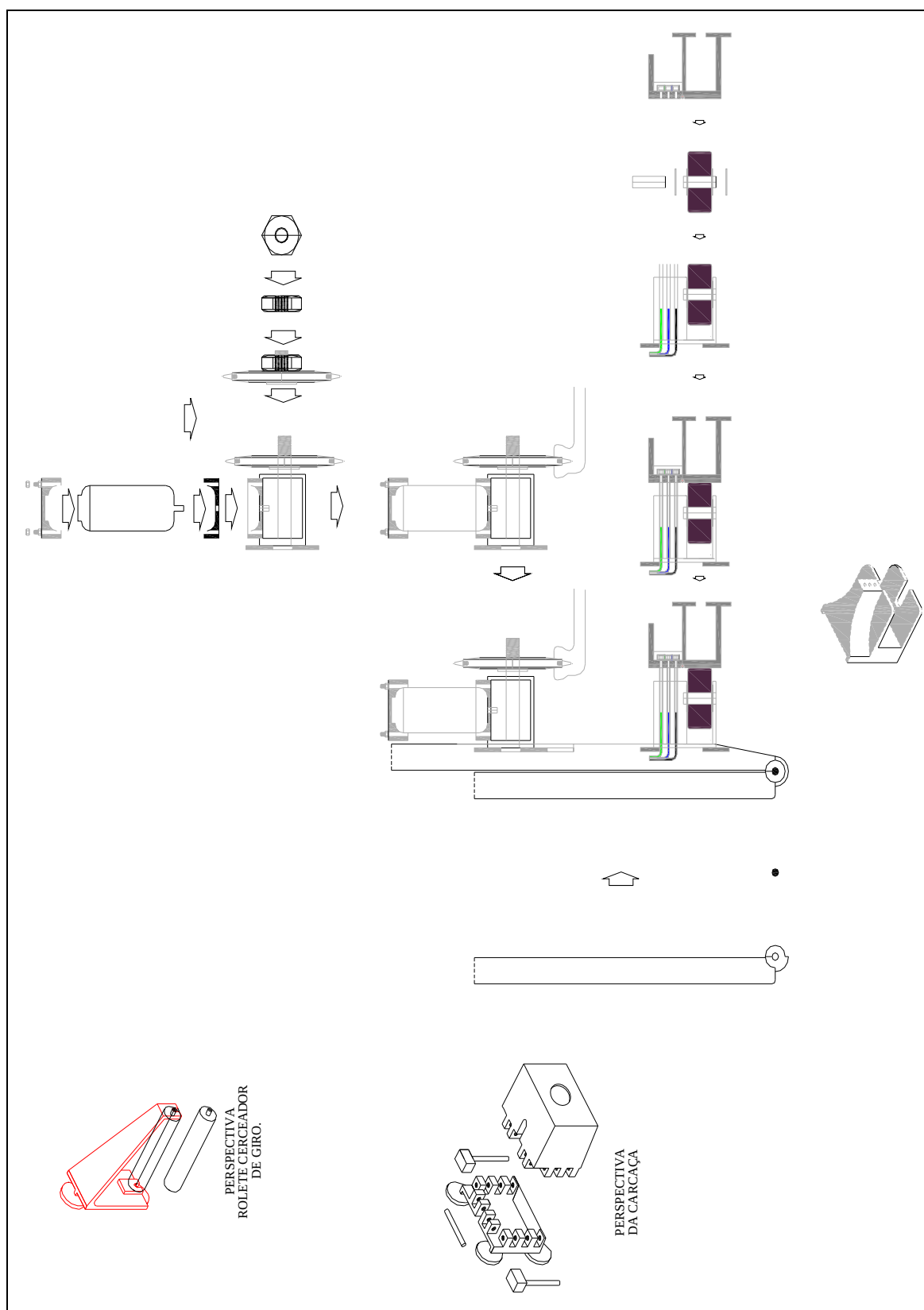


Figura 7.1 – Layout do protótipo da plataforma de acessibilidade.

8. CONCLUSÕES

Neste capítulo apresentam-se algumas das conclusões deste trabalho e também algumas melhorias que podem ser executadas e sugestões de futuros trabalhos que podem ser realizadas no desenvolvimento do protótipo da plataforma de acessibilidade.

Entre elas tem-se,

- os objetivos deste desenvolvimento e proposta inicial foram atingidos;
- obteve-se um equipamento de fácil montagem e fácil manutenção;
- obteve-se um equipamento formado com acessórios eletromecânicos;
- conseguiu-se associar o aço frente às maiores concentrações de tensões e o alumínio para produzir espaços e adicionar outros dispositivos, *design* e estética estrutural;
- obteve-se conhecimento com o sistema, de forma geral com a segurança exigida para esse tipo de equipamento dentro da tecnologia assistiva;
- obteve-se confiabilidade em todos os passos das verificações no projeto estrutural;
- criou-se um sistema altamente sustentável;
- criaram-se os encaixes que produzirão as facilidades e rapidez de manuseio;
- acredita-se que este desenvolvimento servirá de base para novos estudos;
- atingiu-se um sistema prático de cunho científico, e
- obteve-se um resultado positivo para contribuir com a nossa política de acessibilidade.

8.1 MELHORIAS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesta seção se apresentam mais algumas melhorias e mais algumas soluções de aprimoramento no desenvolvimento do protótipo da plataforma de acessibilidade, assim como, também se apresentam sugestões de trabalhos futuros.

1. *Raios da curvatura do corrimão e melhorias na transmissão:*

A proposta inicial deste trabalho teve como objetivo principal desenvolver uma plataforma de acessibilidade para usuários de cadeira de rodas somente entre dois pavimento. Na sequência do desenvolvimento adotou-se pelo corrimão ergonômico tal qual está contido no corpo deste trabalho. No entanto, outros desenvolvimentos virão e existirá a vontade de desenvolver-lo para ser utilizado para vários pavimentos de um prédio. A sugestão apresentada para este problema trata do estudo do raio de curvatura da cremalheira ou o corrimão dentado. Assim, propõe-se fazer as seguintes comparações que estão a seguir:

A condição de trabalho onde o corrimão deve ser reto, mas com a inclinação da escada tendo uma inclinação máxima de 32° em virtude de obedecer as normas de construção, que estabelece a relação entre o piso da escada “ p ” e o seu espelho “ e ”, é dada pela expressão: $60 [cm] \leq 2e+p \leq 65 [cm]$. Daí impondo uma escada com o piso igual a $30 [cm]$ e os espelhos de $17,50 [cm]$ estará obedecendo aos limites dessa norma. Neste caso os dentes da cremalheira já seriam laminados e prontos para serem usado. Nesse caso é bom deixar claro que o sistema exigirá um giro compensatório do sistema de transmissão em virtude da inclinação de 32° da escada. Por isso a necessidade do giro dada a essa necessidade de compensação. Essa compensação é justamente para manter o equilíbrio de transporte de seu usuário.

No entanto haverá interesse em desenvolver uma plataforma para ser utilizada para vários pavimentos de um prédio. E nesse caso ocorrerão inclinações mais acentuadas fugindo das normas de construção das escadas. Além do mais ter-se-ão as curvaturas do corrimão ergonômico e justamente neste ponto é que se encontrará a

maior dificuldade construtiva. Então existe a necessidade de fixar a parte do sistema de transmissão na prancha vertical, o motofreio ficará fixo juntamente com o redutor e o giro passará a ser feito sobre umas engrenagens de dentes fixos ou dentes móveis. Veja a diferença: Caso a engrenagem seja um monobloco, ao ser danificada por qualquer razão terá de ser trocada na manutenção. Calcula-se que o tempo de reparo para a sua substituição demandará um longo tempo. Poderá ocorrer inclusive que não exista em estoque e ela deverá ser fabricada. A idéia maior será agilizar a manutenção e dentro desse objetivo criou-se a idéia de produzir uma engrenagem com dentes removíveis. Eles seriam fabricados em quantidade suficiente para manter o estoque. Veja a diferença: um dente danificado não provocaria a paralisação do funcionamento da plataforma e somente bastaria que seja trocado este dente danificado sem desmontar a plataforma no próprio local de funcionamento. Veja que enquanto a engrenagem monobloco levaria dois dias de paralisação da plataforma, a engrenagem de dentes removíveis levaria menos de cinco minutos para ter a plataforma novamente em funcionamento. Esse fator de rapidez deverá imperar e não se abrir mão de uma manutenção extremamente fácil e rápida. Isso será possível com a engrenagem de dentes removíveis. Veja na Figura 8.1 um pequeno exemplo de engrenagem de dentes removíveis. No entanto, cabe aqui, um alerta de cálculo estrutural que é necessário que se calcule o esforço cisalhante para o dente. Considerando-se a carga concentrada que será o somatório de todas as cargas da plataforma e a velocidade de deslocamento que deverá ser em entorno de 0,15m/s.

No caso da nova posição do freio extra de segurança deverá ser reprojetoado para trabalhar sobre as superfícies laterais da mesma engrenagem de transmissão e os dentes removíveis, caso seja esta a opção escolhida. O freio teria duas partes: uma pegando à parte frontal e outra na parte posterior da própria engrenagem, e de tal modo, provocando um equilíbrio de acionamento em ambas as faces da engrenagem. É bom notar que o corpo da engrenagem oferecerá um corpo mais robusto para o trabalho de frenagem eletromagnética. A única dificuldade seria a conformação circular de contato.

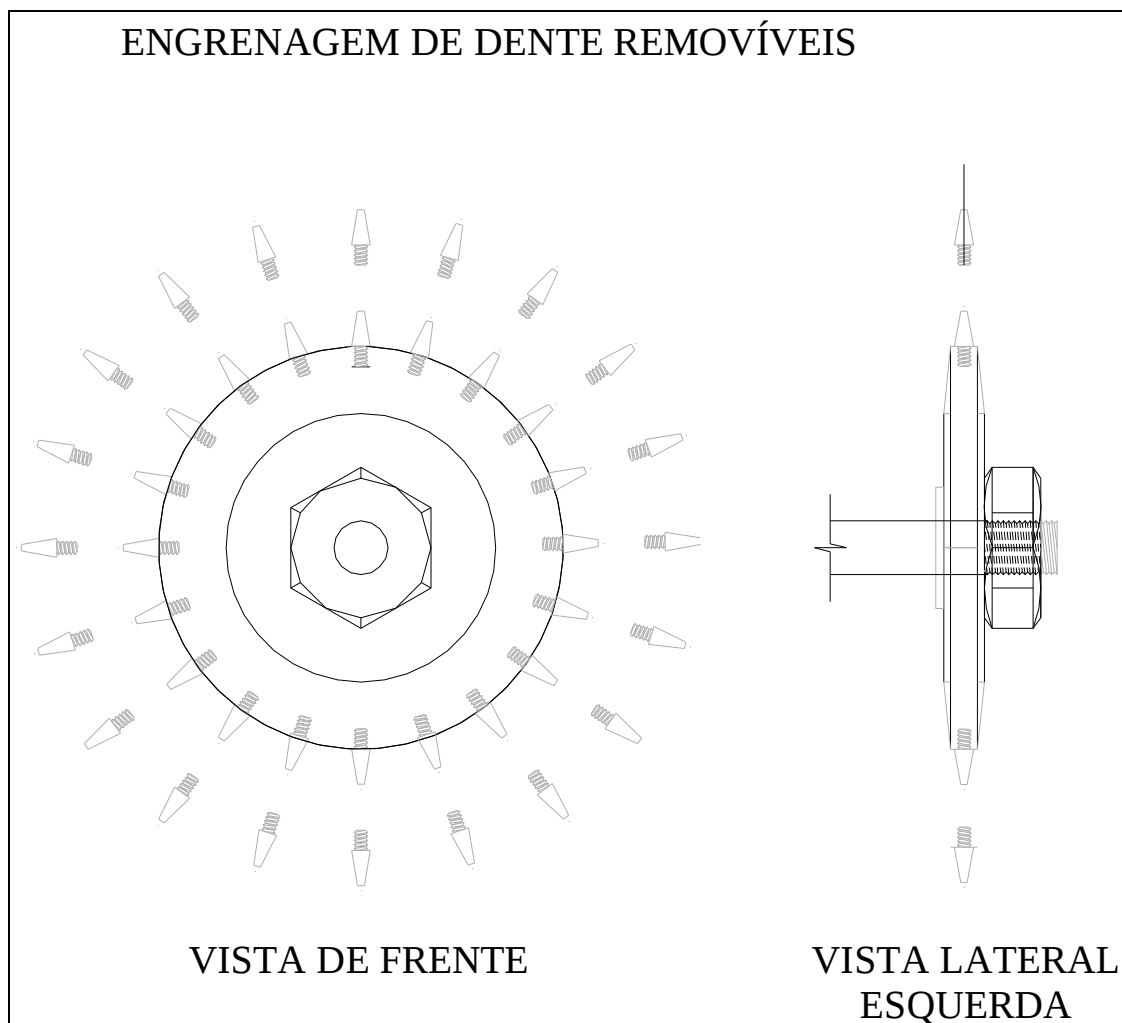


Figura 8.1 Engrenagem com dentes removíveis.

2. Criação de cursores direcionadores:

Analisando o sistema de transmissão deste estudo constata-se que os roletes ajustadores, em número de dois: um à parte de cima e outro à parte de baixo, a princípio parece ser somente ajustadores, mas são, também direcionadores. Veja o por que? Eles auxiliam na dinâmica do desempenho do rolete tracionador dentado para que trabalhe sempre na posição tangencial de qualquer possível curva de mudança de direção ascendente ou descendente e este fator dá a estabilidade do desempenho desse rolete. Assim é importante que o sistema seja dotado de cursores direcionadores.

No sistema de engrenagem dentada, seja ela de dentes removíveis ou não, ter-se-á a necessidade de se criar os cursores direcionadores que são dispositivos que auxiliem no desempenho dinâmico da engrenagem dentada de tal forma que mantenha

seu desempenho sempre na posição de tangente. Ou seja, seu deslocamento deve ir acompanhando o raio de curvatura do corrimão ergonômico que funcionará como cremalheira. Tais cursores são extremamente necessários para o sistema possuir estabilidade. Esses cursores podem ser compostos, dependendo da conformação do próprio corrimão, de roletes ou de outras duas engrenagens que façam esse papel direcionador da engrenagem principal de dentes removíveis. No entanto, esta estabilidade dinâmica poderá ser reforçada com auxílio do próprio corrimão que deverá ser constituído de um rasgo longitudinal em forma de “V” onde a engrenagem deslocará encaixada nesse rasgo. Sendo ele um cursor fixo do corrimão, e assim, garantindo mais um grau de confiabilidade.

A Figura 8.2 mostra uma escada onde o corrimão poderá ser instalado nas laterais da escada com raios suaves que poderá, até pela inclinação, comportar a transmissão com o rolete dentado desde que a inclinação do equipamento não ultrapasse 32° e que o corrimão não sofra mudança de sentido no seu percurso e se mantenha reto. Já no caso da plataforma ser instalada na parte central da escada o sistema de transmissão com inclinações mais acentuadas exigirá uma transmissão com engrenagem dentada e daí a necessidade dos cursores direcionadores. Esse último sistema de transmissão, na realidade funciona para qualquer situação de deslocamento tanto nas laterais como na parte central das escadas com inclinações abaixo, igual ou superior a 32° e com raios de curvatura fechados ou abertos. Assim essa última opção deve prevalecer no estudo de melhoramentos.

3. *Conformação do corrimão superior:*

É aconselhável que se mantenham a conformação nos novos corrimãos a serem criados porque não se pode esquecer sua função de uso público da escada. Ele deverá servir para a acoplagem do sistema transmissor como também servir de apoio para os usuários da escada. Nessa dupla função e a sua conformação ergonômica é de muita valia para a segurança do uso público da escada.

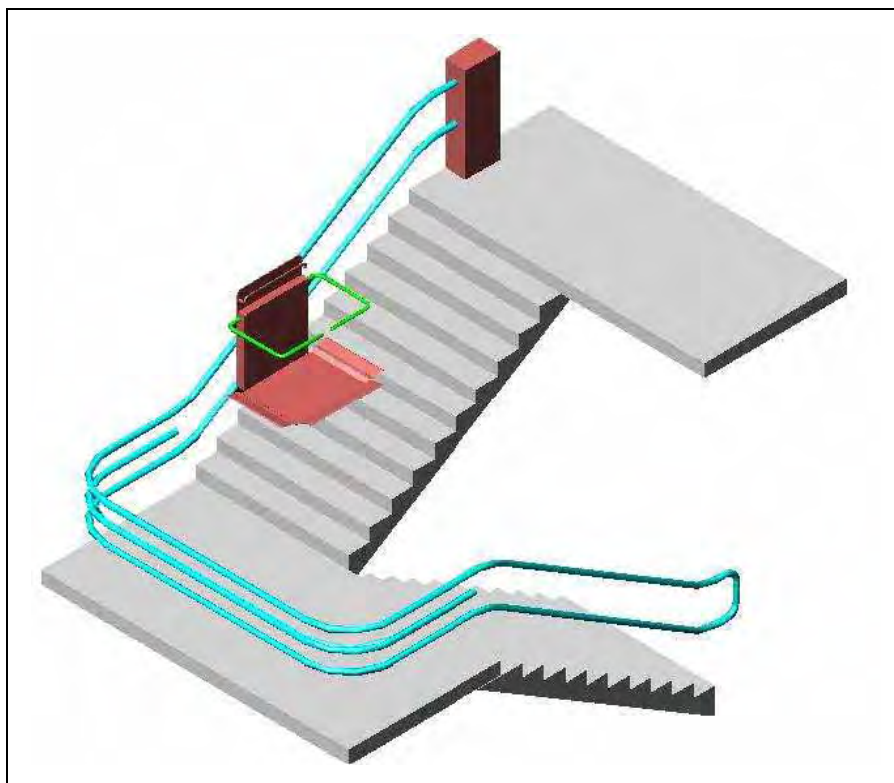


Figura 8.2 – Sistema completo do corrimão lateral.

4. *Melhoria no sistema eletro-mecânico:*

Neste estudo se prevê a alimentação por contadores móveis posicionados no trilho inferior, porém, será necessária a instalação de cabos elétricos para as conexões dos sensores e botões na plataforma. Uma solução viável, seria a implementação de comunicação via rádio que, eliminaria a necessidade de cabos conectados à plataforma, porém aumentará o custo final do projeto objetivando esse avanço desejado. Com tal melhoria ter-se-ia maior segurança e evitar-se-ia qualquer tipo de interferência ao sistema. Seria a inovação ideal para esse tipo de produto assistivo.

5. *Alternativa na fonte de alimentação:*

É possível dotar o sistema com uma fonte de energia de emergência para que o circuito de controle continue ligado, porém não é possível a alimentação do motofreio para movimentar a plataforma. Mas uma possível sugestão seria a agregação de um sistema de comunicação, para no caso de um usuário estar parado no meio do percurso

quando faltar energia, possa pedir auxílio. Até mesmo, emitir sinais de emergência para pedir o acionamento de um gerador para alimentar a plataforma.

Com relação à movimentação da plataforma a sugestão de melhoria seria a inclusão de um inversor de frequência no motofreio, permitindo assim o controle da velocidade através do CLP, e a regência na parada e na partida. A vantagem consiste em evitar os trancos no desempenho da parada/partida. Muito importante na segurança oferecida ao usuário.

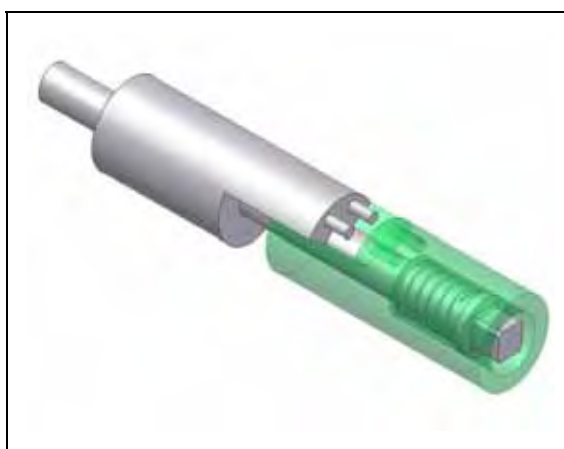


Figura 8.3 – Pinos nas rampas de acesso.

Também, propõe-se os pinos de acoplamento e desacoplamento como travas dos eixos que movimentam as rampas de acesso, conforme a Figura 8.3.

E finalmente, para melhorias da movimentação das abas/rampas de acesso e o recolhimento da prancha horizontal, os quais são realizados por motores de passo, propõe-se a utilização de servomotores. Isto provocaria economia no consumo de energia e a vantagem das dimensões serem menores e assim ganhar espaço no interior de ambas as pranchas, assim como, vantagem no controle do torque e com maior precisão.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

ALMEIDA, J. E. **Motores elétricos**, 3ª Edição, Ed. Hemus, 1995.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS NBR 9050 e NR 833: **Acessibilidade as edificações, mobiliário, espaço e equipamentos urbanos**. Rio de Janeiro, 1990.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS NBR 13994: **Elevadores de transporte de pessoa portadora de deficiência**. Rio de Janeiro, 2000.

AKYAMA – Soluções Tecnológicas. **Distribuidora de componentes eletrônicos**. Disponível em: <URL:HTTP://www.akiyama.com.br>. Acesso em: 10/04/2007.

BOTTURA, C. P.; BARRETO, G. **Veículos elétricos**. Série Pesquisas, Ed. da UNICAMP, 1989.

BEER, F. P.; JOHNSTON JR., E. R. **Resistência dos materiais**. 6ª Ed. Makron Books, Rio de Janeiro, 793 p., 2005.

BRASIL. Ministério da Fazenda. **Regulamento do IPI**. Brasília: Receita Federal. Disponível em: <URL:HTTP://www.receita.fazenda.gov.br>. Acessado em 22/09/2005.

BRASIL. Ministério de Planejamento, Orçamento e Gestão – IBGE. **Senso 2002**. Disponível em: <URL:HTTP://www.ibge.gov.br>. Acessado em 16/10/2004.

BRESCIANI FILHO, E. **Seleção de metais não ferrosos**. 2ª ed. Campinas: Ed Unicamp, SP, 161p., 1997.

CONCORD Elevator. **Stair lifts and chair lifts** [online] [cited 2001-01-03]]. Available from World Wide Web: <URL:HTTP://www.concordelevator.com>.

FRENCH, T. E. **Desenho técnico e tecnologia gráfica**. 7. ed. São Paulo: Globo, 1094p, 2002.

EBERLE **Motores elétricos**. [online] [cited 2001-01-03] Available from World Wide Web: <URL:HTTP://www.elebe.com.br>.

ELETRÔNICA. **Microcontroladores**. [online] Available from World Wide: <URL:HTTP://www.sabereletronica.com.br>. Acesso em: 12/04/2007.

GAMARRA ROSADO, V. O. Concepção e dimensionamento de equipamentos assistivos para pessoas portadoras de deficiência no ensino do curso de Engenharia Mecânica. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENSINO DE ENGENHARIA, 32. Brasília. **Anais do COBENGE**. UnB, 2004.

GAMARRA ROSADO, V. O.; GUIMARÃES FILHO, A. C. Concepção preliminar de uma plataforma de acessibilidade para usuários de cadeira de rodas. In: III Workshop Cooperação Universidade Empresa, 2007, Taubaté-SP. UNITAU, **UNEM 2007**, Taubaté-SP, 2007.

GARAVENTA: **Stair Lifts – Inclined platform** [online] [cited 2001-01-03]. Available from World Wide Web: <URL:HTTP://www.garaventa.ca>.

GERDAU. **Características de aço para construções mecânicas**. Catálogo nº 4140, 2002.

HARRIS, T. **Como funcionam os elevadores**. [Online] [Cited 2002] Available from World Wide Web: <URL:HTTP://www.ciencia.hsw.uol.com.br/elevadores1.htm>. Acesso em: 03/01/2008.

HAYT JUNIOR, W. H. **Eletromagnetismo**. 4. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1994.

IMOBRA. **Indústria de motores elétricos**. Ltda. Caxias do Sul. Disponível em: <URL:HTTP://www.imobras.ind.br>. Acesso em 20/08/2007.

KALUME, D. A. **Dimensionamento de um freio eletromagnético de segurança para uma Plataforma Inclínada**. 2008. 42f. Trabalho de graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá 2007.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 8. ed., São Paulo, Editora Èrica, 2007.

MELO, P. **CREA – SP apóia mobilidade acessível em vias públicas**. Revista CREA – SP, N° 13, p. 8-9, Jan/Fev 2004.

PROVENZA, F. **Projetista de máquinas**. Pro-tec, Edição 71^a, 1996.

PROVENZA, F. **Desenhista de máquinas**. Pro-tec, 71^a Edição, 1996.

REHADAT – Institut der deutschen Wirtschaft Köln – Rehadat Information – System auf beruflicher Rehabilitation [online] [cited 2000-09-21] Available from World Wide Web: [URL:HTTP://www.rehadat.de](http://www.rehadat.de)

ROQUE, W. Livre de preconceitos. **Oportunidades de negócios PE&GN**. Editora Globo, N° 175, São Paulo, p. 32-33, Agosto 2003.

SEW MOTORES. **Variadores**. Catálogo. 252p., 1993.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 2005.

WEG **Motores** [online] [cited 2001-01-03] Available from World Wide Web: [URL:HTTP://www.weg.com.br](http://www.weg.com.br)

ANEXO A. Programa para os microcontroladores.

O programa que segue é utilizado pelos microcontroladores PIC16f84A:

```

;*****
;
;          DRIVER PARA MOTOR DE PASSO
;*****
;
;      LIST          P=PIC16F84A
;      INCLUDE       P16F84A.INC
;      _CONFIG _HS_OSC & _WDT_OFF & _PWRTE_ON & _CP_OFF
;*****
;*****  DEFINIÇÃO VARIÁVEIS  *****
;      CBLOCK  H'0C'
;
;MODO                                ;MODO DE OPERAÇÃO
;                                ;0=PARADO 1=DIREITA 2=ESQUERDA
COUNT1                            ;CONTADOR 1
COUNT2                            ;CONTADOR 2(PARA TEMPO DE 1MS)
;
;      ENDC
;
;RB0      EQU      0              ;RB0 OF PORTB
;RB1      EQU      1              ;RB1 OF PORTB
;RB5      EQU      5              ;RB5 OF PORTB
;RB7      EQU      7              ;RB7 OF PORTB
;*****
;*****  INICIO DO PROGRAMA  *****
;
;      ORG      0              ;VETOR DE RESET
;      GOTO     INIT
;
;      ORG      4              ;VETOR DE INTERRUPÇÃO
;      CLRF     INTCON          ;LIMPA O REGISTRADOR DE INTERRUPÇÕES
;*****
;*****  PROCESSO INICIAL  *****
;
;INIT:
;      BSF      STATUS,RP0      ;ALTERA PARA BANCO 1
;      CLRF     TRISA            ;DEFINE PORTA COMO SAIDA
;      MOVLW    B'00100011'      ;DEFINE VALOR PARA TRISB
;      MOVWF    TRISB            ;DEFINE RB0,RB1 E RB5 COMO ENTRADA E RB7 COMO SAIDA
;      MOVLW    B'00000000'      ;
;      MOVWF    OPTION_REG       ;DEFINE CONFIGURAÇÃO PARA OPTION_REG
;      BCF      STATUS,RP0      ;MUDA PARA BANCO 0
;      CLRF     MODE             ;ESCOLHE MODO = PARADO
;      CLRF     COUNT1           ;LIMPA CONTADOR 1
;      CLRF     COUNT2           ;LIMPA CONTADOR 2
;      MOVLW    B'00000101'      ;VALOR PARA PORTA
;      MOVWF    PORTA            ;ESCREVE EM PORTA
;      BSF      PORTB,RB7        ;SETA RB7 = 1
;      BTFSC    PORTB,RB5        ;RB5 = 0 ?
;      GOTO     $-1              ;SE NÃO VOLTA PARA LINHA ANTERIOR
;
;START:
;*****
;*****  VERIFICAR A CONDIÇÃO DE INTERRUPÇÃO  *****
;
;CHECK1:
;      BTFSC    PORTB,RB0        ;RB0(DIREITA) = LIGADO ?
;      GOTO     CHECK2           ;SE NÃO ENTÃO VAI PARA CHECK2
;      MOVLW    D'1'             ;SE SIM SETA MODO = DIREITO
;      MOVWF    MODO             ;SALVA MODO
;      GOTO     DRIVE            ;VAI PARA DRIVE
;
;CHECK2:
;      BTFSC    PORTB,RB0        ;RB1(ESQUERDA) = LIGADO ?
;      GOTO     CHECK3           ;SE NÃO VAI PARA CHECK 3
;      MOVLW    D'2'             ;SE SIM SETA MODO = ESQUERDA
;      MOVWF    MODO             ;SALVA MODO
;      GOTO     DRIVE
;
;CHECK3:
;      MOVLW    D'0'             ;DEFINE MODO = PARADO
;      MOVWF    MODO             ;SALVA MODO
;      GOTO     DRIVE
;*****
;*****  MOVIMENTAÇÃO DO MOTOR  *****
;
;DRIVE:
;      MOVF     MODE,W           ;IDENTIFICA O MODO
;      BZ       START            ;MODO = PARADO VOLTA PARA START
;      BSF      PORTB,RB7        ;SETA RB7 = 1
;      BTFSC    PORTB,RB5        ;RB5 = 0 ?
;      GOTO     $-1              ;SE NÃO VOLTA UMA LINHA
;      MOVLW    D'5'             ;SETA LOOP COUNT(5MSEC)
;      MOVWF    COUNT1           ;SALVA LOOP COUNT
;LOOP:    CALL    TIMER           ;ESPERA 1MS
;      DECFSZ   COUNT1,F         ;COUNT - 1 = 0 ?

```

```

        GOTO    LOOP                ;SE NÃO CONTINUE
        BCF     PORTB,RB7           ;SETA RB7 = 0
        BTFSS   PORTB,RB5           ;RB5 = 1 ?
        GOTO    $-1                 ;SE NÃO VOLTA UMA LINHA
        MOVF    PORTA,W             ;COPIA PORTA PARA W
        SUBLW   B'000000101'        ;VERIFICA POSIÇÃO
        BNZ     DRIVE2              ;SE ERRADA VAI PARA PROXIMA
        MOVF    MODE,W              ;VERIFICA MODO
        SUBLW   D'1'                ;DIREITA ?
        BZ      DRIVE1              ;SE SIM VAI PARA DIREITA
        MOVLW   B'00001001'         ;SE NÃO VAI PARA ESQUERDA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END

DRIVE1:
        MOVLW   B'00000110'         ;SETA DADO PARA DIREITA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END
;-----
DRIVE2:
        MOVF    PORTA,W             ;COPIA PORTA PARA W
        SUBLW   B'000000110'        ;VERIFICA A POSIÇÃO DO MOTOR
        BNZ     DRIVE4              ;SE ERRADA VAI PARA PROXIMA
        MOVF    MODE,W             ;VERIFICA MODO
        SUBLW   D'1'                ;DIREITA?
        BZ      DRIVE3              ;SE SIM VAI PARA DIREITA
        MOVLW   B'000000101'        ;SE NÃO VAI PARA ESQUERDA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END

DRIVE3:
        MOVLW   B'00001010'         ;SETA DADO PARA DIREITA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END
;-----
DRIVE4:
        MOVF    PORTA,W             ;COPIA PORTA PARA W
        SUBLW   B'0000001010'       ;VERIFICA A POSIÇÃO DO MOTOR
        BNZ     DRIVE6              ;SE ERRADA VAI PARA PROXIMA
        MOVF    MODE,W             ;VERIFICA MODO
        SUBLW   D'1'                ;DIREITA ?
        BZ      DRIVE5              ;SE SIM VAI PARA DIREITA
        MOVLW   B'000000110'        ;SE NÃO VAI PARA ESQUERDA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END

DRIVE5:
        MOVLW   B'00001001'         ;SETA DADO PARA DIREITA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END
;-----
DRIVE6:
        MOVF    PORTA,W             ;COPIA PORTA PARA W
        SUBLW   B'0000001001'       ;VERIFICA A POSIÇÃO DO MOTOR
        BNZ     DRIVE8              ;SE ERRADA VAI PARA PROXIMA
        MOVF    MODE,W             ;VERIFICA MODO
        SUBLW   D'1'                ;DIREITA?
        BZ      DRIVE7              ;SE SIM VAI PARA DIREITA
        MOVLW   B'00001010'         ;SE NÃO VAI PARA ESQUERDA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_END

DRIVE7:
        MOVLW   B'000000101'        ;SETA DADO PARA DIREITA
        GOTO    DRIVE_END           ;VAI PARA DRIVER_ENDE
;-----
DRIVE8:
        MOVLW   B'000000101'        ;SETA O MESMO VALOR PARA DIREITA
DRIVE_END:
        MOVWF   PORTA               ;ESCREVE NO PORTA
        GOTO    START              ;VOLTA PARA START
;*****
;***** SUB-ROTINA DO TEMPORIZADOR 1MSEC *****
;*****
TIMER:
        MOVLW   D'200'              ;DEFINE VALOR PARA COUNT
        MOVWF   COUNT2              ;SALVA LOOP COUNT
TMLP:
        NOP                        ;AJUSTE DE TEMPO
        NOP                        ;AJUSTE DE TEMPO
        DECFSZ  COUNT2,F            ;DECREMENTA CONTADOR E VERIFICA SE O RESULTADO É 0
        GOTO    TMLP               ;SE NÃO CONTINUA
        RETURN                      ;SE SIM VOLTA PARA O PROGRAMA
;*****
;***** FIM DO PROGRAMA *****
;*****

```

ANEXO B. Incidência tributária sobre a plataforma de acessibilidade.

 **CONTATO**
escritório contábil
R. EUGÊNIO SIQUEIRA SALGADO 111 – CENTRO – PINDAMONHANGABA-SP CEP 12.401.270
TEL. (012) 3642.7878 3642.6346

Lei
Lei 10.833/2003
Artigo 2º.

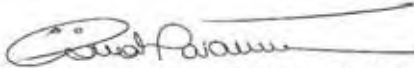
3. PIS – alíquota de 1,65% - lei 10.637/2002

Fonte para pesquisa : www.receita.fazenda.gov.br
Legislação
Ato de 2002
Lei
Lei 10.637/2002
Artigo 2º.

4. ICMS – ISENTO – Decreto 49.709/2005

Fonte para pesquisa : www.pfe.fazenda.sp.gov.br
Legislação
Tributária
ICMS
Decreto de 2005
49.709 de 23/06/2005
Artigo 1º. Item V

Levantamento realizado em 31 de julho de 2008 – 14:00 horas.


SILVIA HATANAKA
Rua Eugênio Siqueira Salgado, 111 - Centro
Pindamonhangaba - SP - Tel. (12) 242-6346
CT - CRC 1SP154.352/O-6 - CPF 057.915.438-67



CONTATO
escritório contábil

R. EUGÊNIO SIQUEIRA SALGADO 111 – CENTRO – PINDAMONHANGABA-SP CEP 12.401.270
TEL. (012) 3642.7878 3642.6346

LEVANTAMENTO DE CUSTO TRIBUTÁRIO

Equipamento desenvolvido : Prancha para transporte de deficiente físico

Classificação fiscal do produto : 87.13.90.00

Incidência de impostos para fabricação do equipamento :

1. IPI – alíquota 0 - decreto 6006/2006

Fonte para pesquisa : www.receita.fazenda.gov.br
Legislação
Ato de 2006
Decreto
Decreto 6006
Anexo I
Seção XVII
Classificação 87.13.90.00

2. COFINS – alíquota 7,6% - lei 10.833/2003

Fonte para pesquisa: www.receita.fazenda.gov.br
Legislação
Ato de 2003