

KELLY FARIA DA CRUZ SANTOS

**PROPOSTA DE UM DISPOSITIVO PARA AJUSTE AUTOMÁTICO DA ALTURA
DE UMA CAMA HOSPITALAR**

KELLY FARIA DA CRUZ SANTOS

PROPOSTA DE UM DISPOSITIVO PARA AJUSTE AUTOMÁTICO DA ALTURA DE
UMA CAMA HOSPITALAR

Trabalho de Graduação apresentado
ao Conselho de Curso de Graduação
em Engenharia Mecânica da
Faculdade de Engenharia do Campus
de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, como parte dos
requisitos para obtenção do diploma
de Graduação em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão
Co-orientadora: Prof^a. Camilla Gandine Gonçalves

Guaratinguetá
2013

S237p	Santos, Kelly Faria da Cruz Proposta de um dispositivo para ajuste automático da altura de uma cama hospitalar / Kelly Faria da Cruz Santos. - Guaratinguetá: [s.n.], 2013 98 f.: il. Bibliografia: f. 68-70 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013 Orientador: Prof. Dr. Geraldo Trani Brandão Co orientador: Profa. Camilla Gandine Gonçalves 1. Hospitais – Mobiliário e equipamento I. Título CDU 362.14
-------	--

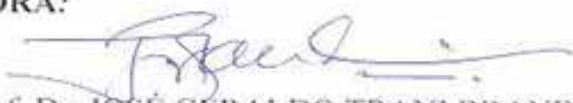
KELLY FARIA DA CRUZ SANTOS

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE
DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "GRADUADO EM
ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. ANTÔNIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO
Orientador/UNESP-FEG


Profa. MSc. CAMILLA GANDINE GONÇALVES
Co-Orientadora/UNESP-FEG


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
UNESP/FEG

Dezembro de 2013

DADOS CURRÍCULARES

KELLY FARIA DA CRUZ SANTOS

NASCIMENTO	22.07.1989 – SÃO JOSÉ DOS CAMPOS/ SP
FILIAÇÃO	Márcio Moraes da Cruz Délia Idalina de Faria Cruz
2008/2013	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá.

de modo especial, ao meu esposo e a minha família que participaram das minhas conquistas, me ajudaram a superar as dificuldades e a administrar o que tenho alcançado.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela Sua misericórdia na minha vida e por tudo aquilo que Ele tem me concedido. Agradeço pela saúde, pela sabedoria, pela família e pelo esposo que Ele tem me preparado.

ao meu esposo, *Tiago Amaral Santos*, que tem me amparado durante todo o período do curso de graduação, me motivando a alcançar meus objetivos.

aos meus pais, *Márcio e Délia*, que me incentivaram a prosseguir com meus estudos, a superar as dificuldades do caminho e a acreditar nos resultados dos meus esforços.

aos meus irmãos, *Kennedy e Karen*, que me motivam a continuar lutando pelo meus ideais.

ao meu orientador, *Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão*, que me incentivou a desenvolver este trabalho e me guiou durante a elaboração do mesmo.

a minha co-orientadora, *Profa. Camilla Gandine Gonçalves*, pelas orientações e pelo auxílio prestado na execução deste trabalho.

ao colega, *Rodrigo Gonçalves*, pela paciência e pela assistência neste projeto.

a todos os professores e amigos que ajudaram em meu curso de graduação.

SANTOS, K. F. C. **Proposta de um dispositivo para ajuste automático da altura de uma cama hospitalar**. 2013. 99 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma proposta de dispositivo mecânico para adaptar um modelo simples de cama hospitalar utilizada no Pronto Socorro da Santa Casa de Guaratinguetá, permitindo o ajuste de altura automático da mesma com acionamento eletromecânico. Esta adaptação visa introduzir melhorias na rotina de trabalho dos profissionais de enfermagem e diminuir os problemas ergonômicos decorrentes de esforços repetitivos durante a transferência de pacientes para macas e cadeiras de rodas, além de fornecer mais conforto ao paciente acamado. O dispositivo é composto, principalmente, por: um motor elétrico de indução, utilizado para o acionamento do mecanismo; um fuso de aço com rosca quadrada, que permite o deslocamento axial da cama; um sistema de transmissão com polias e correia, que transmite a potência fornecida pelo motor para o fuso. O mecanismo permite que a altura da cama seja regulada entre 400 e 800 mm. O custo estimado para a implementação desta proposta é inferior ao de aquisição de uma cama hospitalar comercial com as mesmas funcionalidades, o que corrobora a viabilidade da solução proposta.

PALAVRAS-CHAVES: Cama hospitalar. Cama hospitalar com ajuste de altura.

SANTOS, K. F. C. **Proposal of a device for adjusting automatically the height of a hospital bed.** 2013. 99 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

This paper proposes a mechanical device to adapt a simple model of hospital bed used in the Emergency Department at Santa Casa of Guaratinguetá, allowing the bed's height adjustment with electromechanical drive. This adaptation aims to introduce improvements in the routine work of nurses and reduce ergonomic problems stemming from repetitive strain during the transfer of patients to stretchers and wheelchairs, as well as providing more comfort to the bedridden patient. The device is mainly composed of: an electric induction motor used to drive the engine, a steel spindle with square thread, which allows axial displacement of the bed, a transmission system with pulleys and belt, which transmits power supplied by the motor to the spindle. The mechanism allows the height of the bed is regulated between 400 and 800 mm. The estimated implementation cost of this proposal is lower than the acquisition cost of a commercial hospital bed with the same features, which confirms the feasibility of the proposed solution.

KEYWORDS: Hospital bed. Hospital bed with height adjustment.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esforços durante a transferência de pacientes.....	23
Figura 2 – Procedimento de transferência de pacientes	23
Figura 3 – Manutenção do leito.....	24
Figura 4 – Cama hospitalar em estudo	25
Figura 5 – Posição <i>Fowler</i> com flexão de pernas.....	26
Figura 6 – Alavancas	26
Figura 7 – Mecanismos para elevação de camas: (a) tipo tesoura; (b) tipo alavanca; (c) com fusos nas extremidades	28
Figura 8 – Vista isométrica do dispositivo proposto	29
Figura 9 – Vista isométrica do dispositivo proposto com carenagens de proteção	30
Figura 10 – Vistas esquerda e frontal do dispositivo.....	30
Figura 11 – Deslocamento vertical da cama com carenagem de proteção	31
Figura 12 – Cantoneira soldada.....	32
Figura 13 – Polia e correia sincronizadoras.....	35
Figura 14 – Mancais de rolamento com flanges quadrado e oval	36
Figura 15 – Rolamento com flange oval para alinhamento do fuso	36
Figura 16 – Fuso apoiado no rolamento com flange quadrado	36
Figura 17 – Reaproveitamento dos tubos de aço	37
Figura 18 – Principais dimensões de um parafuso de potência.....	41
Figura 19 – Diagrama de forças: (a) para levantar a carga; (b) para abaixar a carga.....	42
Figura 20 – Motor de indução IBRAM	48
Figura 21 – Seleção do tipo de correia	51
Figura 22 – Parâmetros geométricos da correia	51
Figura 23 – Perfil da correia	54
Figura 24 – Dimensões da chaveta paralela	56
Figura 25 – Dimensões do rolamento com flange oval	60
Figura 26 – Dimensões do rolamento com flange quadrada	60
Figura 27 – Catálogo motor.....	71
Figura 28 – Catálogo correia com dimensões	72
Figura 29 – Catálogo correia com comprimento	73
Figura 30 – Catálogo de polias	74

Figura 31 – Tabelas do catálogo.....	75
Figura 32 – Catálogo do rolamento com flange quadrado	76
Figura 33 – Catálogo do rolamento com flange oval	77
Figura 34 – Diagrama de corpo livre do fuso	78
Figura 35 – Desenho da base	82
Figura 36 – Desenho do eixo guia	83
Figura 37 – Desenho do flange roscado	84
Figura 38 – Desenho do fuso.....	85
Figura 39 – Desenho da proteção externa 1	86
Figura 40 – Desenho da proteção externa 2	87
Figura 41 – Desenho da proteção interna	88
Figura 42 – Desenho do suporte do motor	89
Figura 43 – Desenho do travessão.....	90
Figura 44 – Desenho da montagem	91
Figura 45 – Desenho da vista 1 da montagem.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificações da cama em estudo	25
Tabela 2 – Diâmetros indicados para o fuso.....	40
Tabela 3 – Coeficiente de atrito para pares enroscados.....	43
Tabela 4 – Coeficiente de atrito para colares	43
Tabela 5 – Resumo dos resultados obtidos para o fuso	44
Tabela 6 – Esforços e tensões no corpo do fuso e na rosca.....	47
Tabela 7 – Análise tridimensional de tensões	47
Tabela 8 – Propriedade de materiais.....	47
Tabela 9 – Coeficiente de segurança do material	48
Tabela 10 – Característica do motor.....	49
Tabela 11 – Dimensões do motor em mm.....	49
Tabela 12 – Potência por correia	51
Tabela 13 – Fator de serviço.....	53
Tabela 14 – Fator de correção do ângulo de contato.....	53
Tabela 15 – Parâmetros do sistema de transmissão.....	54
Tabela 16 – Parâmetros calculados para a correia.....	54
Tabela 17 – Dimensões padronizadas para eixos e chavetas paralelas	56
Tabela 18 – Parâmetros da chaveta do fuso e do motor	58
Tabela 19 – Parâmetros calculados para os rolamentos	61
Tabela 20 – Custo aproximado dos componentes comerciais	63
Tabela 21 – Custo de matéria-prima para fabricação por kg.....	64
Tabela 22 – Custo aproximado da mão de obra	64
Tabela 23 – Matéria-prima	64
Tabela 24 – Horas de operações	64
Tabela 25 – Custos peças fabricadas	65
Tabela 26 – Custo total do dispositivo	65
Tabela 27 – Parâmetros dos rolamentos	80
Tabela 28 – Valores utilizados no cálculo do diâmetro do fuso.....	93
Tabela 29 – Resultados do cálculo do diâmetro do fuso	93
Tabela 30 – Valores utilizados no cálculo do torque e na análise estrutural do fuso.....	93
Tabela 31 – Resultados do dimensionamento e análise estrutural do fuso	94

Tabela 32 – Valores utilizados no cálculo dos parâmetros de transmissão.....	95
Tabela 33 – Resultados dos parâmetros de transmissão.....	95
Tabela 34 – Valores utilizados na seleção da correia.....	95
Tabela 35 – Resultados da especificação da correia.....	96
Tabela 36 – Valores utilizados no dimensionamento das chavetas.....	96
Tabela 37 – Resultados do cálculo da chaveta do eixo do motor.....	96
Tabela 38 – Resultados do cálculo da chaveta do fuso	97
Tabela 39 – Valores utilizados na seleção dos rolamentos	97
Tabela 40 – Resultados dos cálculos para seleção dos rolamentos	97
Tabela 41 – Valores utilizados no cálculo dos esforços no fuso	98
Tabela 42 – Resultados dos esforços no fuso	98

LISTA DE SÍMBOLOS

F_a	Força axial suportada pelo fuso [N]
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão de flexão máxima [MPa]
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de cisalhamento máxima [MPa]
d	Diâmetro do eixo [mm]
M	Momento fletor que atua no fuso [N.m]
T	Torque que atua no fuso [N.m]
σ_{adm}	Tensão normal admissível no material [MPa]
σ_e	Tensão de escoamento [MPa]
n_{est}	Fator de segurança de projeto
τ_{adm}	Tensão de cisalhamento admissível no material [MPa]
τ_e	Tensão de escoamento ao cisalhamento [MPa]
n	Fator de segurança para cálculo do diâmetro do eixo
d_m	Diâmetro médio do fuso [mm]
p	Passo [mm]
λ	Ângulo de avanço [°]
ψ	Ângulo de hélice [°]
d_e	Diâmetro maior [mm]
F	Resultante das forças que atuam sobre a área normal da rosca [N]
P_R	Força de resistência que atua na roca durante a descida da carga [N]
P_L	Força de resistência que atua na roca durante a subida da carga [N]
N	Força normal [N]
l	Avanço [mm]
f	Coeficiente de atrito para pares enroscados
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]
T_a	Torque para baixar a carga [N.m]
f_c	Coeficiente de atrito no colar
d_c	Diâmetro médio do colar axial [mm]
d_r	Diâmetro interno da rosca [mm]
τ	Tensão de cisalhamento atuante no corpo do parafuso [MPa]
σ	Tensão normal axial sobre o corpo do parafuso [MPa]
σ_R	Tensão axial de apoio na rosca [MPa]

n_i	Número de roscas engajadas
σ_F	Tensão de flexão na raiz da rosca [MPa]
τ_r	Tensão de cisalhamento máxima no centro da raiz da rosca [MPa]
σ_x	Tensão normal no filete da rosca na direção x [MPa]
σ_y	Tensão normal no filete da rosca na direção y [MPa]
σ_z	Tensão normal no filete da rosca na direção z [MPa]
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano xy [MPa]
τ_{yz}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano yz [MPa]
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano zx [MPa]
σ'	Tensão de von Mises [MPa]
σ_1	Tensão principal 1 [MPa]
σ_2	Tensão principal 2 [MPa]
σ_3	Tensão principal 3 [MPa]
$CS_{\sigma'}$	Coeficiente de segurança em relação à tensão de von Mises [MPa]
$CS_{\tau_{m\acute{a}x}}$	Coeficiente de segurança em relação à tensão de cisalhamento [MPa]
n_1	Rotação do motor [rpm]
n_2	Rotação do fuso [rpm]
T_1	Torque no eixo do motor [N.m]
P_m	Potência do motor [kW]
η_c	Rendimento de transmissão da correia
i	Relação de transmissão
D_1	Diâmetro da polia motora [mm]
D_2	Diâmetro da polia movida [mm]
V_{axial}	Velocidade de deslocamento axial da cama [mm/s]
y	Curso máximo da cama [mm]
t_{subida}	Tempo de subida [s]
θ	Ângulo de contato da correia com a polia [°]
$L_{correia}$	Comprimento nominal da correia [mm]
C	Distância mínima entre centros [mm]
L_r	Comprimento real da correia [mm]
FS	Fator de serviço
F_{θ}	Fator de correção do ângulo de contato

C_r	Distância real entre centros [mm]
Q	Número de correias necessárias
P_c	Potência por correia [kW]
b	Largura da chaveta [mm]
h	Altura da chaveta [mm]
t	Altura alojada no eixo [mm]
L	Comprimento da chaveta [mm]
σ_c	Tensão de compressão na chaveta [MPa]
τ_c	Tensão de cisalhamento na chaveta [MPa]
CS_{ch}	Coeficiente de segurança da chaveta
L_e	Comprimento mínimo da chaveta devido ao esmagamento [mm]
L_s	Comprimento mínimo da chaveta devido ao cisalhamento [mm]
C_c	Capacidade de carga básica dinâmica [N]
C_{ra}	Capacidade de carga para rolamentos radiais [N]
C_a	Capacidade de carga para rolamentos axiais [N]
C_0	Capacidade de carga básica dinâmica [N]
P	Carga dinâmica equivalente hipotética [N]
P_o	Carga estática equivalente hipotética [N]
F_r	Carga radial real [N]
F_a	Carga axial real [N]
X	Fator de carga radial
Y	Fator de carga axial
L_{10}	Vida nominal [milhões de revoluções]
p_e	Expoente da fórmula da vida
L_{10h}	Vida nominal em horas de operação [h]
R_1	Reação radial no rolamento inferior [N]
R_2	Reação radial no rolamento superior [N]
R_3	Reação axial no rolamento inferior [N]
F_p	Força da polia [N]
y_1	Distância entre o rolamento superior e a polia movida [mm]
y_2	Distância entre o rolamento inferior e a polia movida [mm]
$P_{sistema}$	Peso do usuário mais a estrutura da cama [N]

$m_{usuário}$	Massa do usuário [kg]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
l_{cama}	Comprimento da cama [mm]
l_{eixo}	Comprimento do eixo [mm]
e	Relação e do rolamento

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVO	18
1.2	JUSTIFICATIVA	19
1.3	ESCOPO	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	CAMAS HOSPITALARES	20
2.2	MOVIMENTAÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE PACIENTES ACAMADOS	22
2.3	CAMA PARA ADAPTAÇÃO	24
2.4	REQUISITOS DE PROJETO	27
2.5	TIPOS DE MECANISMO DE ELEVAÇÃO	28
2.6	DISPOSITIVO PROPOSTO	29
3	PROJETO CONCEITUAL DO DISPOSITIVO	33
3.1	FUSO	33
3.2	MOTOR	33
3.3	SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	34
3.4	MANCAIS DE ROLAMENTO	35
3.5	EIXOS GUIAS	37
3.6	CARENAGENS DE PROTEÇÃO	38
4	PROJETO DETALHADO	39
4.1	DIMENSIONAMENTO DO FUSO	39
4.1.1	Carregamento estático ou quase estático	39
4.2	DIMENSIONAMENTO DO COMPRIMENTO ROSCADO	41
4.2.1	Cálculo do torque para subir e descer a carga	41
4.2.2	Análise estrutural	44
4.2.3	Seleção do material	47
4.3	SELEÇÃO DO MOTOR	48
4.4	SELEÇÃO DA CORREIA	49
4.5	DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS	55
4.6	DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA	55
4.7	SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO	58

4.8	LISTA DE COMPONENTES E DESENHOS	62
5	AVALIAÇÃO DE CUSTOS E CONSIDERAÇÕES	63
6	CONCLUSÃO	67
	REFERÊNCIAS	68
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	70
	ANEXO A – Catálogo motor IBRAM.....	71
	ANEXO B – Catálogo correia	72
	ANEXO C – Catálogo polias	74
	ANEXO D – Catálogo rolamentos	75
	APÊNDICE A – Cálculos dos esforços no fuso	78
	APÊNDICE B – Desenhos técnicos.....	81
	APÊNDICE C – Memorial de cálculo	92

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, as camas hospitalares disponíveis no mercado possuem inúmeras funções e são projetadas para diversas aplicações como: acomodação de pacientes para exames de rotinas, tratamento, procedimentos cirúrgicos e fisioterapia, entre outros. Devido à variedade de aplicações e a complexidade exigida para os mecanismos de atuação, os custos de obtenção destas camas são elevados. Deste modo, a aquisição destas somente para a acomodação de pacientes em hospitais, onde nem todas as funções são necessárias, torna-se custosa e pouco vantajosa. Portanto, para estes fins, adotam-se camas simples e de baixo custo que não permitem o ajuste de altura e dificultam o acesso de pacientes. Com este tipo de cama, o paciente necessita do auxílio de um enfermeiro ou de uma escadinha para subir e descer da mesma.

Ademais, as camas baixas e com alturas fixas fazem com que os profissionais de enfermagem adotem posições incorretas para realizar procedimentos de tratamento do paciente e de manutenção do leito, além de dificultar a transferência de pacientes com mobilidade comprometida para cadeiras de rodas ou macas.

Visando diminuir os riscos ergonômicos no trabalho de enfermeiros e aumentar a comodidade e a independência do paciente acamado, este trabalho apresenta uma proposta de dispositivo mecânico que permite ajustar a altura de uma cama hospitalar. O dispositivo proposto foi projetado para ser adaptado em uma cama hospitalar simples com dois movimentos comandados por manivelas, utilizada no Pronto Socorro da Santa Casa de Guaratinguetá. Tendo em vista a necessidade de custo reduzido que justifique a adaptação ao invés da aquisição de uma cama nova, o dispositivo apresenta uma solução com componentes mecânicos comuns e baratos.

1.1 OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo apresentar uma proposta de dispositivo mecânico que possa ser adaptado a um modelo simples de cama hospitalar utilizada no Pronto Socorro da Santa Casa de Guaratinguetá, permitindo a movimentação vertical da mesma com acionamento eletromecânico.

1.2 JUSTIFICATIVA

O desenvolvimento deste projeto visa facilitar o trabalho de profissionais de enfermagem em procedimentos de movimentação e transferência de pacientes do leito para macas ou cadeiras de rodas, diminuindo os riscos ergonômicos devido a esforços repetitivos em posições de trabalho inadequadas. Adicionalmente, a adaptação proposta traz mais comodidade e independência ao paciente, pois permite que este seja capaz de subir ou descer da cama sem a utilização de escada ou o auxílio de um enfermeiro.

1.3 ESCOPO

O capítulo 1 deste trabalho apresenta uma introdução ao problema estudado que contempla o objetivo, a justificativa e a delimitação do tema.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica com os tipos de camas hospitalares comerciais mais utilizados e procedimentos de enfermagem para movimentação e transferência de pacientes, visando ilustrar a importância do desenvolvimento do dispositivo em estudo com custo de aquisição acessível. Além disto, apresenta-se uma proposta de projeto mecânico para um dispositivo que se adapte no modelo da cama hospitalar em estudo e possibilite a movimentação vertical da mesma.

O capítulo 3 contém o projeto conceitual, ou pré-projeto, do dispositivo, baseado em conceitos de elementos de máquinas e de projeto mecânico.

O capítulo 4 apresenta o projeto detalhado com a metodologia de cálculo utilizada para o dimensionamento dos componentes e uma lista de desenhos.

O capítulo 5 apresenta considerações sobre o projeto elétrico, o custo da adaptação e possíveis melhorias a serem estudadas em trabalhos futuros.

O capítulo 6 expõe a conclusão obtida com projeto desenvolvido.

Os Anexos apresentam os catálogos dos componentes selecionados. Finalmente, os Apêndices contêm os desenhos técnicos e o memorial de cálculos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão da literatura sobre os tipos de camas hospitalares comercializadas atualmente, contemplando o custo de aquisição das mesmas. Além disso, são introduzidos conceitos que abordam os riscos ergonômicos decorrentes dos procedimentos de movimentação e transferência de pacientes realizados com camas, macas e cadeiras de rodas inadequadas e sem dispositivos mecânicos auxiliares. Os conceitos apresentados elucidam a importância do estudo de um dispositivo para ajuste de altura de camas hospitalares e os benefícios advindos da utilização do mesmo. Ademais, este capítulo apresenta a proposta de dispositivo mecânico estudada, assim como os requisitos e limitações do projeto.

2.1 CAMAS HOSPITALARES

Para Joseph Dyro (2004), na maior parte do tempo de permanência no hospital, o paciente está alojado em uma cama hospitalar, portanto é importante que estas sejam cuidadosamente especificadas e submetidas a manutenções, do mesmo modo que outros dispositivos hospitalares mais complexos como desfibriladores e monitores de pacientes. As camas devem ser desenvolvidas para assegurar o conforto e a segurança do paciente, contribuindo, simultaneamente, para a manutenção da sua saúde. Além disso, as camas devem ser selecionadas conforme a idade, a altura, o peso e a condição do paciente.

Atualmente, existem vários tipos de camas hospitalares comerciais com múltiplas funcionalidades que são projetadas para atender uma variedade de pacientes submetidos a diferentes patologias. As camas podem ser acionadas manualmente por meio de alavancas, por sistemas elétricos ou hidráulicos. Permitem o ajuste da altura em vários níveis segundo as necessidades de movimentação e posicionamento de pacientes, bem como o ajuste da posição da cabeça, dos joelhos e dos pés para a realização de exames, procedimentos de fisioterapias e de enfermagem (DYRO, 2004).

O preço de aquisição de uma cama hospitalar comercial varia conforme a variedade de funcionalidades e o tipo de sistema de acionamento. Como são projetadas para serem multifuncionais, as camas hospitalares mais modernas são mais caras devido a sua complexidade. Em média, os preços variam entre dois e dezessete mil reais. O Quadro 1 apresenta um resumo das camas hospitalares disponíveis no mercado e seus respectivos preços de venda.

Quadro 1– Camas hospitalares comerciais

		
Cama Hospitalar <i>Fowler</i> ajuste de altura manual	Cama Hospitalar Elétrica 2 Movimentos <i>Standard</i>	Hospitalar Elétrica 2 Movimentos <i>Standard</i>
R\$ 2.390,00	R\$ 2.499,00	R\$ 3.499,00
		
Cama Hospitalar <i>Fowler</i> Manual 3 Movimentos Luxo com Elevação	Cama Hospitalar Elétrica Com elevação de altura	Cama Hospitalar Elétrica com Elevação do Leito Luxo
R\$ 3.799,00	R\$ 3.800,00	R\$ 4.899,00
		
Cama Hospitalar <i>Fowler</i> 5 Movimentos Elétrica	Cama Hospitalar <i>Fowler</i> Elétrica 7 Movimentos Extra Luxo	Cama Hospitalar Elétrica com Elevação de Altura
R\$ 6.399,00	R\$ 7.900,00	R\$ 9.999,00
		
Cama Hospitalar Elétrica 8 Movimentos Top Luxo	Cama Hospitalar <i>Hill Rom</i> 1000	Cama Hospitalar Elétrica 8 Movimentos com Leito Giratório
R\$ 10.900,00	R\$ 15.980,00	R\$ 16.799,00

Fonte: (ADAPTADA MERCADO LIVRE, 2013)

Devidos aos altos custos das camas modernas, muitas instalações hospitalares continuam utilizando camas simples e obsoletas que, na maioria das vezes: são acionadas manualmente, não possuem travas nos rodízios, não recebem manutenção adequada e não permitem o ajuste de altura, dificultando a transferência de pacientes.

2.2 MOVIMENTAÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE PACIENTES ACAMADOS

Segundo Alexandre, Angerami e Moreira Filho (1996), pesquisas nacionais e internacionais mostram que os trabalhadores da área de saúde apresentam um número significativo de ocorrências de problemas na coluna. Dentre estes os profissionais de enfermagem são os que apresentam a maior porcentagem. Alguns autores comentam que os problemas na coluna são apontados como causa de faltas no trabalho e até mesmo abandono da profissão dentre estes profissionais (MEHTA et al., 2011).

As principais causas apontadas por estes trabalhadores para os problemas de lesões dorsais são a movimentação e a transferência de pacientes. Para Alexandre, Angerami e Moreira Filho (1996), vários fatores contribuem para que os profissionais de enfermagem desenvolvam problemas na coluna devido ao procedimento de transferência de pacientes, como: número de funcionários disponíveis inferior ao necessário; inexistência de dispositivos mecânicos auxiliares; espaço físico inadequado; distância entre as camas incorretas; pisos irregulares e camas com alturas fixas e sem padronização.

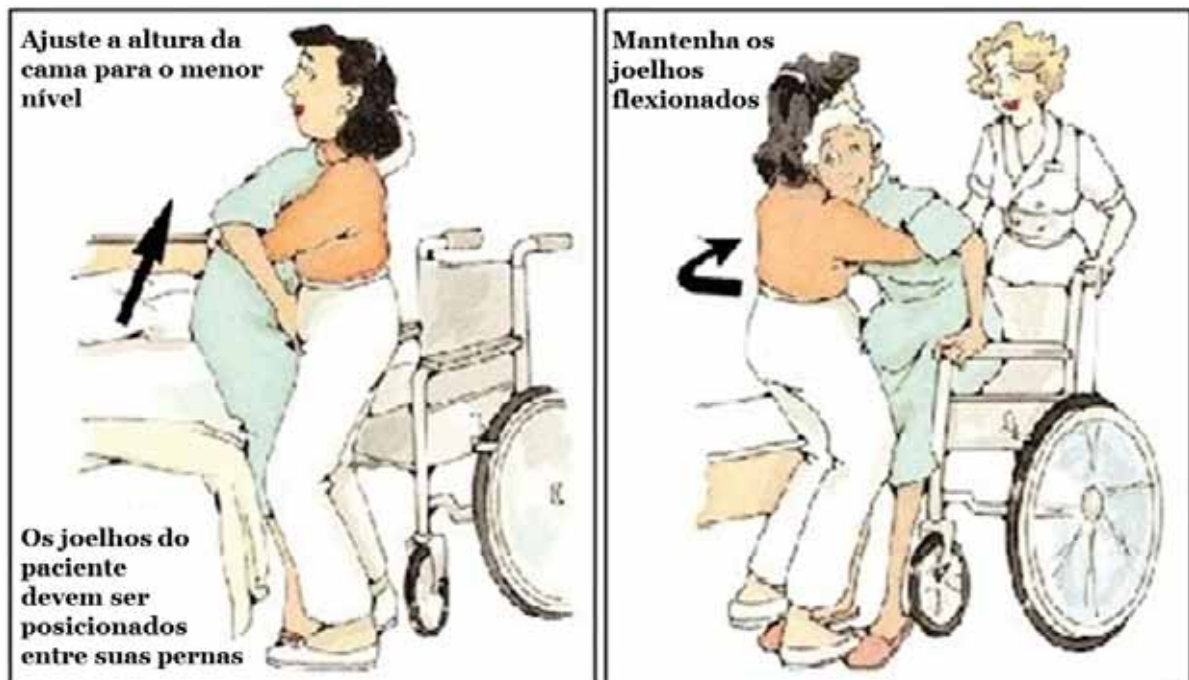
Alexandre, Rocha e Rossi (2001) comentam que o procedimento de transferência de pacientes acamados ocorre predominantemente da cama para maca ou para cadeira de rodas, ou vice-versa. Portanto, a utilização de camas hospitalares, macas e cadeiras de rodas com diferentes alturas faz com que seja necessário maior esforço para transportar pacientes com mobilidade comprometida, pois, nestas condições, é necessário levantar o paciente e não apenas deslocá-lo. Logo, durante este procedimento o profissional é submetido a esforços iguais ou superiores aos recomendados.

Figura 1 – Esforços durante a transferência de pacientes



Fonte: (ADAPTADA GUIA DO FISIOTERAPEUTA, 2013)

Figura 2 – Procedimento de transferência de pacientes



Fonte: (ADAPTADA GUIA DO FISIOTERAPEUTA, 2013)

Para Alexandre, Rocha e Rossi (2001), uma alternativa para solucionar este problema de desnível seria adotar uma altura padronizada para as camas, macas e cadeiras de rodas. No entanto, esta solução não considera que os profissionais de enfermagem têm diferentes estaturas e, conseqüentemente, a altura adequada para a realização dos procedimentos de enfermagem não é a mesma para todos os funcionários. Desta forma, a adoção de camas com alturas ajustáveis tem se mostrado a alternativa mais abrangente a ser adotada.

Figura 3 – Manutenção do leito



Fonte: (ADAPTADA VEIGA, 2013)

Os autores Alexandre, Angerami e Moreira Filho (1996) também assinalam que em muitas instalações as camas, macas e cadeiras de rodas não possuem trava, o que consequentemente demanda um esforço adicional do profissional para impedir o deslizamento do dispositivo durante a movimentação do paciente. Isto, além de comprometer a segurança do paciente, implica na adoção de posturas inadequadas para o procedimento.

Contudo, assumir posições corretas para o levantamento de carga apenas ameniza os riscos ergonômicos, tendo em vista que o trabalhador ainda está submetido a esforços excessivos. Portanto, a aquisição de equipamentos adequados e de dispositivos mecânicos que auxiliem na transferência de pacientes, sem exigir esforço excessivo do trabalhador, é a alternativa mais apropriada para melhorar as condições de trabalho destes profissionais (ALEXANDRE; ANGERAMI; MOREIRA FILHO, 1996).

2.3 CAMA PARA ADAPTAÇÃO

A cama em estudo, ilustrada na Figura 4, é um modelo de cama hospitalar simples com a cabeceira e a peseira fabricadas com tubos de aços esmaltados. O estrado é feito de chapas

de aço articuladas. As articulações são movidas por duas manivelas cromadas. A cama possui quatro rodízios sem travas e duas grades laterais ajustáveis.

Figura 4 – Cama hospitalar em estudo



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

A Tabela 1 apresenta as dimensões, em mm, e especificações da cama em estudo obtidas na visita realizada ao Pronto Socorro da Santa Casa de Guaratinguetá.

Tabela 1 – Especificações da cama em estudo

Características da cama (mm)	
Carga especificada (kg)	140
Altura do usuário	1900
Largura da cama	90
Altura do estrado	65
Comprimento da cama l_{cama}	2000
Altura cabeceira	1100
Altura peseira	930
Diâmetro externo dos tubos	34
Espessura do tubo	3
Altura do rodízio	100
Diâmetro do rodízio	76
Altura da grade lateral	490

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

A cama pode realizar os movimentos *fowler*, *semi-fowler* e flexão de pernas, controlados pelas manivelas. A Figura 5 ilustra a cama em posição *Fowler* com flexão de pernas.

Figura 5 – Posição *Fowler* com flexão de pernas



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 6 – Alavancas



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Observa-se que a altura da cama, 650 mm, faz com que os pacientes capazes de se movimentar sozinhos necessitem do auxílio de uma escadinha para descer da cama. Com a adaptação, o paciente é capaz de abaixar automaticamente a cama para se levantar sem o

auxílio de nenhum funcionário. Além disso, esta altura não é compatível com a altura das macas e cadeiras de rodas utilizadas para transportar pacientes com locomoção parcial. Como citado anteriormente, isto dificulta a transferência do paciente da cama para outro equipamento hospitalar. A possibilidade de ajuste desta cama amenizaria este problema, pois estas poderiam ser posicionadas em alturas adequadas que facilitariam a transferência do paciente e os procedimentos de enfermagens.

2.4 REQUISITOS DE PROJETO

A cama deve ser adaptada para atender suas funcionalidades, respeitando as limitações de projeto e do ambiente hospitalar no qual ela será utilizada. Os requisitos mais importantes para o projeto do dispositivo são apresentados nos próximos parágrafos.

A cama deve atender as seguintes funcionalidades: o mecanismo deve possibilitar que a guarda da cama abaixe até aproximadamente 400 mm do piso, para que o paciente seja capaz de descer da cama sem utilizar uma escadinha; a cama deve subir até aproximadamente 800 mm para facilitar os procedimentos médicos e de enfermagem realizados em pacientes acamados, assim como a troca e manutenção do leito; e, finalmente, a cama deve se mover em velocidade adequada. As camas hospitalares comerciais são projetadas para descer em média até 470 mm e subir até 700 mm, portanto os valores aqui estabelecidos são compatíveis com projetos previamente desenvolvidos.

Em hospitais a higiene do ambiente e a segurança dos pacientes são essenciais, portanto os componentes mecânicos devem ser devidamente protegidos para evitar contato direto com as partes rotativas e elétricas. Além disso, os lubrificantes utilizados nos componentes mecânicos em contato constituem ambientes propícios para o acúmulo de particulados que podem gerar contaminação. Os lubrificantes utilizados devem ser cuidadosamente selecionados para não produzirem odores fortes que interfiram no tratamento e bem estar dos pacientes, nem vazarem do seu envoltório, prejudicando a higiene do ambiente. Como se trata de um ambiente hospitalar, o ruído proveniente de motores e componentes mecânicos em contato deve ser o mínimo possível para a preservação dos pacientes. Os requisitos quanto à segurança e ao desempenho de camas hospitalares é padronizado pelas normas ABNT NBR IEC 60601-2-38:1998 e ABNT NBR IEC 60601-2-52:2013.

O dispositivo desenvolvido constitui uma adaptação em uma cama hospitalar em uso, portanto ele deve ser economicamente viável para justificar sua implementação. Além disso,

ele deve exigir o mínimo de modificações na estrutura da cama, sem comprometer sua sustentação. Além disso, o dispositivo não deve apresentar partes e componentes que atrapalhem os procedimentos realizados pelos profissionais de enfermagem. A cama é especificada para suportar até 140 quilogramas, portanto a estrutura desenvolvida deve resistir a esta carga com uma determinada margem de segurança.

2.5 TIPOS DE MECANISMO DE ELEVAÇÃO

Para a seleção de um mecanismo para elevação da cama foram analisados concepções com componentes hidráulicos e eletromecânicos. A solução eletromecânica foi a que, inicialmente, apresentou menor custo de aquisição e manutenção.

Os tipos de mecanismos mais simples utilizados pelas camas comerciais para ajuste de altura são: duas tesouras laterais com um cilindro ou fuso no centro; um mecanismo com fusos e alavancas na parte lateral sustentado por uma base retangular; e um mecanismo com fusos ou atuadores lineares com acionamento elétrico nas extremidades da cama. A Figura 7 ilustra estes mecanismos.

Figura 7 – Mecanismos para elevação de camas: (a) tipo tesoura; (b) tipo alavanca; (c) com fusos nas extremidades



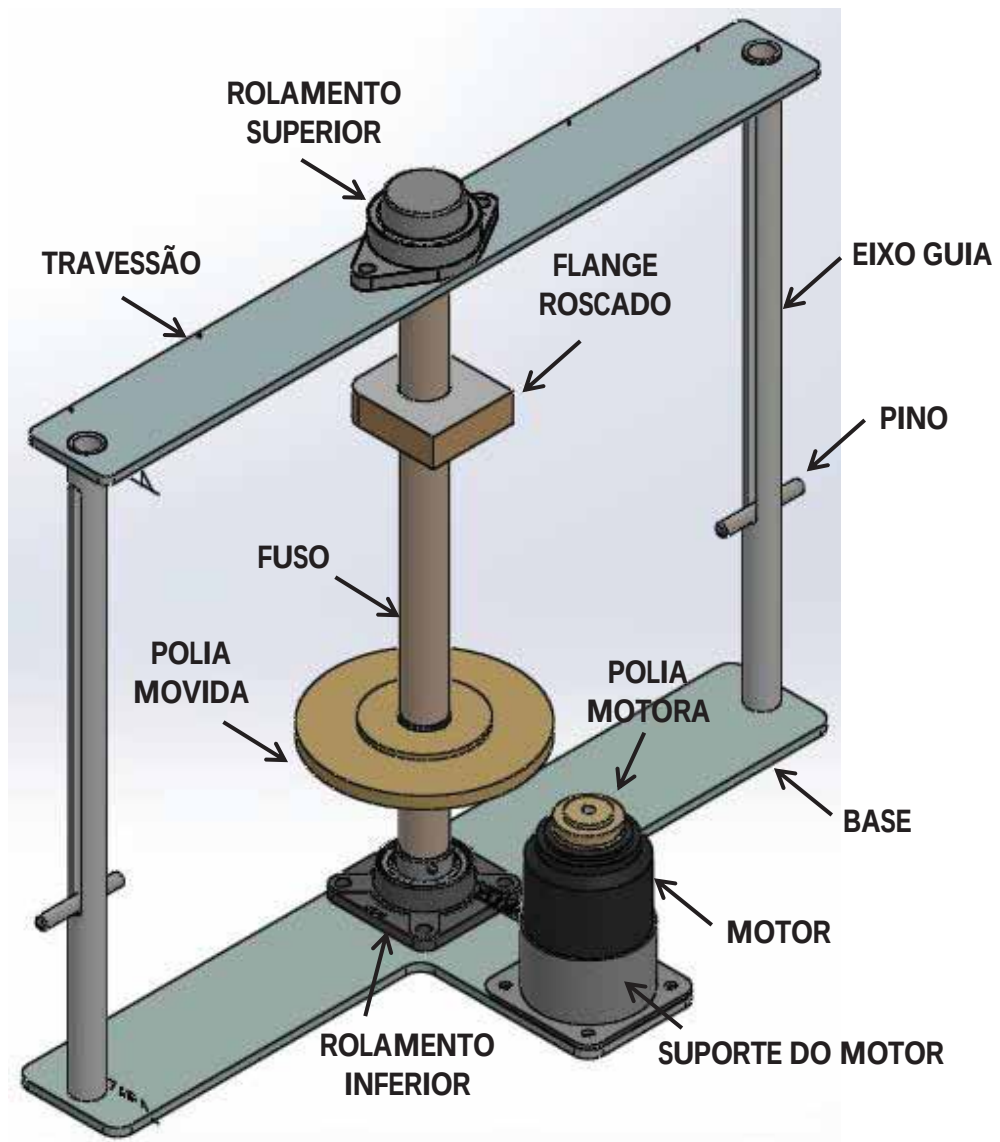
Fonte: (MERCADO LIVRE, 2013)

Tomando como base os tipos de mecanismos apresentado na Figura 7, selecionou-se aquele que demandaria um menor número de modificações na estrutura da cama estudada, proporcionando mais estabilidade. Portanto, o tipo de mecanismo adotado para este projeto é o que utiliza fusos nas extremidades da cama e acionamento elétrico.

2.6 DISPOSITIVO PROPOSTO

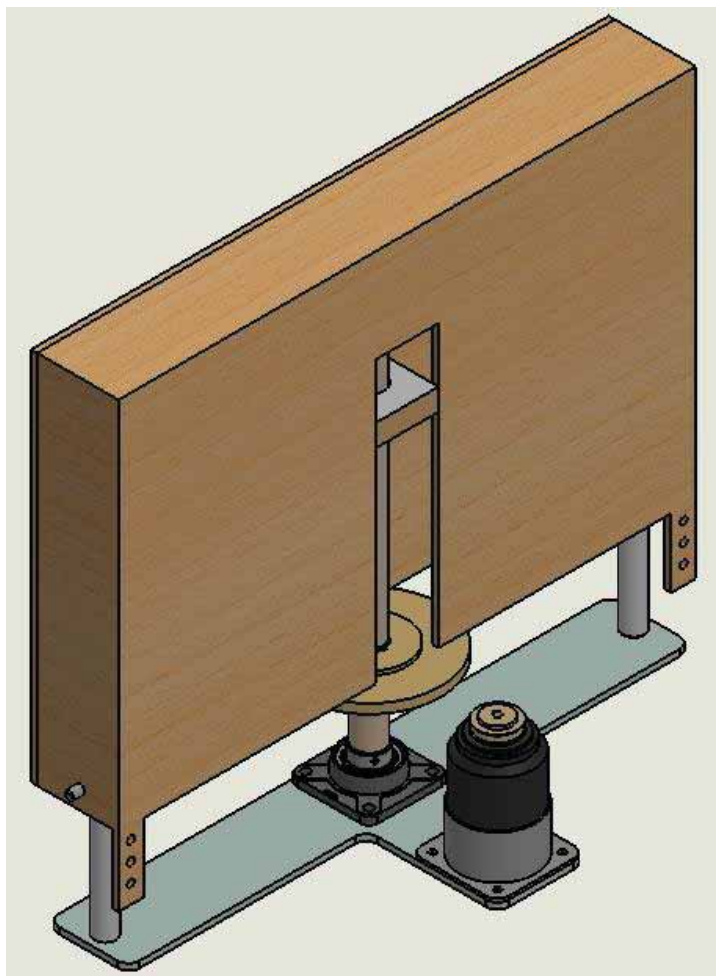
O dispositivo proposto para adaptação, é apresentado nas Figura 8, Figura 9 e Figura 10, é composto por: um motor elétrico de indução monofásico, utilizado para o acionamento do mecanismo; um fuso de aço com rosca quadrada, que permite a movimentação axial da cama; um sistema de transmissão com polias e correia, que transmite a potência fornecida pelo motor para o fuso; mancais de rolamentos, para o alinhamento e sustentação do fuso; eixos guias, que mantêm a estabilidade e auxiliam na sustentação da cama; um flange roscado, que serve de interface entre o mecanismo e a estrutura da cama; e carenagens para proteção das partes rotativas fixadas na base do mecanismo e na estrutura da cama.

Figura 8 – Vista isométrica do dispositivo proposto



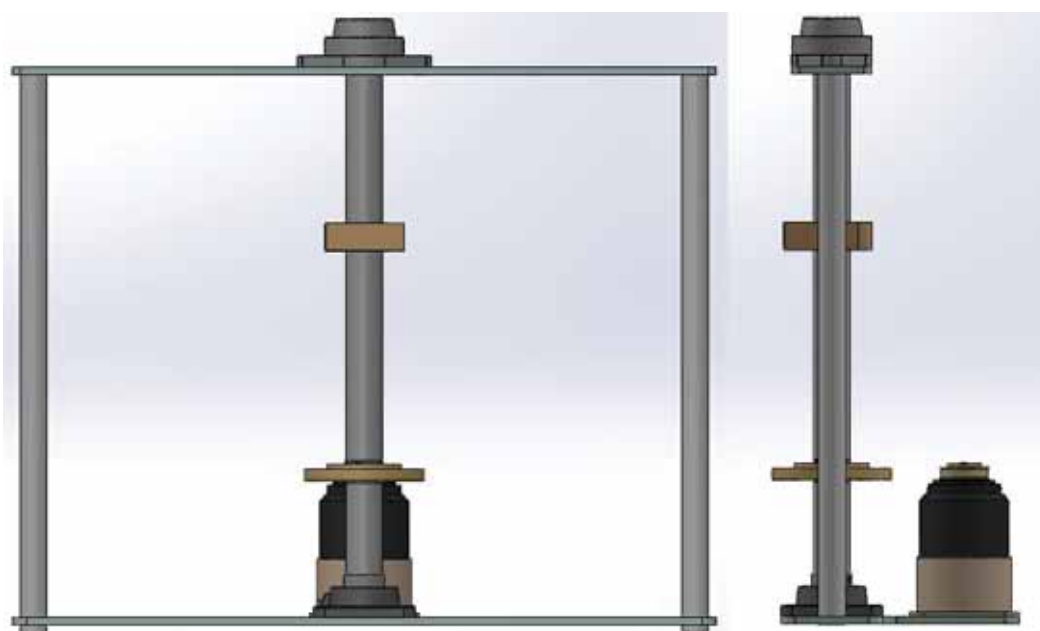
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 9 – Vista isométrica do dispositivo proposto com carenagens de proteção



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

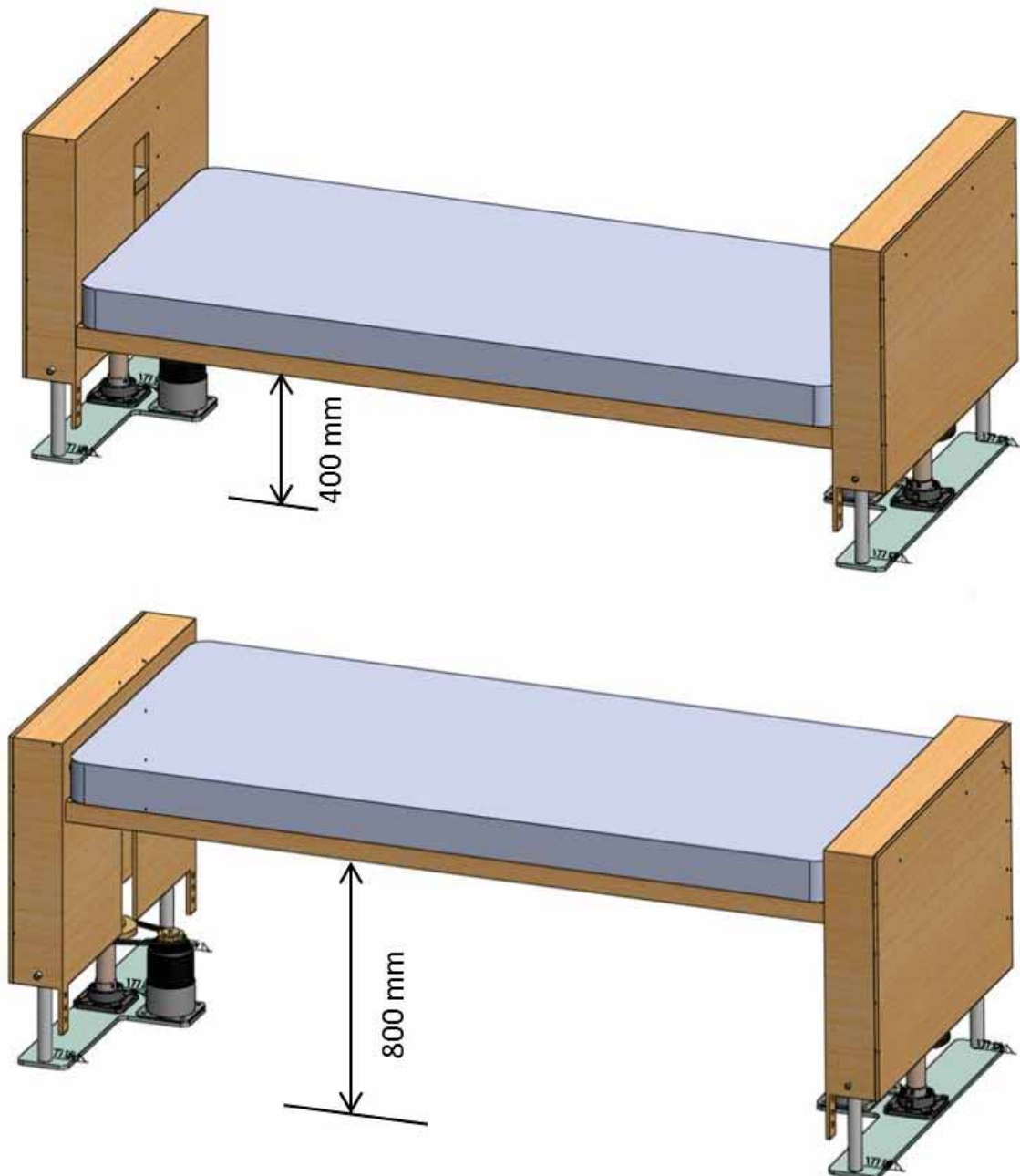
Figura 10 – Vistas esquerda e frontal do dispositivo



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O dispositivo permite que a cama e desloque 400 mm na direção axial. A menor altura atingida pela cama é 400 mm e a maior, 800 mm, como ilustrado na Figura 11. A altura mínima da cama é limitada pelo tamanho do motor adotado e pelo sistema de transmissão utilizado.

Figura 11 – Deslocamento vertical da cama com carenagem de proteção



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O projeto de adaptação proposto prevê a substituição da cabeceira e da peseira originais da cama pelo dispositivo de elevação, reaproveitando os tubos de aço que sustentam a cama e as cantoneiras de fixação.

A cabeceira e a peseira da cama são acopladas na estrutura da cama com uma cantoneira soldada nos tubos de aço e encaixada em dois pinos da estrutura da mesma, como apresentado na Figura 12. No projeto de dispositivo proposto, a carenagem de proteção do mecanismo de adaptação será fixada na cama utilizando o mesmo encaixe existente no projeto original.

Figura 12 – Cantoneira soldada



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

3 PROJETO CONCEITUAL DO DISPOSITIVO

Neste capítulo são apresentadas as características e as funções desempenhadas pelos componentes empregados no dispositivo proposto.

3.1 FUSO

Os fusos, parafusos de potência ou parafusos de avanço são utilizados para converter movimento rotacional em linear com aplicações em tornos mecânicos, prensas, morsas e macacos, dentre outros. Os parafusos de potência também são capazes de levantar grandes cargas, casos em que a rosca deve ser cuidadosamente dimensionada (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

Segundo Budynas, Mischke e Shigley (2005), o tipo de rosca mais indicado para aplicação no projeto do dispositivo é a rosca quadrada porque possui maior rigidez e permite o autotravamento do parafuso. Este tipo de rosca também é indicada para aplicações com transmissão de potência. A utilização da rosca quadrada elimina as componentes de forças radiais que podem existir entre a porca e o fuso, fazendo com que as cargas de roscas normais sejam paralelas ao eixo do fuso.

No dispositivo proposto os fusos tem a função de converter o movimento rotacional da polia movida no movimento linear de subida e descida da cama hospitalar. A polia movida transmite ao fuso o movimento de rotação do eixo de saída do motor. Os fusos devem possuir comprimento roscado suficiente para permitir que a cama suba até a altura máxima prevista e comprimento sem rosca até a altura de fixação da polia.

Os dois fusos devem suportar a carga especificada para a cama somada ao peso do dispositivo proposto, portanto estão submetidos a esforços e a tensões significativas. As dimensões e o material de fabricação do fuso serão definidos considerando os esforços atuantes nos mesmos.

3.2 MOTOR

A seleção do motor deve levar em consideração algumas restrições referentes ao ambiente hospitalar, a cama adaptada e a carga suportada. Primeiramente, o motor é um

componente caro, portanto, dentre as classes de motores, selecionou-se aquela com preços menores e utilização comum. O motor de indução de pequeno porte foi o mais adequado encontrado.

No ambiente hospitalar o nível de ruído aceitável para o motor e para a transmissão de potência é limitado, portanto o motor selecionado deve possuir baixa dissipação de potência sonora. Tendo isto em vista, o motor será fixado na posição vertical para simplificar o mecanismo de transmissão de potência, utilizando um sistema de transmissão por correia e polias. Este tipo de transmissão produz menos ruído do que a transmissão realizada por engrenagens e sem fim, que seria necessária se o motor fosse fixado na posição horizontal.

Em adição, o espaço físico para a montagem do motor é limitado pelo nível mínimo de deslocamento da cama. Portanto, o motor selecionado deve ser pequeno o suficiente para ser fixado na posição vertical em baixo da cama sem interferir na altura mínima especificada para a cama.

3.3 SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Tendo em vista os baixos níveis de ruídos tolerados em ambientes hospitalares e o baixo custo dos componentes, adotou-se um sistema de transmissão de potência composto por duas polias e uma correia sincronizadora. O sistema transmite a potência gerada pelo motor elétrico para o fuso, de modo a diminuir a velocidade de rotação do fuso e aumentar o torque gerado no mesmo.

No dispositivo em estudo, a polia motora é acoplada no eixo do motor com o auxílio de uma chaveta e a polia movida é acoplada no comprimento sem rosca do fuso da mesma forma. As polias são fabricadas em alumínio e têm diâmetros diferentes, atuando como um redutor. Portanto a velocidade de rotação nominal do motor é reduzida, fazendo com que o fuso gire mais devagar. Deste modo, a cama se move com velocidade axial adequada para a movimentação de um paciente com segurança. Simultaneamente, o sistema de transmissão fornece torque suficiente para que o fuso seja capaz de levantar a carga suportada pela cama.

Uma correia sincronizadora realiza a transmissão da potência do motor para o fuso. Para este dispositivo, selecionou-se uma correia sincronizadora em V que pode ser empregada em polias menores e permite uma transmissão de potência mais silenciosa, além de ser mais flexível e resistente a flexão. A correia selecionada é fabricada com uma borracha resistente a óleos e ao calor e com cordonéis de poliéster. Segundo a empresa *Goodyear* (2013), a correia

também recebe um tratamento especial para apresentar pouco alongamento devido ao uso prolongado, o que implica em maior vida útil para o produto.

Figura 13 – Polia e correia sincronizadoras



Fonte: (SCHNEIDER, 2013)

3.4 MANCAIS DE ROLAMENTO

Os mancais de rolamento são constituídos por três componentes principais: gaiola, anéis e corpos rolantes. Os rolamentos podem ser classificados em função da carga que suportam, em função do tipo de corpo rolante, em função da configuração ou da aplicação específica. Quanto à carga suportada, os rolamentos podem ser divididos em radiais e axiais. Quanto ao tipo de corpo rolante, eles podem ser classificados em rolamentos de esferas ou de rolos (NSK, 2001).

Para a seleção do tipo de rolamento a ser utilizado, devem ser levados em consideração os seguintes fatores: espaço disponível, carga suportada, velocidade de operação, precisão, tipos de montagem e desmontagem e a vida esperada para o mesmo (SKF, 2013). Para a presente aplicação foi selecionado um rolamento rígido de esferas que apresenta um extenso campo de aplicação e fácil construção. Pode suportar carga axial nos dois sentidos, além da carga radial. É adequado para aplicações que requerem baixo ruído, baixo torque e vibração. Além de rolamento do tipo aberto, existem rolamentos vedados e blindados.

Mesmo quando utilizado adequadamente, o rolamento deixa de desempenhar sua função corretamente após algum tempo de uso. Em algumas situações podem ocorrer escamações devido à fadiga, aumento do ruído, redução da precisão pelo desgaste da graxa lubrificante, culminando na troca do componente (SKF, 2013).

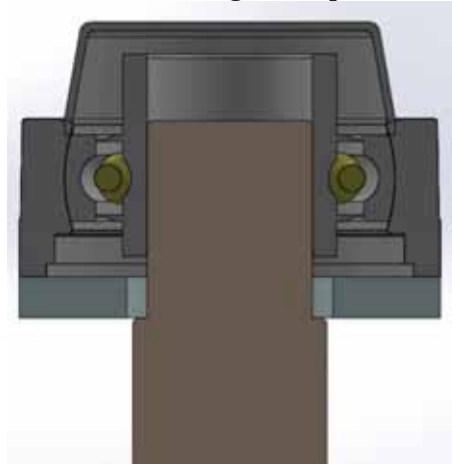
Para o dispositivo em estudo, são utilizados dois rolamentos com flanges em ferro fundido, especificados pelo fabricante. Um rolamento com flange quadrado é colocado na base do dispositivo para sustentar o fuso e a carga axial atuante no mesmo, enquanto o outro rolamento com flange oval é fixado no travessão na parte superior do dispositivo para garantir o alinhamento do fuso, como ilustrado nas Figura 14, Figura 15 e Figura 16.

Figura 14 – Mancais de rolamento com flanges quadrado e oval



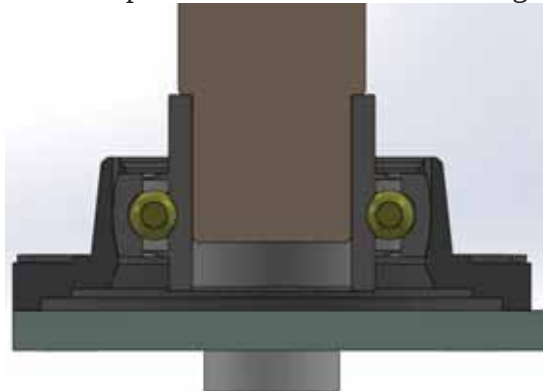
Fonte: (SKF, 2013)

Figura 15 – Rolamento com flange oval para alinhamento do fuso



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 16 – Fuso apoiado no rolamento com flange quadrado



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR)

3.5 EIXOS GUIAS

Os eixos guias foram introduzidos no projeto para prover mais estabilidade e prevenir o desalinhamento do conjunto. Analisando a forma de utilização da cama hospitalar, observa-se que os usuários costumam se acomodar no centro da cama. Contudo, principalmente, quando pretendem se levantar, eles se apoiam apenas nas beiradas da cama, concentrado seu peso neste ponto. Como este dispositivo suporta o peso da cama e de seu ocupante com dois fusos centrais, em uma situação real, uma pessoa sentada na beirada na cama gera um momento no fuso que pode ocasionar a flexão e o desalinhamento do conjunto.

Como não suportam cargas excessivas, os eixos podem ser fabricados com material comuns, como alumínio ou aços de baixo carbono. Contudo, para o presente mecanismo, utilizam-se os tubos de aço esmaltado que constituem os pés de apoio da cama adaptada como eixos guias. Tendo em vista que estes eixos já suportam o peso total da cama somado ao de seus usuários, não é necessário avaliar as tensões que atuam no mesmo e a resistência mecânica do material, visto que na nova configuração da cama com o dispositivo os tubos estarão submetidos a menos esforços do que no projeto original da cama. A Figura 17 apresenta o comprimento útil do tubo de aço que pode ser reaproveitado da cabeceira da cama adaptada. Embora, a peseira seja menor do que a cabeceira, o comprimento de tubo útil em ambas é maior ou igual a 700 mm, o que é suficiente para ser reaproveitado no dispositivo.

Figura 17 – Reaproveitamento dos tubos de aço



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

3.6 CARENAGENS DE PROTEÇÃO

Para garantir a segurança e a manutenção da saúde do paciente acamado, devem ser projetadas carenagens que isolem as partes rotativas do dispositivo, impedindo o contato com as mesmas e, ainda, possíveis acidentes. Além disto, para atender as normas hospitalares, a carenagem deve isolar o ruído do motor, para tanto deve ser fabricada preferencialmente com material que permite a isolamento acústica. No entanto, isto o encareceria bastante o projeto. Logo, para o dispositivo em estudo são utilizadas carenagens de plástico ou de madeira.

4 PROJETO DETALHADO

Neste capítulo é apresentada a metodologia de cálculo utilizada para especificar, selecionar e dimensionar os componentes do dispositivo proposto.

4.1 DIMENSIONAMENTO DO FUSO

Cada fuso está submetido a uma carga F_a que é obtida em função da carga suportada pela estrutura da cama. Tendo em vista o modelo de dispositivo proposto, observa-se que os maiores esforços e tensões atuam no fuso, portanto seu projeto deve ser cuidadosamente analisado. A análise de esforços no fuso e a carga F utilizada são apresentadas no Apêndice A.

4.1.1 Carregamento estático ou quase estático

Inicialmente, considera-se o projeto de um eixo sem rosca submetido a um carregamento estático ou quase estático, pois na maior parte do seu período de operação a cama está parada suportando o peso do paciente, portanto os fusos estão submetidos a um carregamento estático. Duas teorias são citadas para a prevenção de falhas dúcteis: teoria de von Mises e teoria de tensão máxima de cisalhamento. Por estas teorias, determina-se o menor diâmetro indicado para a fabricação deste fuso.

Segundo Budynas, Mischke e Shigley (2005), a tensão de von Mises e a tensão de cisalhamento máxima obtida para um elemento sólido na superfície de um eixo sujeito a flexão, $\sigma_{m\acute{a}x}$, e a torção, $\tau_{m\acute{a}x}$, são calculadas pelas equação (1) e equação (2), respectivamente.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \quad (1)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi d^3} (M^2 + T^2)^{1/2} \quad (2)$$

Onde d é o diâmetro do eixo, M é o momento fletor e T é torque. Os cálculos do momento e do torque que atuam no eixo são apresentados no Apêndice A. A teoria de energia de distorção para falhas dúcteis estabelece que a tensão admissível no eixo deve ser calculada

pela equação (3). Do mesmo modo, a teoria de cisalhamento máximo para falhas dúcteis estabelece que a tensão de cisalhamento admissível no material deve ser calculada pela equação (4).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{n_{est}} \quad (3)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{2n_{est}} \quad (4)$$

Onde n_{est} é o fator de segurança do projeto. Substituindo, as tensões admissíveis nas equações (1) e (2), obtêm-se os diâmetros mínimos para o eixo projetado. Pela teoria de von Mises o diâmetro do eixo deve ser:

$$d = \left[\frac{16n}{\pi\sigma_e} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (5)$$

Onde n é um fator de segurança, que para este estudo é igual a 1,1. Para a teoria de cisalhamento máxima o diâmetro do eixo em carregamento quase estático deve ser:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi\sigma_e} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (6)$$

Uma dedução detalhada das equações (5) e (6) pode ser encontrada em Budynas, Mischke e Shigley (2005). Os esforços atuantes no eixo são apresentados no memorial de cálculo do Apêndice A. A Tabela 2 apresenta os diâmetros obtidos pelas equações (5) e (6).

Tabela 2 – Diâmetros indicados para o fuso

Diâmetros do fuso (mm)	
Diâmetro do eixo Teoria de von Mises	45,8
Diâmetro do eixo Teoria da Tensão de cisalhamento máxima	36,3
Diâmetro médio adotado	42,0

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

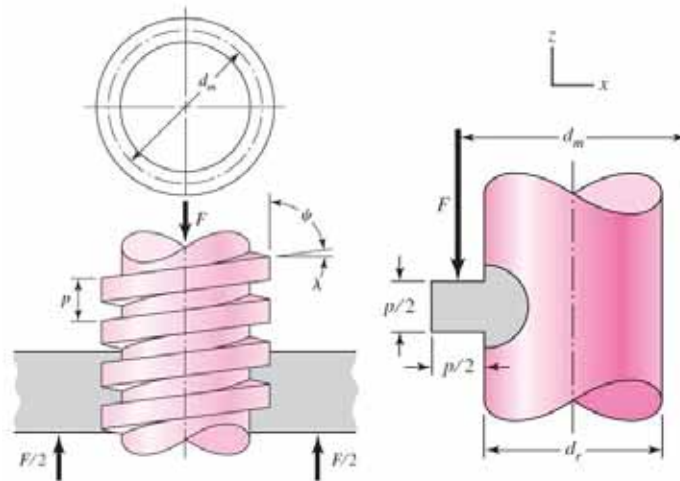
A teoria de *von Mises* é mais conservadora do que a de tensão de cisalhamento, portanto os diâmetros mínimos obtidos pelas duas teorias diferem entre si. No entanto, os esforços considerados neste cálculo não atuam sobre todo o comprimento do fuso, portanto para algumas seções submetidas a menores esforços é aceitável utilizar um diâmetro intermediário

entre os valores indicados pelas duas teorias. Portanto, o comprimento sem rosca do fuso é escalonado e o menor diâmetro adotado é 39,0 mm.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO COMPRIMENTO ROSCADO

Para o dimensionamento do eixo roscado, primeiramente, determina-se o torque atuante no eixo para levantar e descer a carga através da decomposição de forças na rosca. Em seguida, obtém-se o ângulo de avanço do parafuso, para verificar a condição de autotravamento em carregamento estático. Com os parâmetros obtidos, calculam-se as tensões atuantes no parafuso para determinar suas dimensões e material. A Figura 18 ilustra as principais dimensões do fuso que devem ser encontradas pelo dimensionamento e análise estrutural do fuso: diâmetro médio d_m , passo p , ângulo de avanço λ e ângulo de hélice ψ .

Figura 18 – Principais dimensões de um parafuso de potência



Fonte: (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005)

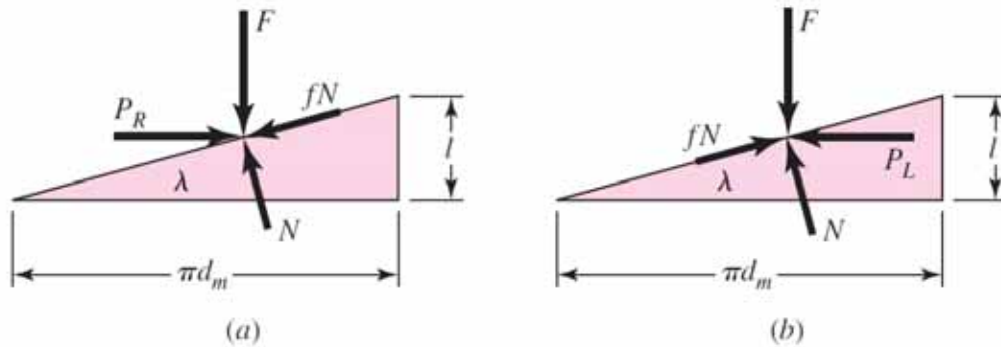
4.2.1 Cálculo do torque para subir e descer a carga

Selecionou-se um parafuso com diâmetro maior, d_e , e passo, p , considerando os cálculos do diâmetro mínimo da seção 4.1.1. Considerando as dimensões do fuso escolhido, o torque necessário para levantar e descer a carga pode ser determinado a partir da análise das forças atuantes na rosca do parafuso.

Segundo Norton (2013), uma rosca de parafuso pode ser modelada como um plano inclinado enrolado ao redor de um cilindro, formando uma hélice. A Figura 19 ilustra a

decomposição de forças na rosca quando o parafuso levanta e abaixa a carga. A força F é a resultante de todas as forças que atua sobre a área normal de rosca. Durante o levantamento da carga, uma força P_R atua para direita e durante a descida da mesma, uma força P_L atua para a esquerda (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

Figura 19 – Diagrama de forças: (a) para levantar a carga; (b) para abaixar a carga



Fonte: (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005)

Budynas, Mischke e Shigley (2005) comentam que como o fuso suporta carga axial, um mancal axial ou colar deve ser colocado entre os componentes rotativos e estacionários para suportar a carga axial. Portanto, o torque necessário para girar o mancal, ou seja, o torque de atrito, também deve ser considerado na determinação do torque necessário para levantar ou descer a carga. Assim, pelo desenvolvimento matemático das equações de somatória de forças dos diagramas da Figura 19 e considerando o torque necessário para girar o mancal, obtêm-se o torque de parafuso para levantar a carga (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) + \frac{F f_c d_c}{2} \quad (7)$$

Do mesmo modo, o torque para baixar a carga é dado pela equação (8).

$$T_a = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) + \frac{F f_c d_c}{2} \quad (8)$$

Onde l representa o avanço que é igual ao passo; f , o coeficiente de atrito para pares enroscados; f_c , o coeficiente de atrito no colar e d_c , o diâmetro médio do colar axial. Para o cálculo do torque necessário para subir e descer a carga, o diâmetro médio, o avanço e o diâmetro do colar devem ser convertidos para m.

Os coeficientes de atrito podem ser obtidos na Tabela 3 e na Tabela 4.

Tabela 3 – Coeficiente de atrito para pares enroscados

Material do parafuso	Material da Porca	
	Aço	Bronze
Aço seco	0,15 a 0,25	0,15 a 0,23
Aço lubrificado	0,11 a 0,17	0,10 a 0,16
Bronze	0,08 a 0,12	0,04 a 0,06

Fonte: (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005)

Tabela 4 – Coeficiente de atrito para colares

Combinação	Funcionamento	Partida
Aço mole em ferro fundido	0,12	0,17
Aço duro em ferro fundido	0,09	0,15
Aço mole em bronze	0,08	0,10
Aço duro em bronze	0,06	0,08

Fonte: (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005)

Partindo da consideração de que a rosca pode ser modelada como um plano inclinado, como apresentado na Figura 19, e utilizando relações trigonométricas simples, é possível obter o ângulo de avanço λ pela equação seguinte.

$$\lambda = \arctg\left(\frac{l}{\pi d_m}\right) \quad (9)$$

Segundo Norton (2013), a condição de autotravamento do parafuso é determinada pela relação entre o coeficiente de atrito entre parafuso e porca e pelo ângulo de avanço do parafuso. Para uma rosca quadrada, a condição de autotravamento ocorre quando:

$$f \geq \tan \lambda \quad (10)$$

A Tabela 5 apresenta os resultados obtidos para os principais parâmetros do fuso e o torque necessário para levantar e baixar a carga, utilizando as equações citadas nesta seção.

Tabela 5 – Resumo dos resultados obtidos para o fuso

Parâmetros		Resultados
p	Passo [mm]	4,00
l	Avanço [mm]	4,00
d_m	Diâmetro médio do fuso [mm]	42,00
λ	Ângulo de avanço [°]	1,74
f	Coeficiente de atrito para pares enroscados	0,17
f_c	Coeficiente de atrito no colar	0,17
d_c	Diâmetro médio do colar axial [mm]	42,00
d_r	Diâmetro interno da rosca [mm]	40,00
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36
T_a	Torque para baixar a carga [N.m]	4,46

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Os valores da Tabela 5 comprovam que o parafuso atinge a condição de autotravamento, pois o coeficiente de atrito é maior do que a tangente do ângulo de avanço.

4.2.2 Análise estrutural

Para Budynas, Mischke e Shigley (2005), a tensão de cisalhamento atuante no corpo do parafuso, em função dos parâmetros de rosca do parafuso, devido ao torque a que ele está submetido pode ser encontrada pela expressão (11):

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (11)$$

Onde: d_r é o diâmetro interno da rosca do parafuso e T é o maior torque a que o fuso estará submetido, para esta aplicação $T = T_L$.

A tensão normal axial que atua sobre o parafuso devido à carga F pode ser obtida pela expressão (12).

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_r^2} \quad (12)$$

A tensão axial de apoio na rosca do parafuso pode ser obtida por:

$$\sigma_R = -\frac{2F}{\pi d_m n_i p} \quad (13)$$

Onde n_i é o número de roscas engajadas (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005). Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), as roscas engajadas não compartilham a carga igualmente. Sendo assim, a primeira rosca suporta um carregamento igual $0,38 F$, enquanto a segunda e a terceira suportam um carregamento de $0,25 F$ e $0,18 F$. A carga suportada pelas demais roscas diminuem até que o sétimo filete está livre de carga. Portanto para a presente aplicação, pode-se adotar $n_i = 1$, referente à primeira rosca engajada que suporta a maior parcela do carregamento. Além disso, deve-se multiplicar a equação (13) por $0,38$ para obter a força suportada pelo primeiro filete.

A força F suportada pela rosca também introduz uma tensão de flexão na raiz da rosca, que pode ser obtida por:

$$\sigma_F = \frac{6F}{\pi d_r n_i p} \quad (14)$$

A carga F introduz também uma tensão de cisalhamento máxima no centro da raiz obtida por:

$$\tau_r = \frac{3F}{\pi d_r n_i p} \quad (15)$$

O filete da rosca está submetido a um estado tridimensional de tensão. Considerando as direções definidas na Figura 18, as tensões tridimensionais são:

$$\sigma_x = \sigma_F = \frac{6F}{\pi d_r n_i p} \quad (16)$$

$$\sigma_y = 0 \quad (17)$$

$$\sigma_z = -\sigma = -\frac{4F}{\pi d_r^3} \quad (18)$$

$$\tau_{xy} = 0 \quad (19)$$

$$\tau_{yz} = \tau = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (20)$$

$$\tau_{zx} = 0 \quad (21)$$

A partir destas tensões é possível calcular a tensão de von Mises, que deve ser menor do que a tensão de escoamento do material selecionado:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yx}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (22)$$

Pela teoria da energia de distorção, o escoamento deve ocorrer quando:

$$\sigma' \geq \sigma_e \quad (23)$$

Pela teoria da tensão de cisalhamento máxima, a maior tensão de cisalhamento no elemento é obtida por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \quad (24)$$

Onde σ_1 e σ_3 são as tensões principais, máxima e mínima, respectivamente, atuantes no elemento. As tensões principais no plano xy podem ser determinadas pela equação (22). Tendo em vista que τ_{xy} e τ_{zx} são nulas, a tensão σ_x é uma tensão principal.

As tensões principais no plano yz podem ser determinadas pela equação (25).

$$\sigma_{m\acute{a}x, m\acute{i}n} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad (25)$$

A teoria de tensão máxima de cisalhamento prevê escoamento quando:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \geq \frac{\sigma_e}{2} \quad (26)$$

Esta teoria considera o limite de escoamento a tração como:

$$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} \quad (27)$$

Os resultados obtidos para os esforços e as tensões calculadas para o fuso são apresentados nas Tabela 6 e Tabela 7.

Tabela 6 – Esforços e tensões no corpo do fuso e na rosca

Tensões (MPa)		Valores
τ	Tensão de cisalhamento no corpo do parafuso	0,43
σ	Tensão normal axial no parafuso	0,55
σ_R	Tensão normal axial na rosca	-0,99
σ_F	Tensão normal de flexão na raiz da rosca	3,11
τ_r	Tensão de cisalhamento no raiz	1,56

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 7 – Análise tridimensional de tensões

Tensões (MPa)		Valores
Tensões principais	σ_1	3,11
	σ_2	0,23
	σ_3	-0,78
Tensão de von Mises σ'		3,50
Tensão máxima de cisalhamento $\tau_{m\acute{a}x}$		1,95

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.2.3 Seleção do material

O material selecionado para a fabricação do fuso deve ter tensão de escoamento maior do que a tensão de von Misses para garantir que o material não irá se deformar quando submetido ao carregamento especificado. A Tabela 8 apresenta a resistência à tração e ao escoamento de alguns tipos de aços.

Tabela 8 – Propriedade de materiais

Aços	Resistência à tração (MPa)	Resistência ao escoamento (MPa)
AISI 1010	365	305
AISI 1015	385	325
AISI 1020	420	350
AISI 1030	550	345
AISI 1040	595	370
AISI 1043	600	517
AISI 304	505	215
AISI 316	550	240

Fonte: (MATWEB, 2013)

Da Tabela 8, selecionou-se o aço 1020 com tensão de escoamento igual a 350 MPa. Portanto, tendo em vista as equações (26) e (27), observa-se que o material selecionado suporta as tensões atuantes sem escoar. Com isso, pode-se determinar o coeficiente de segurança com que o dispositivo está sendo projetado comparando a tensão atuante no

material e a tensão de escoamento do material, com as equações (28) e (29). Os resultados são apresentados na Tabela 9.

$$CS_{\sigma'} = \frac{\sigma_e}{\sigma'} \quad (28)$$

$$CS_{\tau_{m\acute{a}x}} = \frac{\sigma_e}{|\sigma_1 - \sigma_3|} \quad (29)$$

Tabela 9 – Coeficiente de segurança do material

$CS_{\sigma'}$	Coeficiente de segurança – tensão de von Misses	100
$CS_{\tau_{m\acute{a}x}}$	Coeficiente de segurança – tensão de cisalhamento	180

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

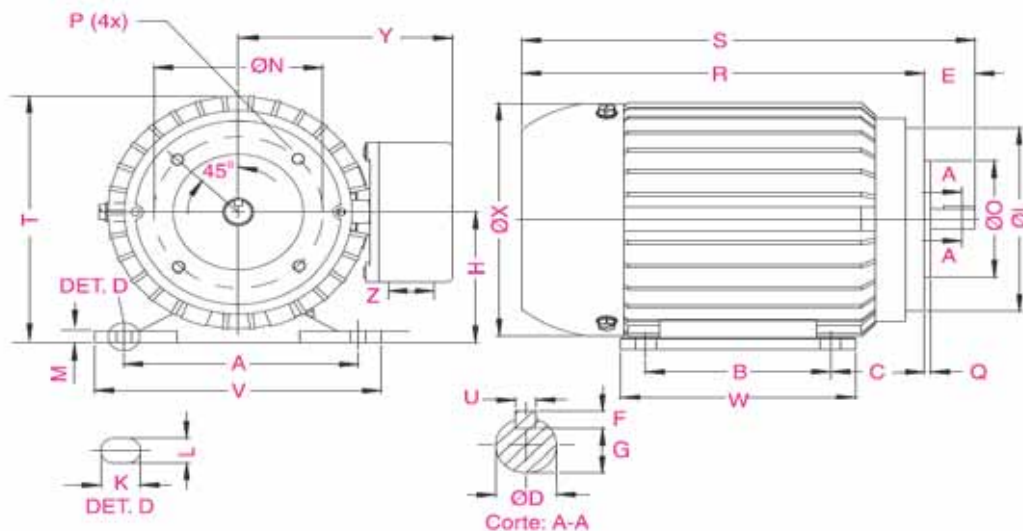
4.3 SELEÇÃO DO MOTOR

O motor deve fornecer torque suficiente para que o dispositivo possa levantar a carga especificada, T_L , e, simultaneamente, deve permitir que a cama apresente uma velocidade axial adequada para a segurança do paciente acamado.

Para o acionamento do dispositivo são necessários dois motores iguais dispostos nas extremidades da cama. Os motores devem ser fixados de forma simétrica para que o sistema fique balanceado, tendo em vista a vibração inerente à operação do motor.

O motor selecionado é esquematizado na Figura 20, retirada do catálogo da empresa IBRAM disposto no Anexo A. As dimensões e as características do motor são apresentadas nas Tabela 10 e Tabela 11.

Figura 20 – Motor de indução IBRAM



Fonte: (IBRAM, 2013)

Tabela 10 – Característica do motor

MOTOR DE INDUÇÃO IBRAM	
Polos	4
Rotação	1630 rpm
Potência	0,33 CV
Torque nominal	14,5 kgf.cm
Eficiência	60%
Modelo	I-63
Peso	4,1 kg

Fonte: (ADAPTADA IBRAM, 2013)

Tabela 11 – Dimensões do motor em mm

H	A	B	C	ØD	E	F	G	H	K	L	M	ØO	ØP	Q	R	S	T	U	W	ØX	Y
63	100	80	40	11	23	4	8,5	88	8	6	4	60	M5	2,5	168	191	120	4	100	114	97

Fonte: (ADAPTADA IBRAM, 2013)

4.4 SELEÇÃO DA CORREIA

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), a metodologia para seleção de uma correia sincronizada é semelhante à de seleção de correias trapezoidais. Portanto, a metodologia de seleção de correias trapezoidais e sincronizadoras, apresentada por Cunha (2005), é descrita nesta seção.

Para Cunha (2005), inicialmente, é necessário determinar os parâmetros da transmissão realizada: as rotações de entrada e saída e a relação de transmissão. A rotação de entrada n_1 , no eixo do motor, é obtida em função do motor selecionado, enquanto a rotação de saída n_2 , no fuso é obtida considerando o torque necessário para levantar a carga e a velocidade axial esperada para a cama. A relação de transmissão é obtida pela relação entre rotação do motor e a rotação obtida para o fuso.

Deste modo, o torque obtido no eixo do motor é dado pela equação (30).

$$T_1 = \frac{9555 P_m}{n_1} \quad (30)$$

Onde T_1 é obtido em N.m, a potência do motor P_m está em kW e a rotação do motor n_1 está em rpm. Além disso, o torque e rotação nominal do motor podem ser obtidos no catálogo do fabricante.

A rotação de subida do fuso é obtida pela equação (31).

$$n_2 = \frac{9555 \eta_c P_m}{T_L} \quad (31)$$

O η_c é o rendimento de transmissão da correia. Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), o rendimento de correias varia entre 97% e 99%. Para a presente aplicação será utilizado um rendimento de 98% para a correia sincronizada, pois a correia é nova e não apresenta desgaste.

Com isso, a relação de transmissão i é obtida pela equação (32).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (32)$$

A velocidade linear axial da cama é obtida em função da rotação do motor, da relação de transmissão e do passo do fuso. A velocidade axial é obtida pela equação (33).

$$V_{axial} = p \cdot n_2 \quad (33)$$

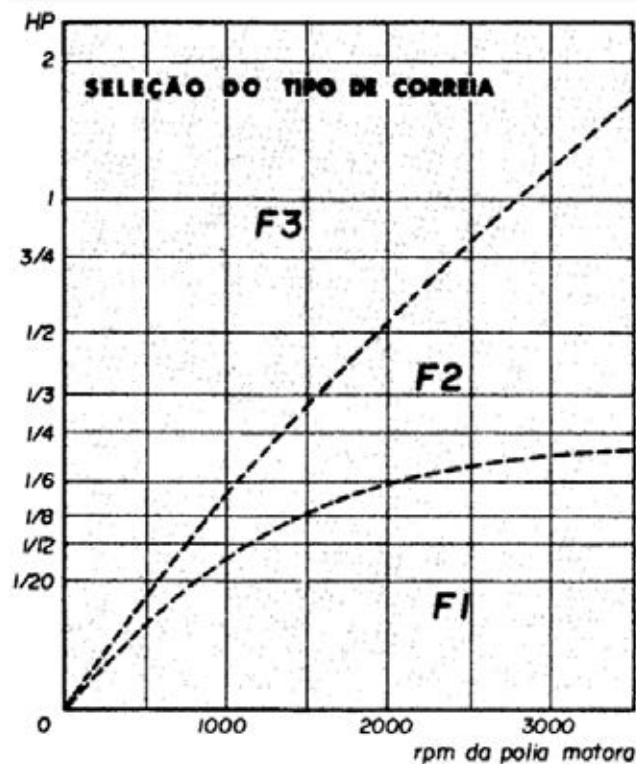
Com a velocidade axial da cama e o curso máximo realizado pela mesma, y , obtém-se o tempo necessário para que a cama suba até sua altura máxima com a equação (34).

$$t_{subida} = \frac{y}{V_{axial}} \quad (34)$$

Em posse destes dados, é possível verificar qual o tipo de correia adequado para aplicação. As correias são divididas em série industrial e fracionária, sendo que esta última é adequada para transmissão de baixas potências. Tendo em vista a potência utilizada pelo dispositivo em estudo e o espaço físico disponível para a montagem para o sistema de transmissão, optou-se por utilizar correias fracionárias que são menores e adequadas para pequenas polias.

Para Cunha (2005), as correias fracionárias são divididas em três tipos conforme a rotação e potência operacional: F1, F2 e F3. O tipo de correia para a aplicação em estudo pode ser obtido no gráfico da Figura 21.

Figura 21 – Seleção do tipo de correia



Fonte: (PROVENZA, 1996)

Em seguida, com o auxílio da Tabela 12, determina-se o diâmetro para a polia motora, D_1 , conforme o tipo selecionado anteriormente e a rotação operacional.

Tabela 12 – Potência por correia

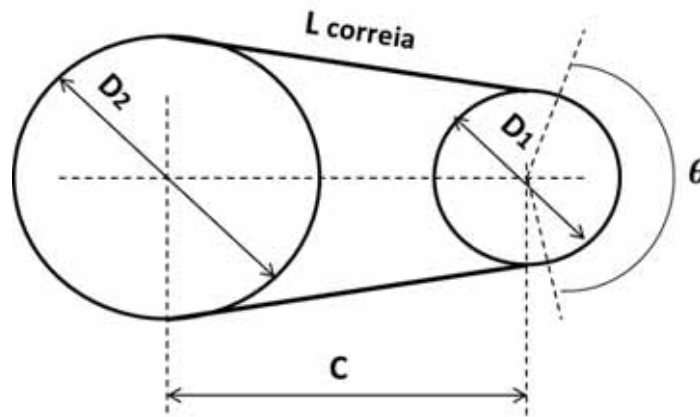
PERFIL F2										
n_1 (rpm)	D_1 (mm)									
	50	60	70	80	90	100	115	130	145	160
1800	0,29	0,52	0,75	0,96	1,17	1,42	1,63	1,82	2,00	-
1725	0,28	0,50	0,72	0,92	1,12	1,36	1,56	1,74	1,92	2,08
1500	0,24	0,43	0,63	0,80	0,97	1,18	1,36	1,51	1,67	1,81
1440	0,23	0,42	0,60	0,76	0,93	1,14	1,30	1,45	1,60	1,74

Fonte: (ADAPTADA PROVENZA, 1996)

O diâmetro da polia movida, D_2 , pode ser obtido pela relação de transmissão obtida na equação (32).

Além dos parâmetros de transmissão obtidos anteriormente, é necessário determinar alguns parâmetros geométricos da correia, apresentados na Figura 22: o ângulo de contato θ , o comprimento nominal da correia $L_{correia}$ e a distância entre centros C .

Figura 22 – Parâmetros geométricos da correia



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Inicialmente, determina-se a distância mínima entre centros C , em mm, recomendada por fabricantes com a equação (35).

$$C = 0,5D_2 + 1,5D_1 \quad (35)$$

Onde D_1 é o diâmetro da polia motora, em mm, e D_2 é o diâmetro da polia movida, em mm. Com a distância entre centros obtida, determina-se o ângulo de contato entre a polia e a correia θ , em graus, pela equação (36):

$$\theta = 180 - \frac{60(D_2 - D_1)}{C} \quad (36)$$

Utilizando a distância entre centros obtida, determina-se o comprimento nominal da correia $L_{correia}$, em mm, com a equação (37).

$$L_{correia} = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (37)$$

Com o comprimento nominal determinado, seleciona-se uma correia no catálogo do fabricante com comprimento imediatamente acima ao cálculo. O comprimento da correia selecionada é denominado comprimento real, L_r , e a partir do mesmo, obtém-se a distância real entre centros pela equação (38).

$$C_r = 0,5L_r - \left[0,785(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2L_r} \right] \quad (38)$$

Na sequência, determina-se o número de correias necessárias para a transmissão. Para tanto é necessário obter o fator de serviço FS e o fator de correção do ângulo de contato F_θ . O fator de serviço é obtido da Tabela 13. Como o motor selecionado para este dispositivo é semelhante aos motores utilizados em máquinas de lavar, adota-se $FS = 1$. O fator de correção do ângulo de contato pode ser obtido na Tabela 14.

Tabela 13 – Fator de serviço

SERVIÇO LEVE		SERVIÇO PESADO	
Tipo de maquina	Fator	Tipo de maquina	Fator
Máquinas domésticas de lavar roupas	1,0	Bombas de pistões para poços	1,5
Máquinas de lavar louça	1,1	Compressores	1,5
Máquinas domésticas de passar roupas	1,1	Forjas	1,5
Queimadores de óleo	1,3	Lixadeiras e esmerilhadeiras	1,6
Politrizes	1,3	Máquinas de lavar madeiras	1,6
Ventiladores	1,3	Pequenas máquinas industriais	1,6
Bombas centrífugas	1,3	Picadores de carne	1,6
Geradores	1,3	Refrigeradores	1,6
		Transmissões multiplicativas	1,6

Fonte: (ADAPTADA PROVENZA, 1996)

Tabela 14 – Fator de correção do ângulo de contato

Diferença de diâmetros nominais $d_2 - d_1$ (mm)	Arco de contato sobre a polia menor (°)									
	90°	100°	110°	120°	125°	130°	135°	140°	145°	150°
	Fator de correção para transmissões com ambas as polias de canais									
	0,69	0,74	0,79	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92
25	Distância entre centros (mm)									
50	-	-	-	-	-	-	-	-	85	100
75	-	-	-	-	82	90	100	112	125	150
100	-	-	85	100	108	120	135	150	171	200
125	83	94	107	125	136	150	166	187	214	250
150	100	112	128	150	163	180	200	225	257	300
175	117	131	150	175	191	210	233	263	300	350
200	133	150	172	200	218	240	277	300	343	400

Fonte: (ADAPTADA PROVENZA, 1996)

Finalmente, determina-se o número de correias necessárias para a transmissão, Q , pela equação (39).

$$Q = \frac{P_m \cdot FS}{P_c \cdot F_\theta} \quad (39)$$

Onde P_c é a potência por correia obtida da Tabela 12 em HP e convertida para kW. Se o número de correias necessário não for inteiro, adota-se o inteiro imediatamente acima do valor encontrado.

Para a presente aplicação foi selecionada uma correia sincronizadora da empresa Goodyear com o perfil apresentado na Figura 23, retirada do catálogo disposto no Anexo B.

Figura 23 – Perfil da correia

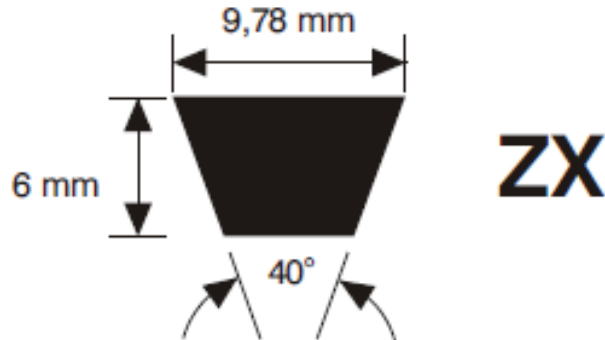


Tabela 15 – Parâmetros do sistema de transmissão

Parâmetros		Resultados
T_1	Torque no eixo do motor [N.m]	1,42
n_2	Rotação do fuso [rpm]	429
i	Relação de transmissão	3,8
D_1	Diâmetro da polia motora [mm]	60,48
D_2	Diâmetro da polia movida [mm]	228,00
V_{axial}	Velocidade de deslocamento axial da cama [mm/s]	28,60
t_{subida}	Tempo de subida [s]	14

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 16 – Parâmetros calculados para a correia

Parâmetros		Resultados
	Perfil da correia	F
	Modelo de correia selecionado	ZX0895
C	Distância mínima entre centros [mm]	203,99
θ	Ângulo de contato da correia com a polia [°]	130,6
$L_{correia}$	Comprimento nominal da correia [mm]	894,69
C_r	Distância real entre centros [mm]	205,67
Q	Número de correias necessárias	0,81
-	Número de correias adotadas	1

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.5 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS

As polias sincronizadoras para a transmissão de potência do motor para o fuso foram selecionadas no catálogo da empresa Correias Schneider, disposto no Anexo C. Optou-se por uma polia do tipo AT-10 com dimensões compatíveis a correia selecionada. A geometria e as dimensões das polias são especificadas no catálogo do fabricante.

Os diâmetros das polias motora, D_1 , e movida, D_2 , foram determinados anteriormente no procedimento de seleção da correia. No entanto, o catálogo não apresenta polias comerciais com os diâmetros exatos calculados anteriormente, o que torna necessário escolher polias com dimensões próximas às calculadas.

Para a polia motora, foi calculado um diâmetro $D_1 = 60 \text{ mm}$. Do catálogo apresentado, a polia que mais se aproxima do valor calculado é a 19AT10 com diâmetro primitivo igual a 60,48 mm. Para a polia movida, foi calculado um diâmetro $D_2 = 228 \text{ mm}$ e selecionada a polia 72AT10 com diâmetro primitivo igual a 229,18 mm.

Se houver uma variação significativa na relação de transmissão os demais parâmetros obtidos em função da mesma devem ser recalculados. No entanto, no presente estudo a variação da relação de transmissão não foi significativa, portanto não será necessário calcular estes parâmetros novamente.

4.6 DIMENSIONAMENTO DA CHAVETA

Para Cunha (2005), as chavetas são elementos desmontáveis que permitem a fixação de engrenagens, polias e buchas em eixos para transmitir torque. As chavetas são padronizadas em função do tamanho e da geometria.

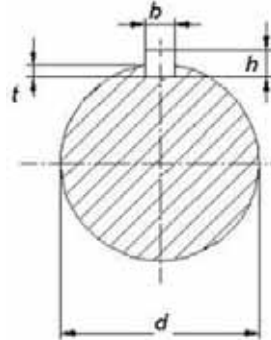
Quanto à geometria, as chavetas podem ser: planas ou paralelas, com seção quadrada ou retangular; inclinadas com ou sem cabeça; e meia-lua ou *Woodruff*, semicircular plana.

Quanto ao material, as chavetas são usualmente fabricadas em materiais dúcteis por serem submetidas a carregamento de cisalhamento. Materiais comuns para fabricação de chavetas são: aços ABNT 1020, 1035 ou 1045; aços ligados, como o ABNT 2330, e tratados termicamente para atingir maior dureza; ou aços inoxidáveis do tipo AISI 304, 316 e 320 (CUNHA, 2005). Para este projeto será utilizada uma chaveta de aço 1020.

As chavetas paralelas são as mais comuns e são montadas com metade de sua altura no eixo e metade na polia. O comprimento da chaveta deve ser menor do que 1,5 vezes o

diâmetro do eixo para evitar a fragilização do eixo. A Figura 24 apresenta as dimensões das chavetas paralelas e a Tabela 17 apresenta as dimensões padronizadas pela DIN para chavetas paralelas e inclinadas.

Figura 24 – Dimensões da chaveta paralela



Fonte: (ADAPTADA CUNHA, 2005)

Tabela 17 – Dimensões padronizadas para eixos e chavetas paralelas

Chavetas paralelas e inclinadas				
Diâmetro do eixo (mm)		Dimensões da chaveta (mm)		
de	até	b	h	t
10	12	4	4	2,5
12	17	5	5	3
17	22	6	6	3,5
22	30	8	7	4
30	38	10	8	4,5
38	44	12	8	4,5
44	50	14	9	5
50	58	16	10	5
58	68	18	11	6

Fonte: (ADAPTADA CUNHA, 2005)

Tendo em vista, que a largura e altura das chavetas são padronizadas, o projeto de chavetas consiste em determinar o comprimento e o número de chavetas necessárias para a aplicação em estudo.

Ademais, o torque transmitido pelo eixo em que a chaveta está acoplada ocasiona tensões de compressão ou esmagamento nas faces da chaveta e de cisalhamento na área tangencial a força atuante na chaveta. As tensões de compressão e de cisalhamento na chaveta são obtidas pelas seguintes expressões (40) e (41), respectivamente:

$$\sigma_c = \frac{F}{L(h-t)} = \frac{\frac{2T}{d}}{L(h-t)} = \frac{2T}{Ld(h-t)} \quad (40)$$

$$\tau_c = \frac{F}{Lb} = \frac{2T}{Lbd} \quad (41)$$

Posteriormente, as tensões calculadas devem ser comparadas com as tensões admissíveis. As tensões normais e de cisalhamento admissíveis são apresentadas pelas equações (42) e (43), respectivamente.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{CS_{ch}} \quad (42)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{CS_{ch}} \quad (43)$$

Segundo Cunha (2005), o CS_{ch} , coeficiente de segurança, varia de 1,5 a 2,5. Para cargas estáticas, adota-se o valor de 1,5 e, para cargas alternadas, adota-se o valor de 2,5. Como dispositivo em estudo será submetido a cargas alternadas, o CS_{ch} adotado será 2,5.

Comparando-se as tensões admissíveis para o material com as tensões atuantes na chaveta, determina-se o menor comprimento necessário para a chaveta resistir ao cisalhamento e à compressão.

De (40) e (42), obtém-se:

$$\frac{2T}{L_e d(h-t)} = \frac{\sigma_e}{CS_{ch}} \quad (44)$$

$$L_e = \frac{2T \cdot CS_{ch}}{d(h-t)\sigma_e} \quad (45)$$

De (41) e (43), obtém-se:

$$\frac{2T}{L_s b d} = \frac{\tau_e}{CS_{ch}} \quad (46)$$

$$L_s = \frac{2T \cdot CS_{ch}}{b d \tau_e} \quad (47)$$

A partir dos comprimentos encontrados, adota-se o maior valor de comprimento obtido pelos cálculos anteriores.

A metodologia descrita anteriormente é utilizada para determinar o comprimento da chaveta acoplada ao eixo do motor e da chaveta que está acoplada ao comprimento sem rosca do fuso. Para o cálculo do comprimento da chaveta do eixo do motor, nas equações (45) e (47), utiliza-se $T = T_1$ e d é igual ao diâmetro eixo do motor e para o cálculo do comprimento da chaveta do fuso, utiliza-se $T = T_L$ e $d = d_r$.

A Tabela 18 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 18 – Parâmetros da chaveta do fuso e do motor

Dimensões (mm)	Chaveta do fuso	Chaveta do motor
Largura adotada b	4,0	4,0
Altura adotada h	4,0	4,0
Comprimento adotado	10,0	10,0
Comprimento mínimo para resistir ao esmagamento L_e	1,44	1,39
Comprimento mínimo para resistir ao cisalhamento L_s	0,94	0,90

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.7 SELEÇÃO DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

A seleção das dimensões do rolamento é feita em função da capacidade de carga do rolamento C_c , ou também denominada capacidade de carga básica dinâmica, que é definida como a carga com direção e sentido constantes que resulta em uma vida de um milhões de revoluções (NSK, 2001).

A capacidade de carga do rolamento é tabelada, para os rolamentos radiais como C_{ra} e para rolamentos axiais como C_a . A capacidade de carga básica estática C_0 do rolamento também é tabelada. Os fabricantes indicam que a carga axial no rolamento deve ser inferior a 25% da capacidade de carga básica estática especificada para o mesmo.

Devido a situações em que o rolamento suporta cargas radiais e axiais simultaneamente, além de casos de variação de intensidade e direção destas cargas, para o cálculo da vida dos rolamentos utiliza-se uma carga dinâmica equivalente hipotética, P , que pode ser obtida pela equação (48).

$$P = XF_r + YF_a \quad (48)$$

Onde F_r é a carga radial real em N, F_a é carga axial real em N, X é o fator de carga radial e Y é o fator de carga axial. X e Y são tabelados juntamente com as dimensões do rolamento no Anexo D.

Além disso, a carga estática equivalente hipotética pode ser obtida pela equação (49).

$$P_o = 0,6F_r + 0,5F_a \quad (49)$$

A vida nominal é definida como o número total de revoluções que o rolamento pode realizar sem apresentar escamamento em função da fadiga (NSK, 2001). A vida do rolamento pode ser obtida pela equação (50).

$$L_{10} = \left(\frac{C_c}{P}\right)^{p_e} \quad (50)$$

Onde L_{10} é a vida nominal em milhões de revoluções, C_c é a capacidade de carga dinâmica em N, P é a carga dinâmica equivalente no rolamento em N e p é o expoente da fórmula da vida. Para rolamentos de esferas: $p_e = 3$.

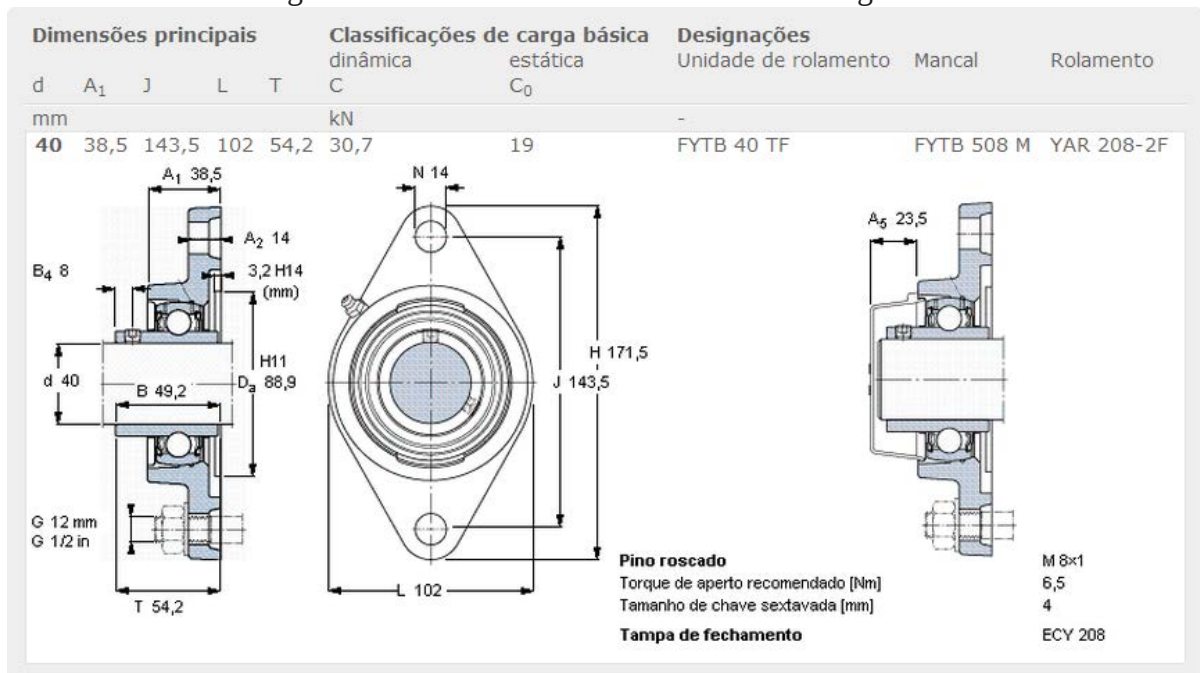
A vida do rolamento também pode ser obtida em horas de trabalho pela equação (51), onde n_2 é a rotação do fuso.

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60n_2} \left(\frac{C_c}{P}\right)^{p_e} \quad (51)$$

Considerando a situação mais crítica que corresponde ao levantamento da máxima carga suportada pela cama, as cargas radial e axial que atuam no rolamento podem ser modeladas como constantes.

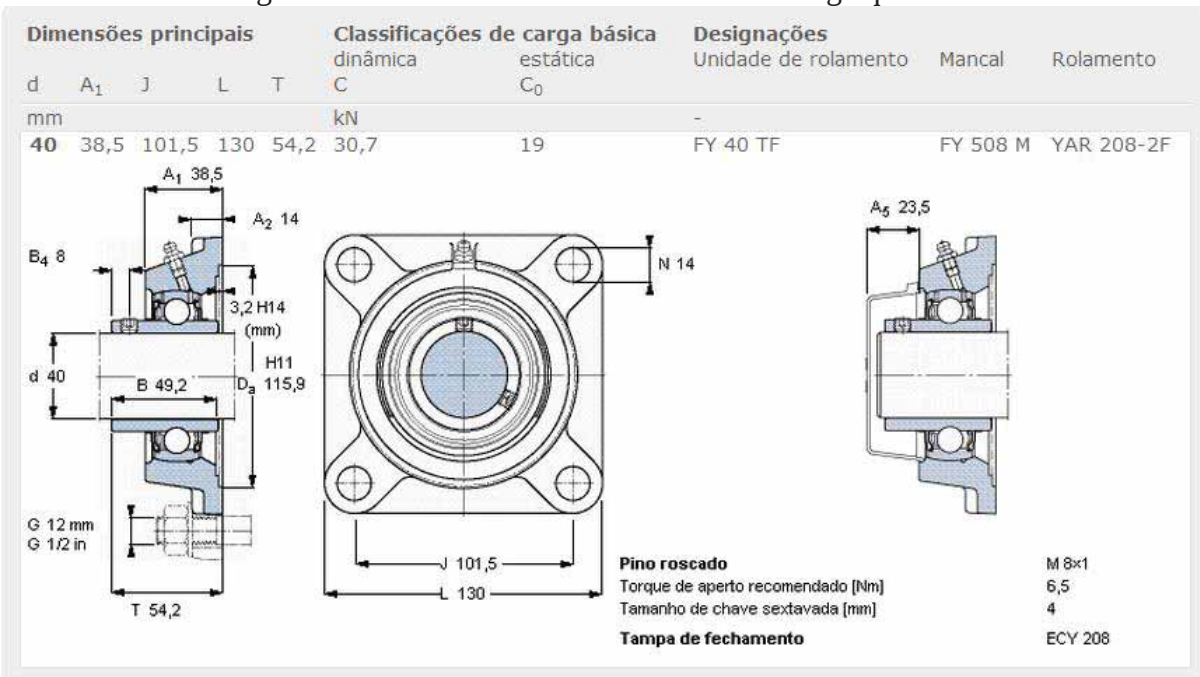
Em posse das variáveis apresentadas anteriormente e das dimensões do eixo de acoplamento do rolamento, seleciona-se o rolamento no catálogo de um fabricante. Para a presente aplicação, selecionaram-se dois rolamentos nos catálogos da empresa SKF, apresentados no Anexo D. Os rolamentos selecionados são apresentados nas Figura 25 e Figura 26.

Figura 25 – Dimensões do rolamento com flange oval



Fonte: (SKF, 2013)

Figura 26 – Dimensões do rolamento com flange quadrada



Fonte: (SKF, 2013)

Tendo em vista a redução do custo com processos de usinagens complexos, selecionaram-se rolamentos de esferas do tipo Y com flanges especificamente projetados pelo fabricante. Além disso, estes rolamentos são vedados com lubrificantes especificados pelo fabricante conforme sua aplicação, portanto não é necessário troca de lubrificantes periódicas.

A Tabela 19 apresenta os resultados dos cálculos obtidos para os rolamentos selecionados. Os valores utilizados nos cálculos são retirados do catálogo da SKF apresentado no Anexo D.

Tabela 19 – Parâmetros calculados para os rolamentos

	Parâmetros	Resultados
<i>X</i>	Fator de carga radial	0,46
<i>Y</i>	Fator de carga axial	1,62
<i>F_r</i>	Carga radial real [N]	34,5
<i>F_a</i>	Carga axial real [N]	686,7
<i>P</i>	Carga dinâmica equivalente hipotética [N]	1.129,0
<i>P_o</i>	Carga estática equivalente hipotética [N]	364,0
<i>L₁₀</i>	Vida nominal [milhões de revoluções]	20.103,1
<i>L_{10h}</i>	Vida nominal em horas de operação [h]	781.035,7

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.8 LISTA DE COMPONENTES E DESENHOS

Para a fabricação do dispositivo serão utilizados componentes comerciais e peças fabricadas especificamente para este projeto. Tendo em vista que, normalmente, as peças comerciais apresentam menor custo do que as produzidas, foi selecionado o maior número possível de peças comerciais para compor o dispositivo. O Quadro 2 lista os componentes necessários para a fabricação do mecanismo.

Quadro 2– Lista de componentes para fabricação de uma unidade do dispositivo

Componentes	Quantidade	Especificação
Motor de indução	1	Catálogo no Anexo A
Rolamento de esferas com flange quadrado	1	Catálogo no Anexo D
Rolamento de esferas com flange oval	1	Catálogo no Anexo D
Anel retentor	2	Item comercial
Parafusos M12	6	Item comercial
Parafusos M10	4	Item comercial
Pino M14	2	Item comercial
Chavetas	2	Item comercial
Polia movida	1	Catálogo no Anexo C
Polia motora	1	Catálogo no Anexo C
Correia sincronizadora	1	Catálogo no Anexo B
Fuso	1	Desenho no Apêndice B
Travessão	1	Desenho no Apêndice B
Base	1	Desenho no Apêndice B
Suporte do motor	1	Desenho no Apêndice B
Flange roscado	1	Desenho no Apêndice B
Eixos guias	2	Desenho no Apêndice B
Proteção interna	1	Desenho no Apêndice B
Proteção externa 1	1	Desenho no Apêndice B
Proteção externa 2	1	Desenho no Apêndice B
Estrutura da cama	1	Cama em estudo

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

5 AVALIAÇÃO DE CUSTOS E CONSIDERAÇÕES

A viabilidade do dispositivo proposto está diretamente relacionada com o custo de implantação do mesmo, portanto este capítulo apresenta uma estimativa para este custo, considerando valores médios de custo de componentes comerciais, matéria-prima e mão de obra para fabricação das peças. A Tabela 20 apresenta a relação de custos médios dos componentes comerciais.

Tabela 20 – Custo aproximado dos componentes comerciais

Componentes comerciais	Quantidade	Custo por unidade (R\$/unid)	Custo por componente (R\$/componente)
Motor de indução	1	150,00	150,00
Rolamento com flange quadrado	1	37,00	37,00
Rolamento com flange oval	1	37,00	37,00
Anel retentor	2	10,00	20,00
Parafusos M12	6	0,75	4,50
Parafusos M10	4	0,75	3,00
Chavetas	2	4,00	8,00
Polia movida	1	40,00	40,00
Polia motora	1	20,00	20,00
Correia sincronizadora	1	15,00	15,00
CUSTO TOTAL			R\$ 334,50

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Na pesquisa de preço realizada, observou-se uma grande variação entre os preços dos motores de indução comercializados, que variam em função do seu grau de proteção e do fabricante. Os motores sem carcaça, comumente utilizados para lavadoras, são os que apresentam custos menores. Os motores de indução com carcaça especificada para os níveis de proteção normalizados podem chegar a aproximadamente 380 reais.

Para analisar o custo das peças fabricadas para compor o dispositivo, consideraram-se os valores médios de custos de matérias-primas e de mão-de-obra apresentados nas Tabela 21 e Tabela 22.

Tabela 21 – Custo de matéria-prima para fabricação por kg

Custo de matéria-prima (R\$/kg)	
Chapa de aço	3,34
Barra de aço	4,36
Chapa de alumínio	4,06
Barra de alumínio	4,06

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 22 – Custo aproximado da mão de obra

Custo de mão-de-obra (R\$/h)	
Torneiro	65
Fresador	65
Ajustador	65
Soldador	65
Montador	65

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

A quantidade de matéria-prima necessária para a fabricação das peças, obtida pelo *Solidwork* é apresentada na Tabela 23. Em adição, a Tabela 24 apresenta as horas de operações estimadas para a fabricação das mesmas.

Tabela 23 – Matéria-prima

Componentes	Material	Quantidade de material (kg)
Fuso	Barra de aço 1020	8,300
Travessão	Chapa de alumínio	2,365
Base	Chapa de aço 1020	10,92
Suporte do motor	Chapa de alumínio	0,265
Flange roscado	Chapa de aço 1020	2,578

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 24 – Horas de operações

Componentes	Horas de operação				
	Torneamento (h)	Fresamento (h)	Soldagem (h)	Ajustagem (h)	Montagem (h)
Fuso	4	1,25	0	0	0
Travessão	0	1,5	0	0	0
Base	0	2,5	0	0	0
Suporte do motor	0	1	0,25	0,5	0
Flange roscado	1	1	0	0,25	0
Conjunto	0	0	1	0	2,5

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Com isto, o custo total dos componentes fabricados, considerando mão de obra e matéria-prima, é apresentado na Tabela 25.

Tabela 25 – Custos peças fabricadas

Componentes	Custo de Matéria-prima (R\$)	Custo de operações de usinagem (R\$)					Custo total componente (R\$/unid)
		Torneamento	Fresamento	Soldagem	Ajustagem	Montagem	
Fuso	36,19	260,00	81,25	0	0	0	377,44
Travessão	9,60	0	97,50	0	0	0	107,10
Base	36,47	0	162,50	0	0	0	198,97
Suporte do motor	1,08	0	65,00	16,25	32,50	0	114,83
Flange roscado	8,61	65,00	65,00	0	16,25	0	154,86
Conjunto	0	0	0	65,00	0	162,50	227,50
CUSTO TOTAL							R\$ 953,20

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Finalmente, o custo de implantação da adaptação é apresentado na Tabela 26.

Tabela 26 – Custo total do dispositivo

CUSTO TOTAL	Uma Unidade	Duas Unidades
Componentes comerciais	R\$ 334,50	R\$ 669,00
Componentes fabricados e montagem do conjunto	R\$ 953,20	R\$ 1.906,40
	R\$ 1287,70	R\$ 2575,40

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Comparando os valores da Tabela 26 e do Quadro 1, observa-se que o custo obtido para a fabricação do dispositivo, 2.575 reais, é muito menor do que o preço das camas hospitalares comerciais com ajuste altura acionada automaticamente, 3.800 reais. Ainda que não tenham sido computados os custos relativos aos componentes do projeto elétrico e a fabricação das carenagens de proteção, a diferença entre os custos obtidos e o preço de aquisição da cama é muito grande e confirma a viabilidade da proposta.

As principais restrições consideradas no projeto conceitual e na seleção dos componentes do dispositivo são: baixa emissão de ruído e baixo custo. Portanto, durante o desenvolvimento deste projeto, buscou-se uma solução simples, sem sistemas de segurança redundantes. Para este mecanismo foram selecionados componentes compactos, de fabricação pouco complexa, com materiais comuns de boa usinabilidade. Com isto, obteve-se um mecanismo transmissão de movimento que atende as limitações de espaço físico disponível e não gera ruídos excessivos. Outras opções de projeto poderiam ser consideradas, todavia isto

implicaria no aumento do custo de adaptação, consequentemente, diminuindo a viabilidade da mesma.

Uma das melhorias que poderia ser introduzida no projeto é a adoção de um freio elétrico como sistema de segurança para garantir que não ocorra deslizamento entre o fuso flange com rosca. Outra opção de melhoria seria utilizar um atuador linear com redutor acoplado ao invés do fuso com sistema de redução por polias. Isto tornaria o sistema mais compacto e eliminaria folgas montagem, tendo em vista que os componentes de alimentação e de retificação são certificados pelo fabricante. No entanto, a adição destes componentes incorreria na adição de custos elevados ao projeto. Sabe-se que o custo do atuador linear varia em função do seu curso e da carga axial suportada.

Embora o motor adotado neste projeto possua uma carcaça de proteção, para esta aplicação poderia ser utilizado outro motor com a mesma potência e rotação nominal que possuísse o torque necessário para levantar a carga, mesmo sem a carga de proteção. Os motores utilizados em lavadoras e outras máquinas de pequeno porte que não possuem carcaça, mas trabalham com a mesma rotação e potência nominal e são comercializados a preços muito menores.

O dispositivo projetado pode ser adaptado em outros modelos de camas hospitalares simples com prévia análise das dimensões da cama e poucas modificações. Com a solução de mecanismo apresentada, se houver necessidade, é possível aumentar o curso de deslocamento da cama, aumentando o comprimento roscado do fuso e o comprimento dos eixos guias.

Como o projeto elétrico não está dentro do escopo deste trabalho, não foram abordadas questões relativas à alimentação do motor e ao sistema de comando do mecanismo. No entanto, é importante ressaltar que o projeto elétrico deve prover algumas características importantes para o desempenho do mecanismo. Apesar da existência de batentes mecânicos no início e no final do curso da estrutura da cama, devem ser colocadas chaves de fim de curso que delimitem o início e o final do movimento. Além disso, a regulação de altura da cama deve ser acionada por uma botoeira com dois botões de pressão, de modo que a cama se movimente apenas quando o botão estiver pressionado. Um botão deve ser utilizado para indicar o movimento de subida e o outro o movimento de descida. A botoeira deve ser alimentada em 12 V para atender a recomendação da Norma ABNT quanto à segurança do usuário de equipamentos elétricos.

6 CONCLUSÃO

A proposta de dispositivo apresentada atende todos os requisitos e funções predeterminadas. O mecanismo permite o ajuste automático de altura da cama em estudo entre 400 e 800 mm, possibilitando o acesso de pacientes com mobilidade comprometida para macas e cadeiras de rodas. Em adição, o projeto do dispositivo considerou as limitações da estrutura da cama adaptada, a regulamentação do ambiente hospitalar e a segurança do usuário.

A solução proposta apresenta um conceito mecânico de transmissão de movimento simples e comumente utilizado em sistemas de elevação de carga, o que aumenta a probabilidade de sucesso na implementação do dispositivo. Os componentes selecionados para compor o mecanismo são elementos com grande aplicação em máquinas diversas e baixo custo.

Ademais, a avaliação de custos realizada ilustra que o custo da adaptação é muito inferior ao custo de aquisição de um modelo de cama comercial que apresente ajuste de altura automático, o que contribui para a viabilidade da proposta adotada.

Além da relação de custos, as vantagens de implantação do mecanismo em estudo incluem as melhorias na rotina de trabalho de profissionais de enfermagem e a adição de conforto e comodidade ao paciente.

Portanto, a adoção do dispositivo proposto é uma solução viável para instalações hospitalares em que a aquisição de camas modernas, com elevados custos e múltiplas funcionalidades, é uma alternativa pouco acessível.

REFERÊNCIAS

ALEXANDRE, N. M. C.; ANGERAMI, E. L. S.; MOREIRA FILHO, D. C. Dores nas costas e enfermagem. **Revista da Escola de Enfermagem da USP**, São Paulo, v. 30, n. 2, ago. 1996. Disponível em: <<http://www.ee.usp.br/reeusp/upload/pdf/345.pdf>>. Acesso em: 14 abr. 2013.

DYRO, Joseph F. General Hospital Devices: Beds, Stretchers, and Wheelchairs. In:____. **Clinical Engineering Handbook**. Waltham: Academic Press, 2004. p. 421-436. Disponível em: <www.sciencedirect.com>. Acesso em: 15 abr. 2013.

GOODYEAR. **Catálogo de produtos de transmissão de potência**. 1. ed. Barueri: Goodyear, 2013. 86 p. Disponível em: <<http://www.goodyearrep.com.br/ProductCatalogs.aspx?rdr=true&LangType=1046>>. Acesso em: 20 out. 2013.

CUNHA, Lamartine B. **Elementos de máquinas**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2005. 319 p.

GUIA DO FISIOTERAPEUTA. **Transferência de pacientes**. Discorre sobre fisioterapia. Disponível em: <<http://fisioterapiahumberto.blogspot.com.br/2009/01/transferecias-no-leito.html>> Acesso em: 20 out. 2013.

GRUPO MERCADO LIVRE. **Camas hospitalares**. Apresenta preços de camas hospitalares de vários modelos. Disponível em: <<http://lista.mercadolivre.com.br/camas-hospitalares>>. Acesso em: 5 out. 2013.

IBRAM ÍNDUSTRIA BRASILEIRA DE MÁQUINAS LTDA. **Catálogo Geral**. 1. ed. São Lourenço: IBRAM, 2011. 35 p. Disponível em: <http://www.ibram.ind.br/downloads/motor_linha_i_p.pdf>. Acesso em: 25 set. 2013.

MATWEB. **Material Property Data**. Banco de dados de propriedades de materiais. Disponível em: <<http://www.matweb.com/>>. Acesso em: 17 set. 2013.

MEHTA, Ranjan K. et al. Ergonomic evaluation of hospital bed design features during patient handling tasks. **International Journal of Industrial Ergonomics**, Blacksburg, 9 ago. 2011. Disponível em: <www.sciencedirect.com>. Acesso em: 15 abr. 2013.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 887 p.

NSK DO BRASIL INDÚSTRIA E COMÉRCIO DE ROLAMENTOS LTDA. **Catálogo de rolamentos**. 1. ed. São Paulo: NSK, 2001. 141 p. Disponível em: <<http://www.nsk.com.br/Artigo.asp?Aid=477>>. Acesso em: 05 out. 2013.

PROVENZA, Francesco. **Projetista de Máquinas**. 71. ed. São Paulo: Editora F. Provenza, 1996. 456 p.

ROSSI, C. G.; ROCHA, R. M.; ALEXANDRE, N. M. C. Aspectos ergonômicos na transferência de pacientes: um estudo realizado com trabalhadores de uma central de transportes de um hospital universitário. **Revista da Escola de Enfermagem da USP**, São Paulo, v. 35, n. 3, dez. 2001. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/reeusp/v35n3/v35n3a07.pdf>>. Acesso em: 01 abr. 2013.

SCHNEIDER. Catálogo de polias sincronizadoras AT10. 1. ed. São Paulo: Schneider, 2013. Disponível em: <<http://www.correias-schneider.com.br/polias/pdf/polias-sincro-at10.pdf>>. Acesso em: 22 out. 2013.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SKF DO BRASIL. **Rolamentos de esferas**. Apresenta as características de rolamentos de esferas e catálogos. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/index.html>>. Acesso em: 17 out. 2013.

VEIGA, Bárbara S. et al. **Manual de normas de enfermagem: procedimentos técnicos**. 1. ed. Lisboa: Administração Central do Sistema de Saúde IP, 2008. Disponível em: <<http://www.acss.min-saude.pt/>> Acesso em: 25 ago. 2013.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BEER, F. P.; JOHNSTON JÚNIOR, E. R.; DEWOLF, J.T.; MAZUREK, D.F. **Mecânica dos Materiais**. 5. ed. Porto Alegre: McGrawHill, 2010.

COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**: uma perspectiva de prevenção de falhas. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 740 p.

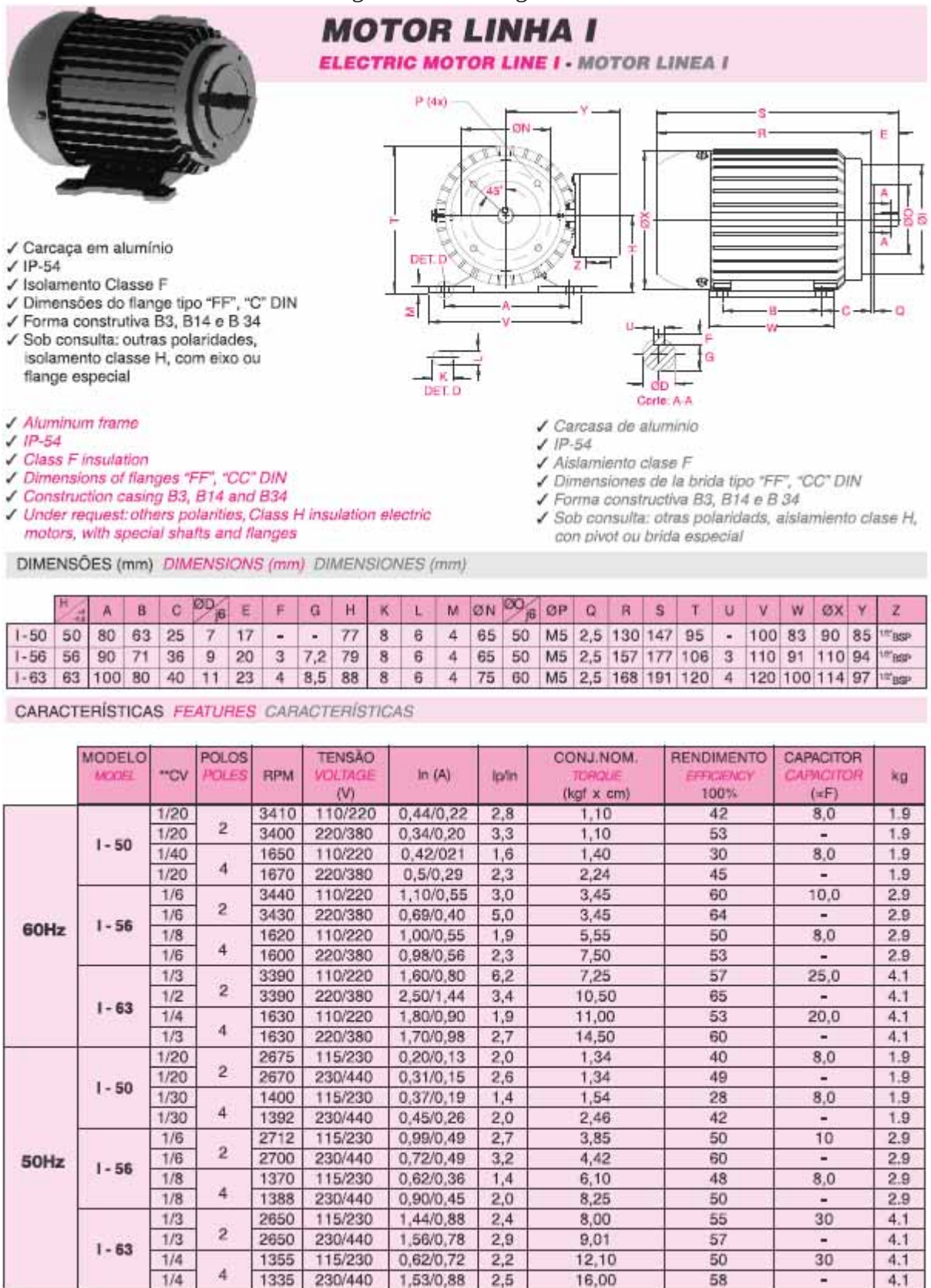
FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY JÚNIOR, C.; UMANS, S. D. **Máquinas Elétricas**. 6. ed. Porto Alegre: Bookman, 2006. 648 p.

PROVENZA, F. **Desenhista de Máquinas**. 47. ed. São Paulo: Editora F. Provenza, 1996. 447 p.

SEIFERT, Patricia C. Recommended practices for transfer of patient care. **AORN Journal**, Denver, 11 nov. 2012. Disponível em: <www.sciencedirect.com>. Acesso em: 15 abr. 2013.

ANEXO A – Catálogo Motor IBRAM

Figura 27 – Catálogo motor



Fonte: (IBRAM, 2013)

ANEXO B – Catálogo Correia

Figura 28 – Catálogo correia com dimensões

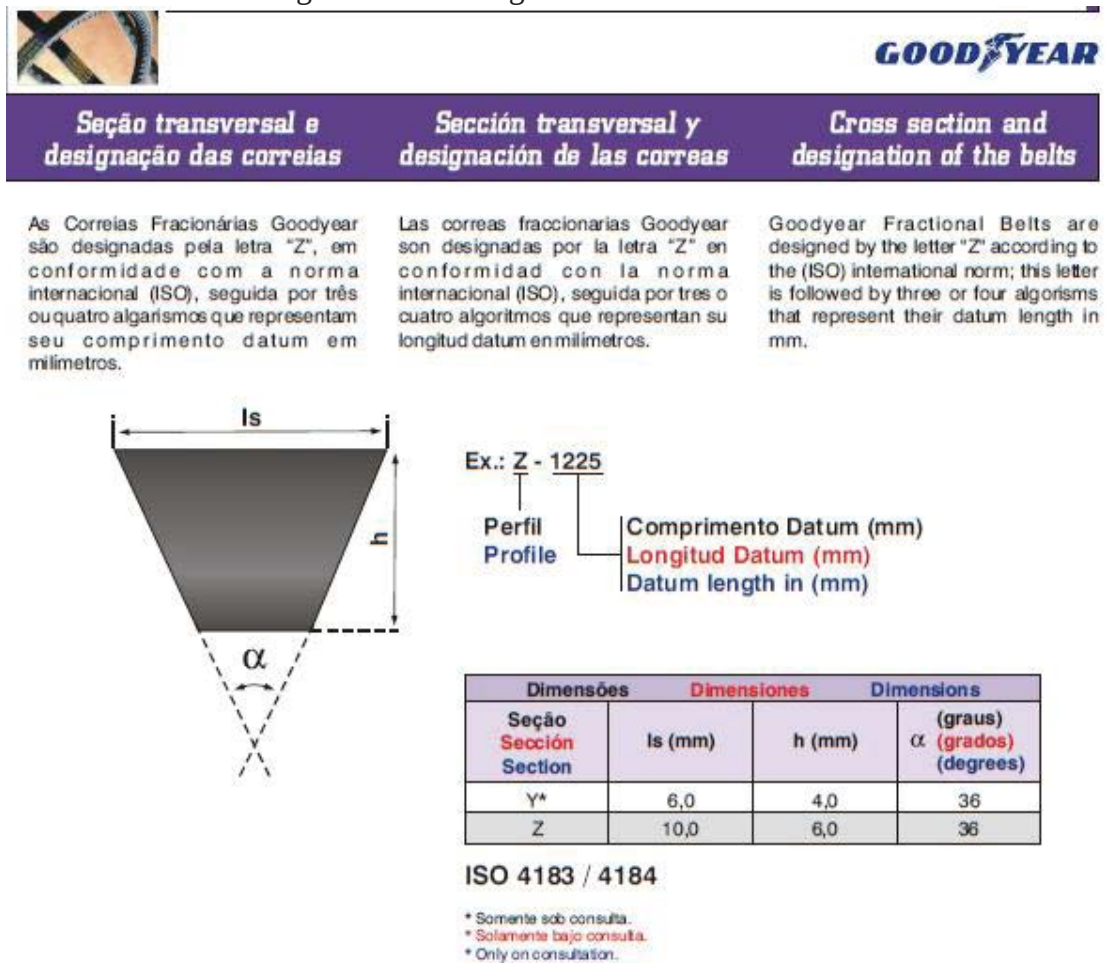
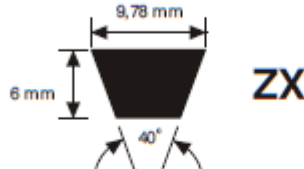


Figura 29 – Catálogo correia com comprimento


GOODYEAR
**Dimensões
nominais**
**Dimensiones
nominales**
**Nominal
dimensions**


Código Código Code	Comprimento Longitud Length	
	Datum	Efetivo Efectiva Effective
ZX 0465	465	478
ZX 0475	475	488
ZX 0500	500	513
ZX 0510	510	523
ZX 0520	520	533
ZX 0525	525	538
ZX 0530	530	543
ZX 0545	545	558
ZX 0550	550	563
ZX 0555	555	568
ZX 0560	560	573
ZX 0565	565	578
ZX 0570	570	583
ZX 0575	575	588
ZX 0580	580	593
ZX 0585	585	598
ZX 0590	590	603
ZX 0595	595	608
ZX 0600	600	613
ZX 0610	610	623
ZX 0620	620	633
ZX 0625	625	638
ZX 0635	635	648
ZX 0650	650	663
ZX 0660	660	673
ZX 0670	670	683
ZX 0675	675	688
ZX 0685	685	698
ZX 0690	690	703
ZX 0700	700	713
ZX 0710	710	723
ZX 0720	720	733
ZX 0725	725	738
ZX 0735	735	748
ZX 0740	740	753
ZX 0745	745	758
ZX 0750	750	763
ZX 0760	760	773
ZX 0765	765	778
ZX 0775	775	788
ZX 0780	780	793
ZX 0785	785	798
ZX 0800	800	813
ZX 0810	810	823
ZX 0825	825	838

Código Código Code	Comprimento Longitud Length	
	Datum	Efetivo Efectiva Effective
ZX 0830	830	843
ZX 0835	835	848
ZX 0840	840	853
ZX 0845	845	858
ZX 0850	850	863
ZX 0855	855	868
ZX 0865	865	878
ZX 0875	875	888
ZX 0885	885	898
ZX 0890	890	903
ZX 0895	895	908
ZX 0900	900	913
ZX 0905	905	918
ZX 0915	915	928
ZX 0920	920	933
ZX 0925	925	938
ZX 0930	930	943
ZX 0935	935	948
ZX 0940	940	953
ZX 0945	945	958
ZX 0950	950	963
ZX 0960	960	973
ZX 0965	965	978
ZX 0970	970	983
ZX 0975	975	988
ZX 0980	980	993
ZX 0985	985	998
ZX 0990	990	1003
ZX 0995	995	1008
ZX 1000	1000	1013
ZX 1010	1010	1023
ZX 1020	1020	1033
ZX 1025	1025	1038
ZX 1035	1035	1048
ZX 1040	1040	1053
ZX 1050	1050	1063
ZX 1060	1060	1073
ZX 1065	1065	1078
ZX 1075	1075	1088
ZX 1080	1080	1093
ZX 1085	1085	1098
ZX 1095	1095	1108
ZX 1100	1100	1113
ZX 1110	1110	1123
ZX 1125	1125	1138

Código Código Code	Comprimento Longitud Length	
	Datum	Efetivo Efectiva Effective
ZX 1135	1135	1148
ZX 1150	1150	1163
ZX 1160	1160	1173
ZX 1170	1170	1183
ZX 1175	1175	1188
ZX 1180	1180	1193
ZX 1185	1185	1198
ZX 1195	1195	1208
ZX 1200	1200	1213
ZX 1205	1205	1218
ZX 1220	1220	1233
ZX 1225	1225	1238
ZX 1230	1230	1243
ZX 1245	1245	1258
ZX 1250	1250	1263
ZX 1255	1255	1268
ZX 1270	1270	1283
ZX 1275	1275	1288
ZX 1280	1280	1293
ZX 1295	1295	1308
ZX 1300	1300	1313
ZX 1310	1310	1323
ZX 1320	1320	1333
ZX 1325	1325	1338
ZX 1330	1330	1343
ZX 1340	1340	1353
ZX 1350	1350	1363
ZX 1360	1360	1373
ZX 1370	1370	1383
ZX 1375	1375	1388
ZX 1385	1385	1398
ZX 1395	1395	1408
ZX 1400	1400	1413
ZX 1410	1410	1423
ZX 1420	1420	1433
ZX 1425	1425	1438
ZX 1435	1435	1448
ZX 1450	1450	1463
ZX 1460	1460	1473
ZX 1470	1470	1483
ZX 1475	1475	1488
ZX 1485	1485	1498
ZX 1500	1500	1513
ZX 1510	1510	1523
ZX 1520	1520	1533

Medidas em Milímetros

**PRODUTOS
INDUSTRIAIS**

ANEXO C – Catálogo Polias

Figura 30 – Catálogo de polias



Polias sincronizadoras

AT10

Passo de 10,0 mm (Padronizada) – Dentes trapezoidais

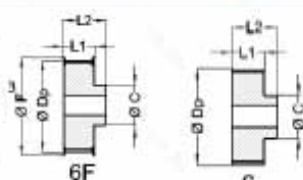
Para correias de largura de 10,0 mm, 12,0 mm, 16,00 mm e 20,00 mm.

Referência	Número De Dentes	Tipo Polia	Diâm. Prim.	Diâm. sobre Flanges	ØP Furo Min.	ØP Furo Máx.	ØC Cubo	10			12			16			20			Material
								L1	L2*	Peso (g)	L1	L2*	Peso (g)	L1	L2*	Peso (g)	L1	L2*	Peso (g)	
12 AT 10	12	6F	38,20	42	6	16	28	15	21	20,0	17	23	30,0	21	31	40,0	25	35	60,0	AL
14 AT 10	14	6F	44,56	48	8	18	32	15	21	40,0	17	23	50,0	21	31	70,0	25	35	90,0	AL
15 AT 10	15	6F	47,75	51	8	18	32	15	21	60,0	17	23	70,0	21	31	90,0	25	35	100,0	AL
16 AT 10	16	6F	50,93	55	8	18	35	15	21	65,0	17	23	75,0	21	31	95,0	25	35	105,0	AL
18 AT 10	18	6F	57,29	61	8	20	40	15	21	80,0	17	23	90,0	21	31	105,0	25	35	110,0	AL
19 AT 10	19	6F	60,48	64	8	22	44	15	21	90,0	17	23	100,0	21	31	120,0	25	35	130,0	AL
20 AT 10	20	6F	63,66	67	8	25	46	15	21	100,0	17	23	130,0	21	31	150,0	25	35	170,0	AL
24 AT 10	24	6F	76,39	80	8	30	58	15	21	130,0	17	23	170,0	21	31	200,0	25	35	210,0	AL
25 AT 10	25	6F	79,58	82	8	32	60	15	21	170,0	17	23	200,0	21	31	220,0	25	35	230,0	AL
27 AT 10	27	6F	85,95	90	8	32	60	15	21	190,0	17	23	230,0	21	31	260,0	25	35	275,0	AL
30 AT 10	30	6F	95,49	99	8	32	60	15	21	210,0	17	23	260,0	21	31	300,0	25	35	310,0	AL
32 AT 10	32	6F	101,86	105	10	32	65	15	21	240,0	17	23	290,0	21	31	310,0	25	35	330,0	AL
36 AT 10	36	6F	114,59	118	10	35	70	15	21	270,0	17	23	300,0	21	31	340,0	25	35	360,0	AL
40 AT 10	40	6F	127,32	131	10	38	80	15	21	300,0	17	23	320,0	21	31	370,0	25	35	390,0	AL
48 AT 10	48	6	152,78	—	16	40	95	15	23	310,0	17	27	350,0	21	31	390,0	25	35	410,0	AL
60 AT 10	60	6	190,98	—	16	45	110	15	23	350,0	17	27	390,0	21	31	410,0	25	35	430,0	AL
72 AT 10	72	6	229,18	—	16	50	120	15	23	400,0	17	27	450,0	21	31	600,0	25	35	630,0	AL

Para correias de largura de 25,0 mm, 32,00 mm e 50,00 mm.

Referência	Número de Dentes	Tipo Polia	Diâm. Prim.	Diâm. sobre Flanges	ØP Furo Min.	ØP Furo Máx.	ØC Cubo	25			32			50			Material
								L1	L2*	Peso (g)	L1	L2*	Peso (g)	L1	L2*	Peso (g)	
12AT10	12	6F	38,20	42	6	16	28	30,0	40,0	70,0	40,0	50,0	160,0	—	—	—	AL
14AT10	14	6F	44,56	48	8	18	32	30,0	40,0	100,0	40,0	50,0	160,0	—	—	—	AL
15AT10	15	6F	47,75	51	8	18	32	30,0	40,0	120,0	40,0	50,0	160,0	—	—	—	AL
16AT10	16	6F	50,93	55	8	18	35	30,0	40,0	130,0	40,0	50,0	160,0	—	—	—	AL
18AT10	18	6F	57,29	61	8	20	40	30,0	40,0	140,0	40,0	50,0	160,0	56,0	66,0	170,0	AL
19AT10	19	6F	60,48	64	8	22	44	30,0	40,0	190,0	40,0	50,0	210,0	56,0	66,0	220,0	AL
20AT10	20	6F	63,66	67	8	25	46	30,0	40,0	200,0	40,0	50,0	220,0	56,0	66,0	240,0	AL
24AT10	24	6F	76,39	80	8	30	58	30,0	40,0	220,0	40,0	50,0	230,0	56,0	66,0	270,0	AL
25AT10	25	6F	79,58	82	8	32	60	30,0	40,0	250,0	40,0	50,0	270,0	56,0	66,0	290,0	AL
27AT10	27	6F	85,95	90	8	32	60	30,0	40,0	290,0	40,0	50,0	290,0	56,0	66,0	310,0	AL
30AT10	30	6F	95,49	99	8	32	60	30,0	40,0	315,0	40,0	50,0	320,0	56,0	66,0	340,0	AL
32AT10	32	6F	101,86	105	10	32	65	30,0	40,0	340,0	40,0	50,0	360,0	56,0	66,0	380,0	AL
36AT10	36	6F	114,59	118	10	35	70	30,0	40,0	370,0	40,0	50,0	390,0	56,0	66,0	405,0	AL
40AT10	40	6F	127,32	131	10	38	80	30,0	40,0	400,0	40,0	50,0	410,0	56,0	66,0	440,0	AL
48AT10	48	6	152,78	—	16	40	95	30,0	40,0	420,0	40,0	50,0	450,0	56,0	66,0	490,0	AL
60AT10	60	6	190,98	—	16	45	110	30,0	40,0	470,0	40,0	50,0	500,0	56,0	66,0	550,0	AL
72AT10	72	6	229,18	—	16	50	120	30,0	40,0	670,0	40,0	50,0	700,0	56,0	66,0	750,0	AL

Ex. Polia 12 AT10 12
12 = N.º de dentes
AT10 = passo da polia
12 = P/ correia de 12 mm de largura



6F

6

Legenda

6 = sem flange, maciça.
6F = com flange, maciça.
L1 = largura sem cubo
L2 = largura total com o cubo

Fonte: (SCHNEIDER, 2013)

ANEXO D – Catálogo Rolamentos

Figura 31 – Tabelas do catálogo

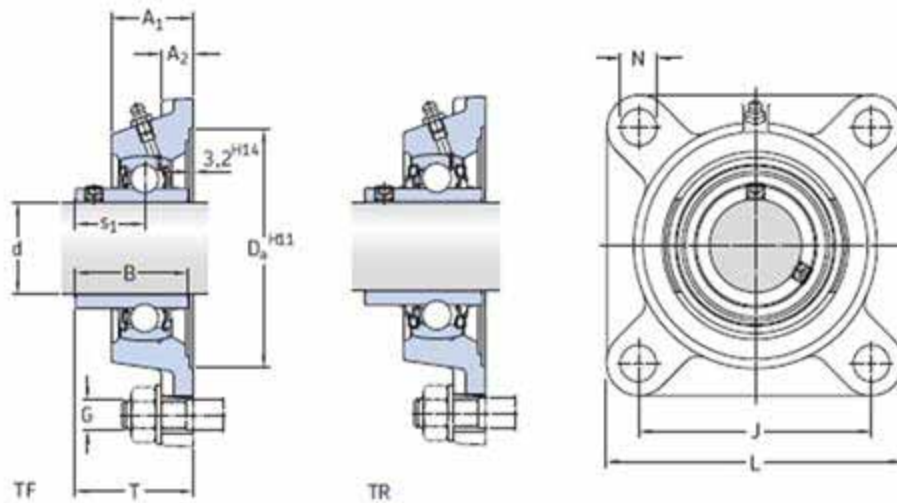
Table 7				Table 8			
Calculation factors				Calculation factor f_0			
Relative thrust load $f_0 F_A/C_0$	Bearing series YAT 2, YAR 2, YARAG 2, YET 2, YEL 2, YELAG 2, YSP 2, YSPAG 2, YSA 2			Bearing series sizes	Factor f_0		
	e	X	Y				
0,172	0,29	0,46	1,88	YAT 2, YAR 2, YARAG 2, YET 2, YEL 2, YELAG 2, YSP 2, YSPAG 2, YSA 2			
0,345	0,32	0,46	1,71				
0,689	0,36	0,46	1,52				
1,03	0,38	0,46	1,41				
1,38	0,4	0,46	1,34				
2,07	0,44	0,46	1,23	03-04	13		
				05-12	14		
				13-18	15		
				20	14		
				17262			
3,45	0,49	0,46	1,1	03-04	13		
5,17	0,54	0,46	1,01	05-12	14		
6.89	0,54	0,46	1	17263			
				05	12		
				06-10	13		

Table 11								
Guideline values for the static safety factor s_0								
Type of operation	Rotating bearing Performance requirements						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high			
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2
For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use $s_0 \geq 4$.								
¹⁾ Where the magnitude of the shock load is not known, values of s_0 at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of s_0 can be applied.								

Fonte: (SKF, 2013)

Figura 32 – Catálogo do rolamento com flange quadrado

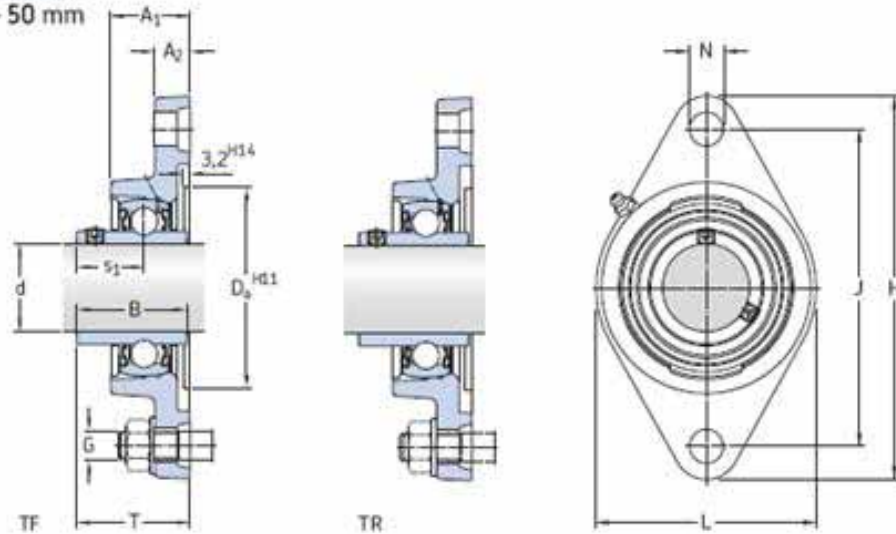
Flanged Y-bearing units with a cast housing with a square flange and grub screws,
metric shafts
d 12 – 60 mm



Dimensions											Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed with shaft tolerance h6	Designation
d	A ₁	A ₂	B	D ₂	J	L	N	G	s ₁	T	dynamic C	static C ₀	P ₀	r/min	Bearing unit
mm											kN		kN		–
12	26	11	27,4	55,6	54	76	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FY 12 TF
15	26	11	27,4	55,6	54	76	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FY 15 TF
17	26	11	27,4	55,6	54	76	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FY 17 TF
20	29,5	11	31	68,3	63,5	86	11,5	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	8 500	FY 20 TF
	25,5	12	31	68,3	64	86	12	10	18,3	33,3	12,7	6,55	0,28	8 500	FYJ 20 TF
	29,5	11	31	68,3	63,5	86	11,5	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	5 000	FY 20 TR
25	30	12	34,1	74,6	70	95	11,5	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	7 000	FY 25 TF
	27	14	34,1	74,6	70	95	12	10	19,8	35,8	14	7,8	0,335	7 000	FYJ 25 TF
	30	12	34,1	74,6	70	95	11,5	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	4 300	FY 25 TR
30	32,5	13	38,1	93,7	82,5	108	11,5	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	6 300	FY 30 TF
	31	14	38,1	93,7	83	108	12	10	22,2	40,2	19,5	11,2	0,475	6 300	FYJ 30 TF
	32,5	13	38,1	93,7	82,5	108	11,5	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	3 800	FY 30 TR
35	34,5	13	42,9	106,4	92	118	14	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	5 300	FY 35 TF
	34	16	42,9	106,4	92	118	14	12	25,4	44,4	25,5	15,3	0,655	5 300	FYJ 35 TF
	34,5	13	42,9	106,4	92	118	14	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	3 200	FY 35 TR
40	38,5	14	49,2	115,9	101,5	130	14	12	30,2	54,2	30,7	19	0,8	4 800	FY 40 TF
	36	16	49,2	115,9	102	130	16	14	30,2	51,2	30,7	19	0,8	4 800	FYJ 40 TF
	38,5	14	49,2	115,9	101,5	130	14	12	30,2	54,2	30,7	19	0,8	2 800	FY 40 TR
45	39	14	49,2	119,1	105	137	16	14	30,2	54,2	33,2	21,6	0,915	4 300	FY 45 TF
	38	18	49,2	119,1	105	137	16	14	30,2	52,2	33,2	21,6	0,915	4 300	FYJ 45 TF
	39	14	49,2	119,1	105	137	16	14	30,2	54,2	33,2	21,6	0,915	2 400	FY 45 TR
50	43	15	51,6	125,4	111	143	18	16	32,6	60,6	35,1	23,2	0,98	4 000	FY 50 TF
	40	18	51,6	125,4	111	143	16	14	32,6	54,6	35,1	23,2	0,98	4 000	FYJ 50 TF
	43	15	51,6	125,4	111	143	18	16	32,6	60,6	35,1	23,2	0,98	2 200	FY 50 TR
55	47,5	16	55,6	150,8	130	162	18	16	33,4	64,4	43,6	29	1,25	3 600	FY 55 TF
	43	20	55,6	150,8	130	162	19	16	33,4	58,4	43,6	29	1,25	3 600	FYJ 55 TF
	47,5	16	55,6	150,8	130	162	18	16	33,4	64,4	43,6	29	1,25	1 900	FY 55 TR
60	52	17	65,1	161,9	143	175	18	16	39,7	73,7	52,7	36	1,53	3 400	FY 60 TF
	48	20	65,1	161,9	143	175	19	16	39,7	68,7	52,7	36	1,53	3 400	FYJ 60 TF
	52	17	65,1	161,9	143	175	18	16	39,7	73,7	52,7	36	1,53	1 800	FY 60 TR

Figura 33 – Catálogo do rolamento com flange oval

Flanged Y-bearing units with a cast housing with an oval flange and grub screws,
metric shafts
d 12 – 50 mm

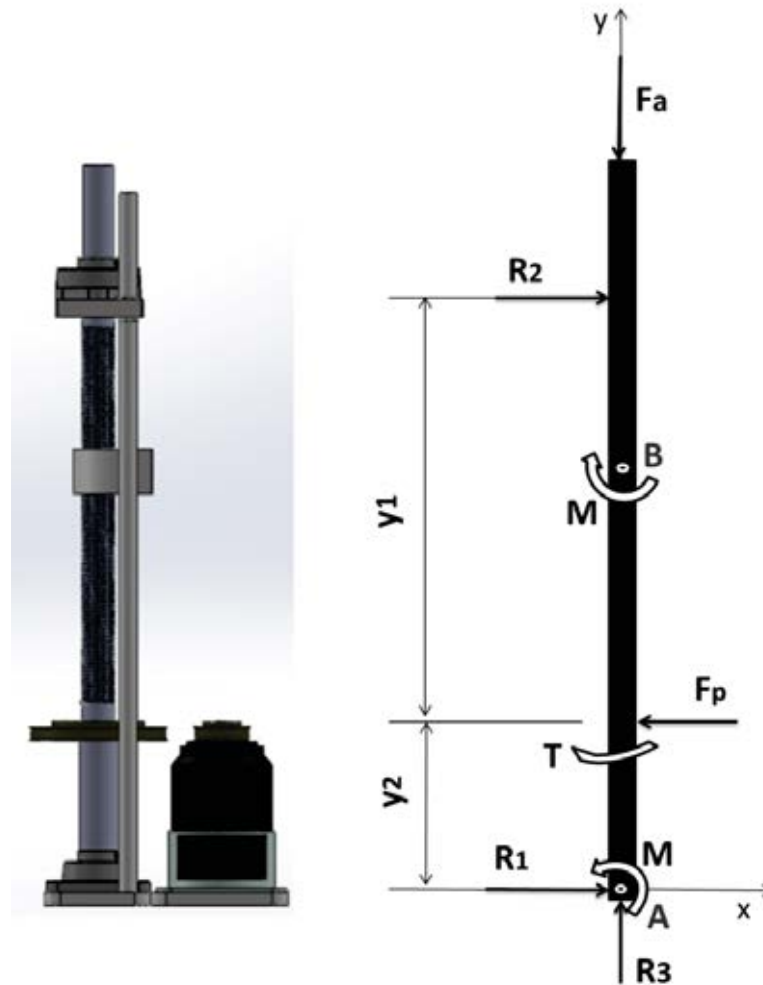


Dimensions												Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed with shaft tolerance h6	Designation
d	A ₁	A ₂	B	D _s	H	J	L	N	G	s ₁	T	dynamic C	static C ₀	P _u	r/min	Bearing unit
mm												kN		kN		—
12	26	11	27,4	50,8	98,5	76,5	57	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FYTB 12 TF
15	26	11	27,4	50,8	98,5	76,5	57	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FYTB 15 TF
17	26	11	27,4	50,8	98,5	76,5	57	11,5	10	15,9	32,9	9,56	4,75	0,2	9 500	FYTB 17 TF
20	29,5	11	31	50,8	112	90	60,5	11,5	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	8 500	FYTB 20 TF
	25,5	12	31	50,8	112	90	60	12	10	18,3	33,3	12,7	6,55	0,28	8 500	FYTJ 20 TF
	29,5	11	31	50,8	112	90	60,5	11,5	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	5 000	FYTB 20 TR
25	30	12	34,1	63,5	124	99	70	11,5	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	7 000	FYTB 25 TF
	27	14	34,1	63,5	130	99	68	16	14	19,8	35,8	14	7,8	0,335	7 000	FYTJ 25 TF
	30	12	34,1	63,5	124	99	70	11,5	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	4 300	FYTB 25 TR
30	32,5	13	38,1	76,2	141,5	116,5	83	11,5	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	6 300	FYTB 30 TF
	30,5	13,5	38,1	76,2	148	117	80	16	14	22,2	40,2	19,5	11,2	0,475	6 300	FYTJ 30 TF
	32,5	13	38,1	76,2	141,5	116,5	83	11,5	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	3 800	FYTB 30 TR
35	34,5	13	42,9	88,9	156	130	96	14	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	5 300	FYTB 35 TF
	34	16	42,9	88,9	161	130	96	16	14	25,4	44,4	25,5	15,3	0,655	5 300	FYTJ 35 TF
	34,5	13	42,9	88,9	156	130	96	14	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	3 200	FYTB 35 TR
40	38,5	14	49,2	88,9	171,5	143,5	102	14	12	30,2	54,2	30,7	19	0,8	4 800	FYTB 40 TF
	36	16	49,2	88,9	175	144	100	16	14	30,2	51,2	30,7	19	0,8	4 800	FYTJ 40 TF
	38,5	14	49,2	88,9	171,5	143,5	102	14	12	30,2	54,2	30,7	19	0,8	2 800	FYTB 40 TR
45	39	14	49,2	98,4	178,5	148,5	111	16	14	30,2	54,2	33,2	21,6	0,915	4 300	FYTB 45 TF
	38	18	49,2	98,4	188	148	108	19	16	30,2	52,2	33,2	21,6	0,915	4 300	FYTJ 45 TF
	39	14	49,2	98,4	178,5	148,5	111	16	14	30,2	54,2	33,2	21,6	0,915	2 400	FYTB 45 TR
50	43	15	51,6	101,6	189	157	116	18	16	32,6	60,6	35,1	23,2	0,98	4 000	FYTB 50 TF
	40	18	51,6	101,6	195	157	115	19	16	32,6	54,6	35,1	23,2	0,98	4 000	FYTJ 50 TF
	43	15	51,6	101,6	189	157	116	18	16	32,6	60,6	35,1	23,2	0,98	2 200	FYTB 50 TR

APÊNDICE A – Cálculos dos esforços no fuso

A Figura 34 apresenta os esforços atuantes do eixo roscado considerando que a cama está acoplada ao flange roscado na altura do ponto B.

Figura 34 – Diagrama de corpo livre do fuso



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

As variáveis apresentadas na Figura 34 são:

- F_a é a força axial suportada pelo fuso;
- R_1 e R_2 são as reações radiais nos rolamentos inferior e superior;
- R_3 é a reação axial no rolamento inferior;
- F_p é a força realizada pela polia movida sobre o eixo;
- M é o momento gerado no eixo devido ao peso do paciente sobre a cama;
- T é o torque máximo que atua no eixo devido ao sistema de transmissão (igual a o torque necessário para levantar a carga);

- y_1 é a distância entre o rolamento superior e a polia movida;
- y_2 é a distância entre o rolamento inferior e a polia movida.

A cama é especificada para um usuário de 140 kg, portanto o peso máximo, P , em N, que ela pode suportar é:

$$P_{sistema} = m_{usuário} \cdot g \quad (52)$$

Com a adaptação, a cama estará sendo sustentada pelos dois fusos centrais e pelos eixos guias. Deste modo a cama terá seis pontos de sustentação, portanto considerando a carga máxima estabelecida, a força axial F suportada pelo fuso é obtida por:

$$F_a = \frac{P_{sistema}}{2} \quad (53)$$

Embora as reações nos apoios de sustentação da cama variem conforme a posição do usuário, para o presente cálculo, considera-se que o paciente está no centro da cama.

O momento M é obtido pela multiplicação do peso, P , do paciente pela distância do mesmo até a extremidade da cama com o fuso. Para os cálculos, foi considerado que o peso do paciente se concentra na metade do comprimento da cama.

$$M = P_{sistema} \cdot \frac{l_{cama}}{2} \quad (54)$$

A força realizada pela polia movida F_p é obtida pela divisão do torque necessário para levantar a carga T_L pelo raio da polia.

$$F_p = \frac{T_L}{\frac{D_2}{2}} \quad (55)$$

Da somatória de forças nas direções horizontal e vertical, obtêm-se as reações R_1 , R_2 e R_3 .

$$R_1 = \frac{F_p \cdot y_1}{y_1 + y_2} \quad (56)$$

$$R_2 = F_p - R_1 \quad (57)$$

$$R_3 = F_a \quad (57)$$

A Tabela 27 apresenta os resultados obtidos para os esforços atuantes no fuso.

Tabela 27 – Parâmetros dos rolamentos

Parâmetros		Resultados
y_1	Distância entre o rolamento superior e a polia movida [m]	0,531
y_2	Distância entre o rolamento inferior e a polia movida [m]	0,143
$P_{sistema}$	Peso do usuário mais a estrutura da cama [N]	1373,40
F_a	Força axial suportada pelo fuso [N]	686,70
M	Momento fletor que atua no fuso [N.m]	1373,40
F_p	Força da polia [N]	46,98
R_1	Reação radial no rolamento inferior [N]	46,98
R_2	Reação radial no rolamento superior [N]	12,49
R_3	Reação axial no rolamento inferior [N]	686,70

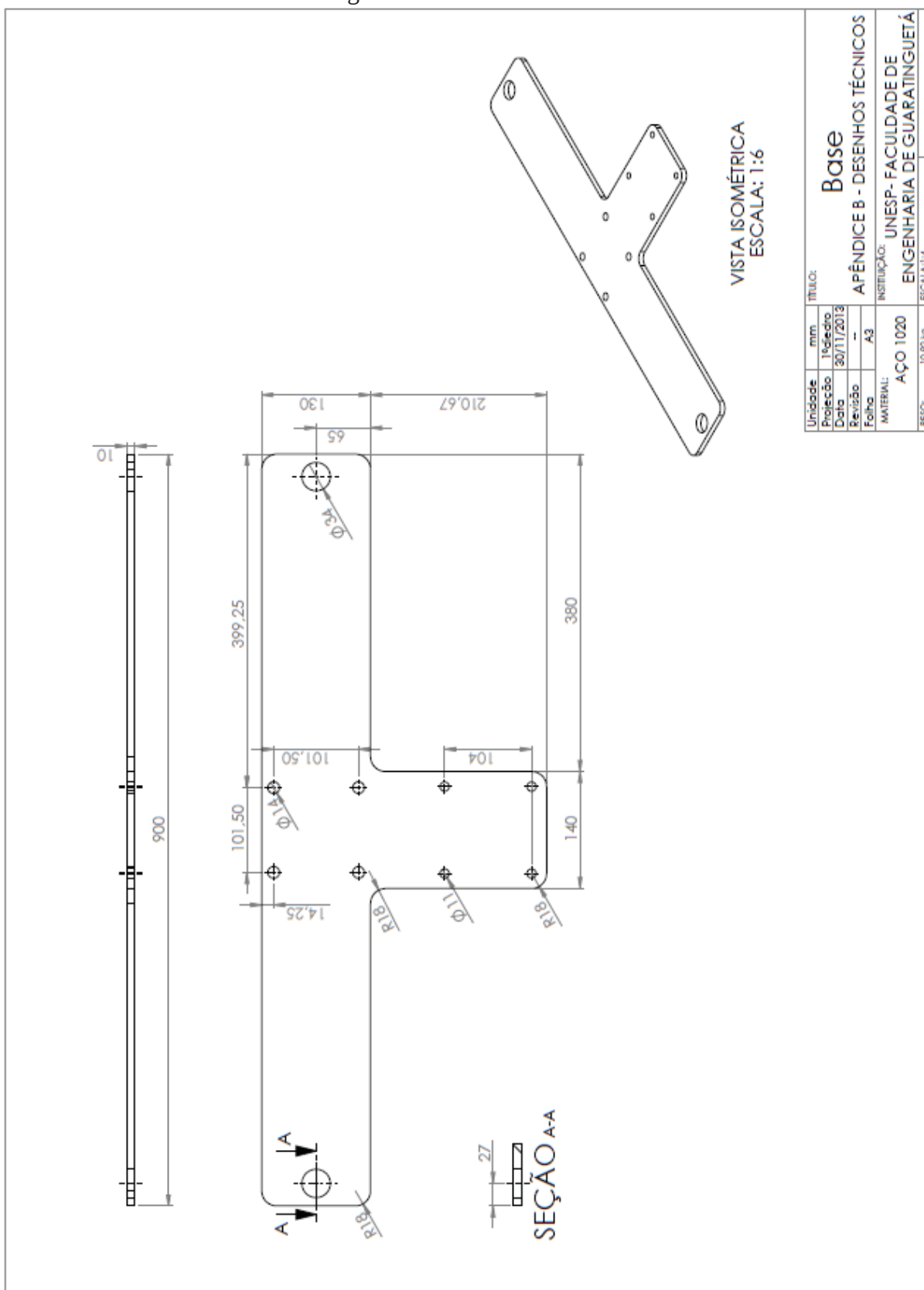
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

APÊNDICE B – Desenhos técnicos

Lista de desenhos:

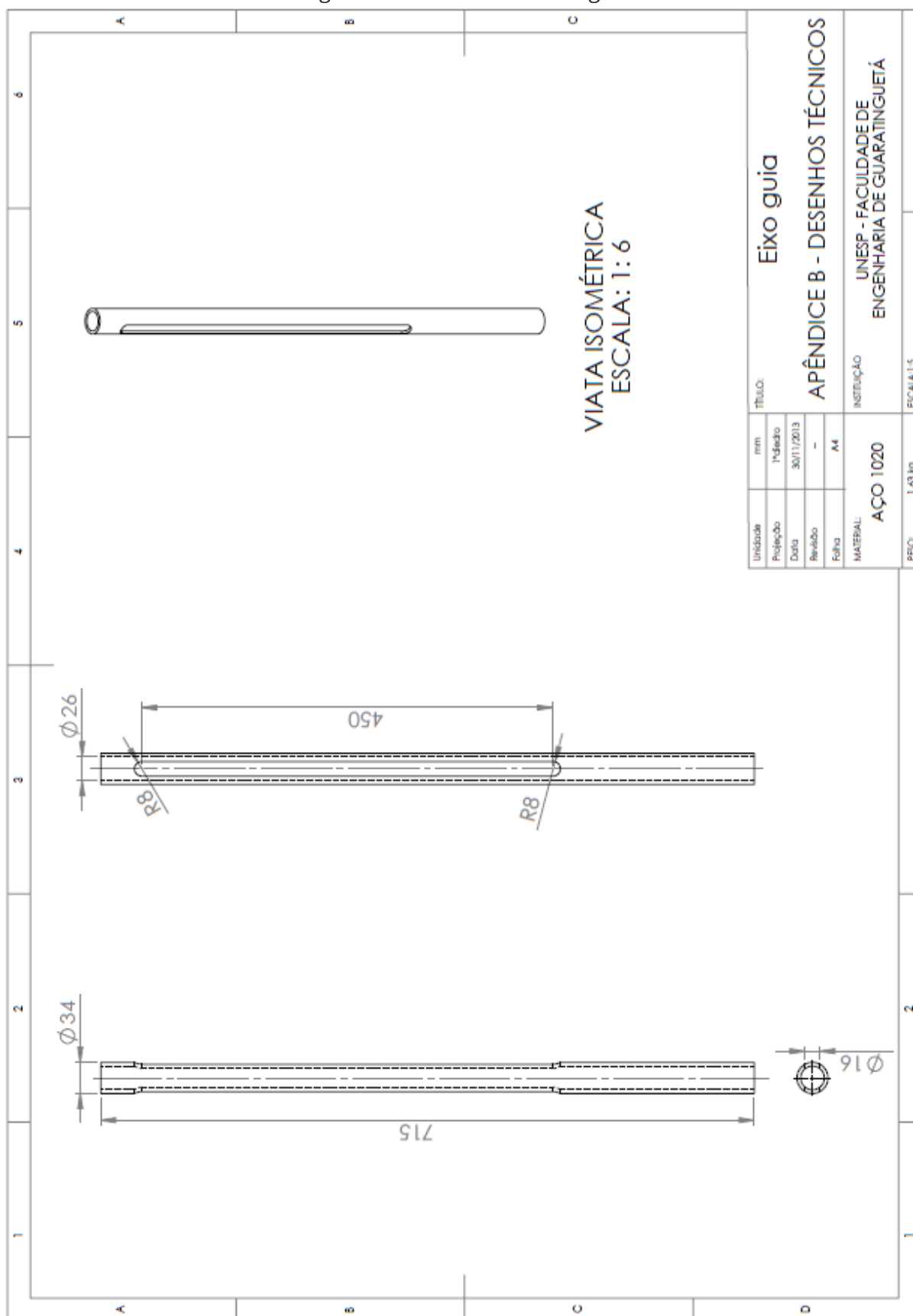
- Base
- Eixo guia
- Flange roscado
- Fuso
- Proteção externa 1
- Proteção externa 2
- Proteção interna
- Suporte do motor
- Travessão
- Montagem

Figura 35 – Desenho da base



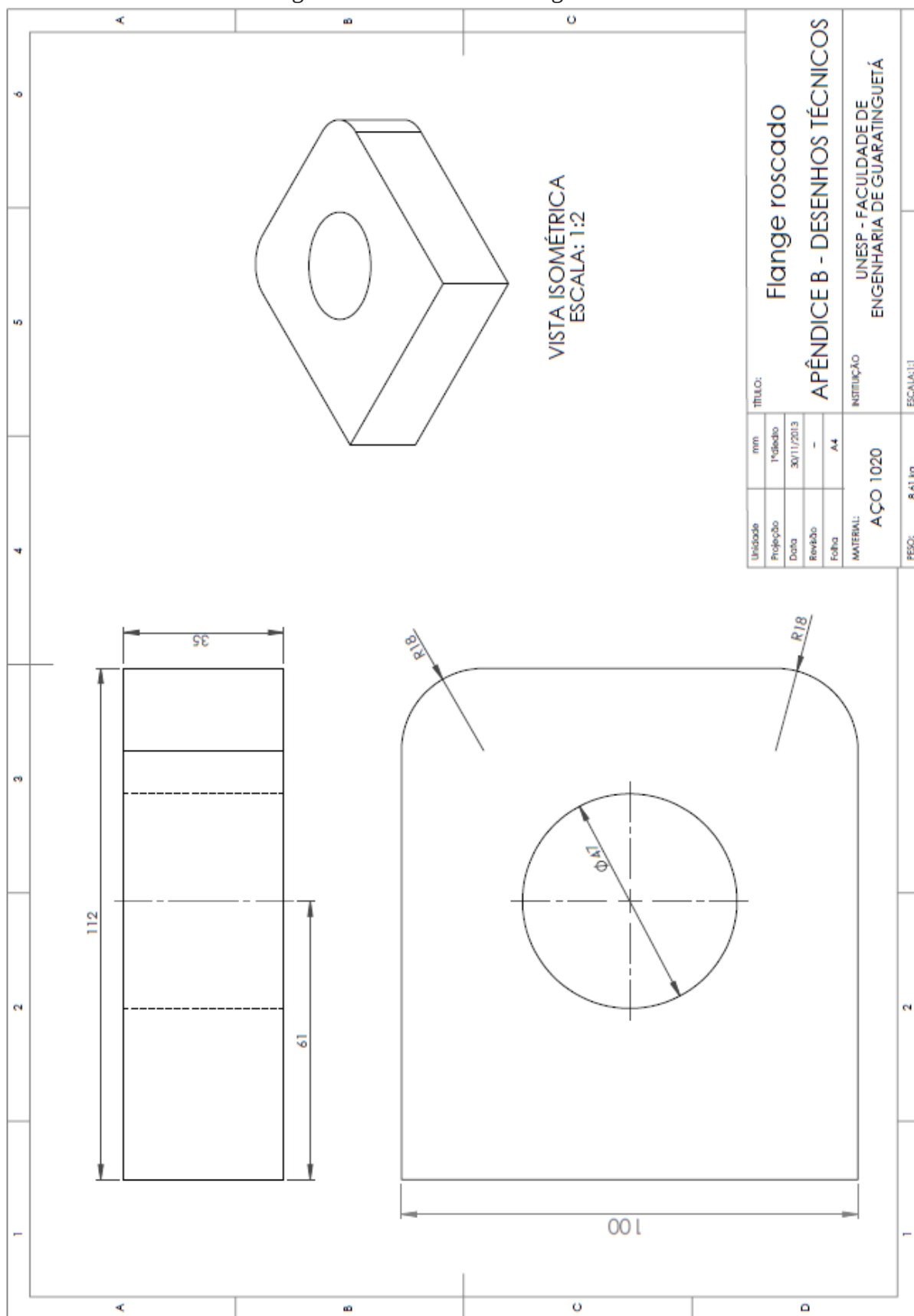
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 36 – Desenho do eixo guia



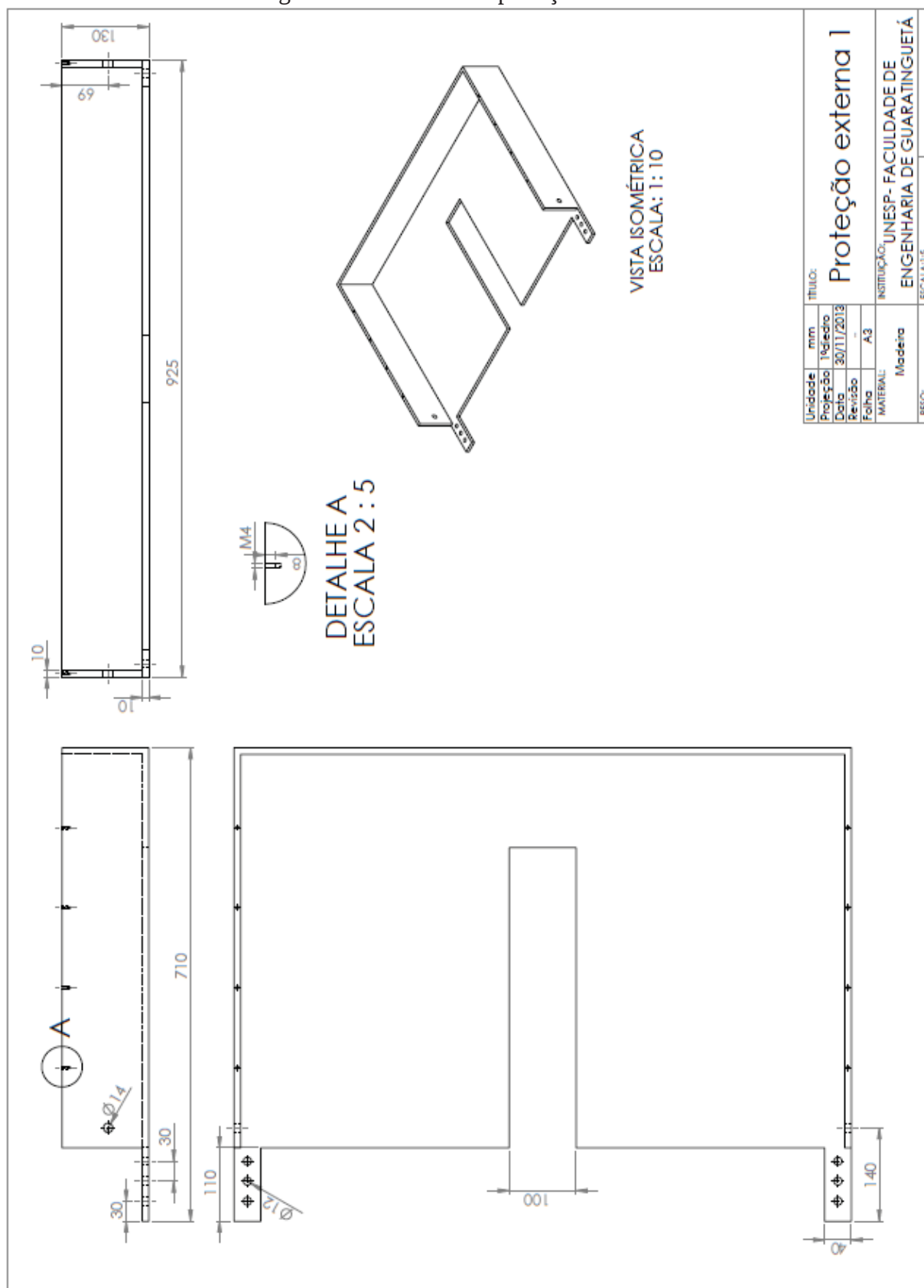
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 37 – Desenho do flange roscado



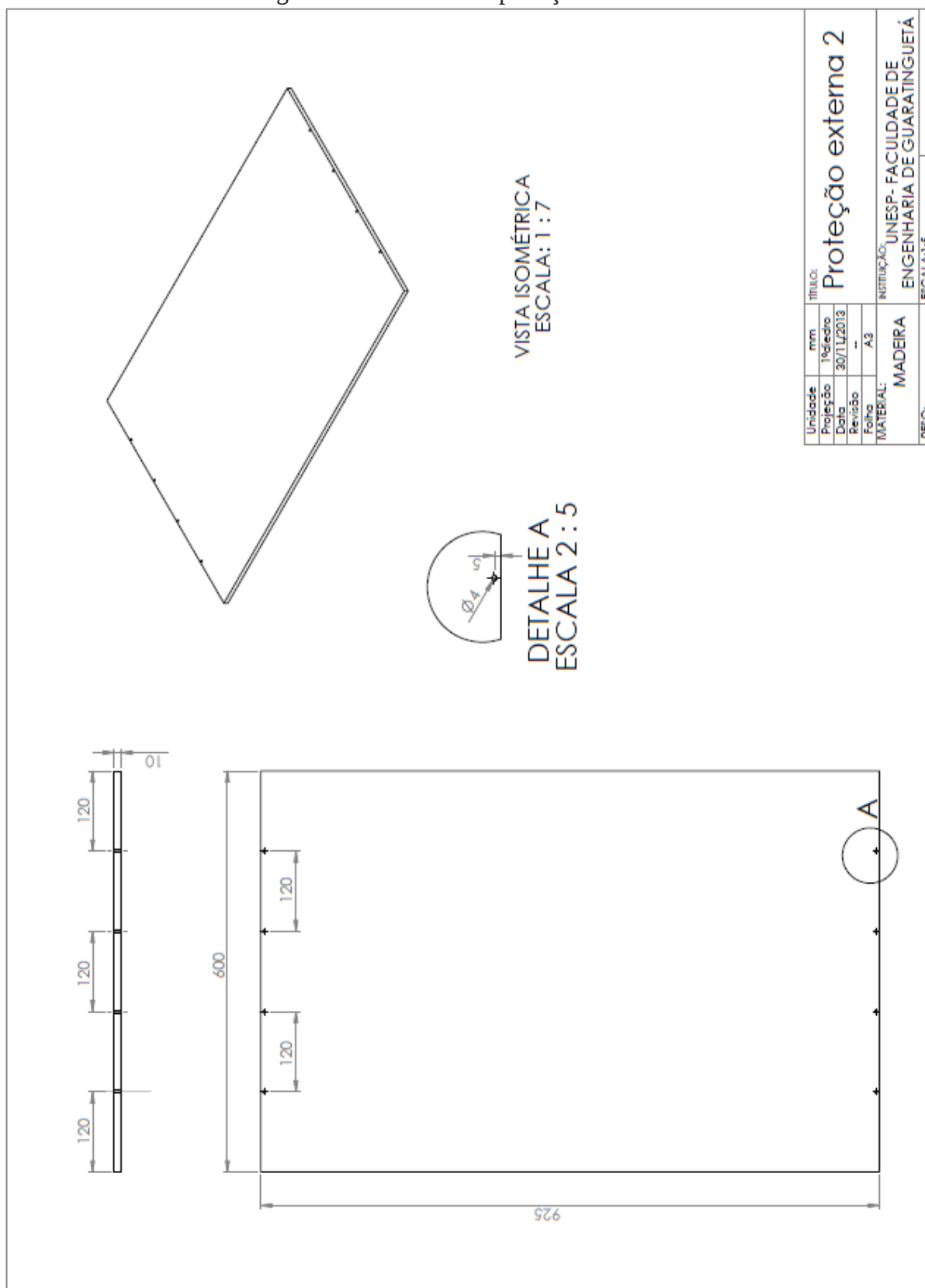
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 39 – Desenho da proteção externa 1



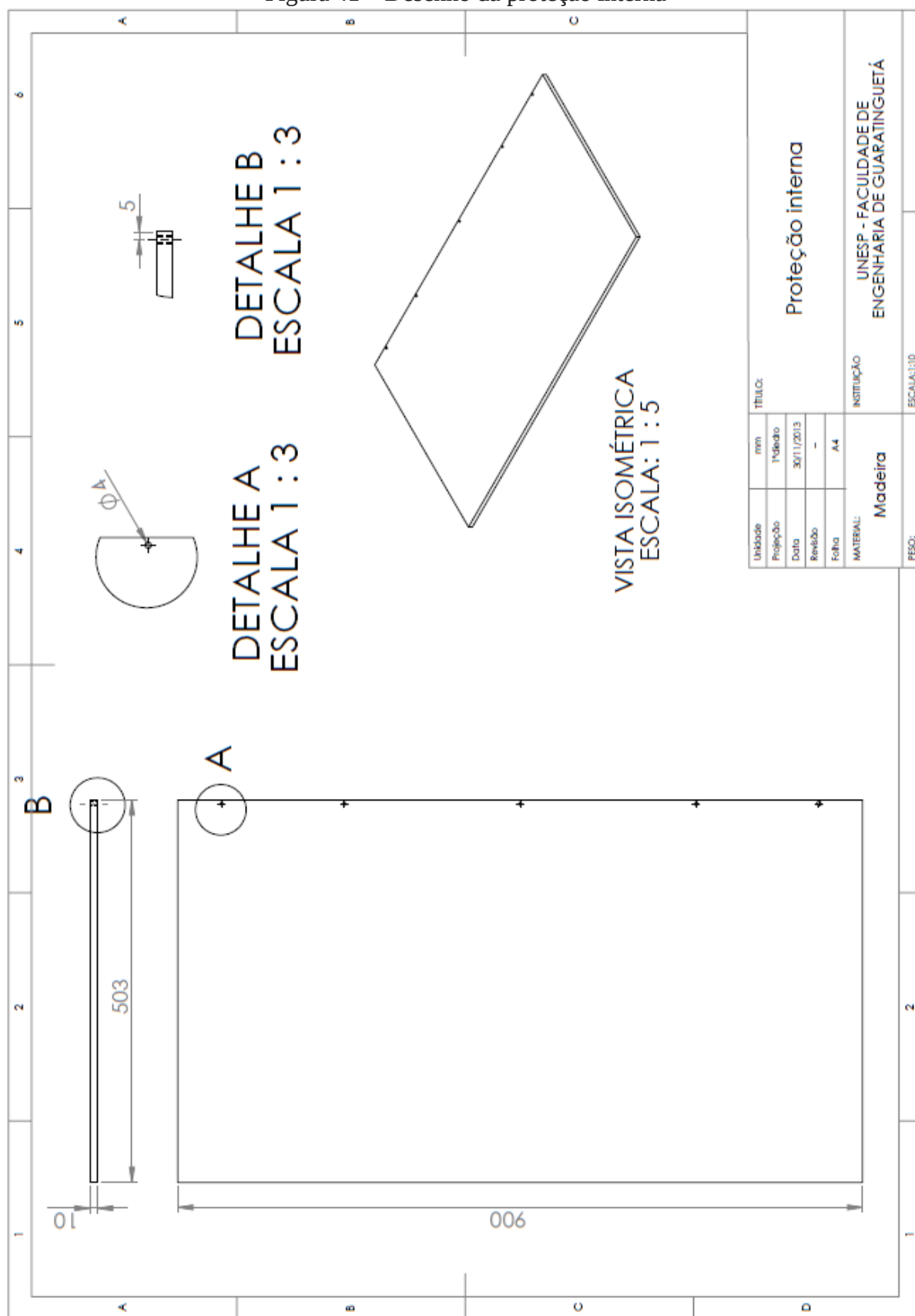
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 40 – Desenho da proteção externa 2



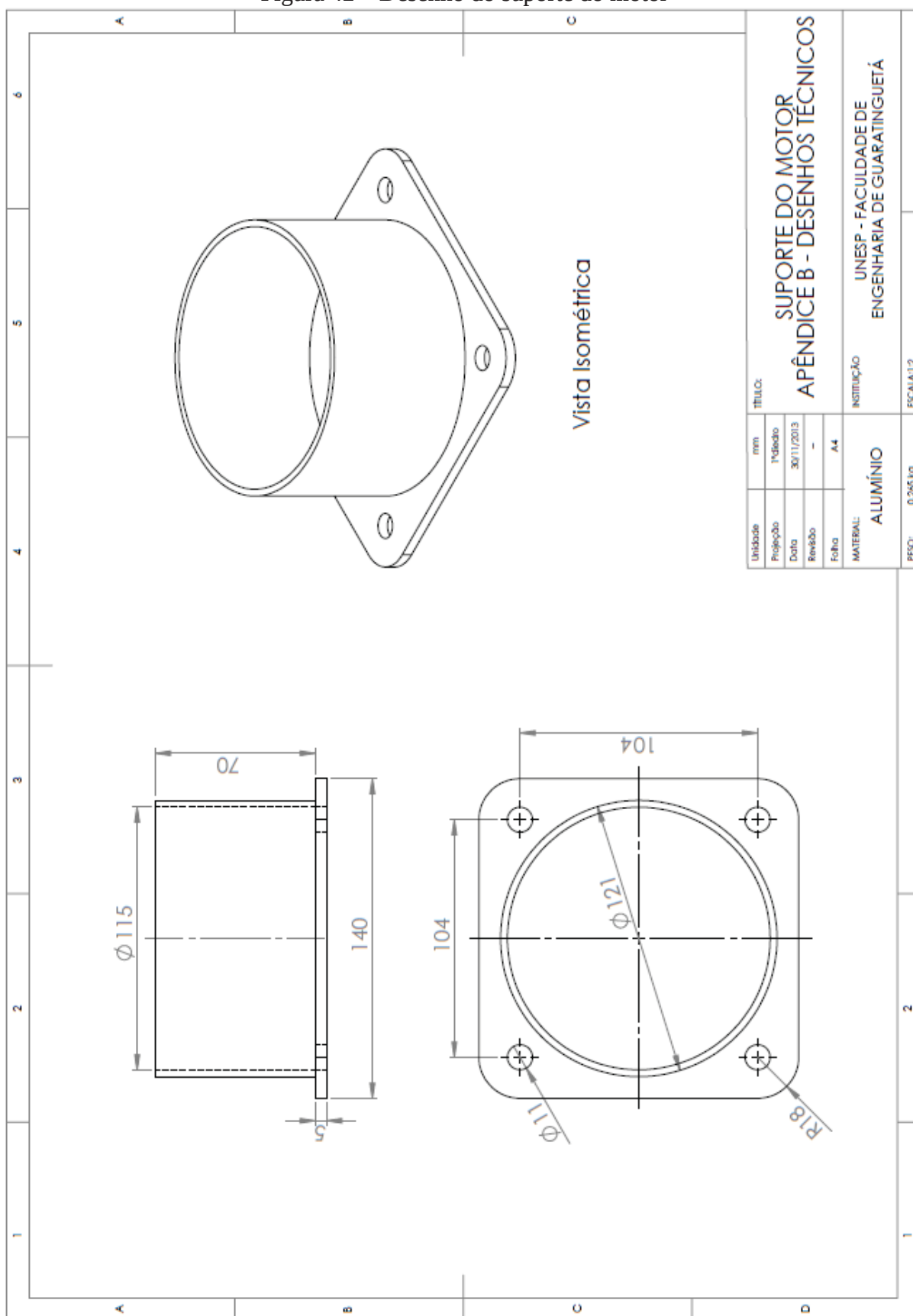
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 41 – Desenho da proteção interna



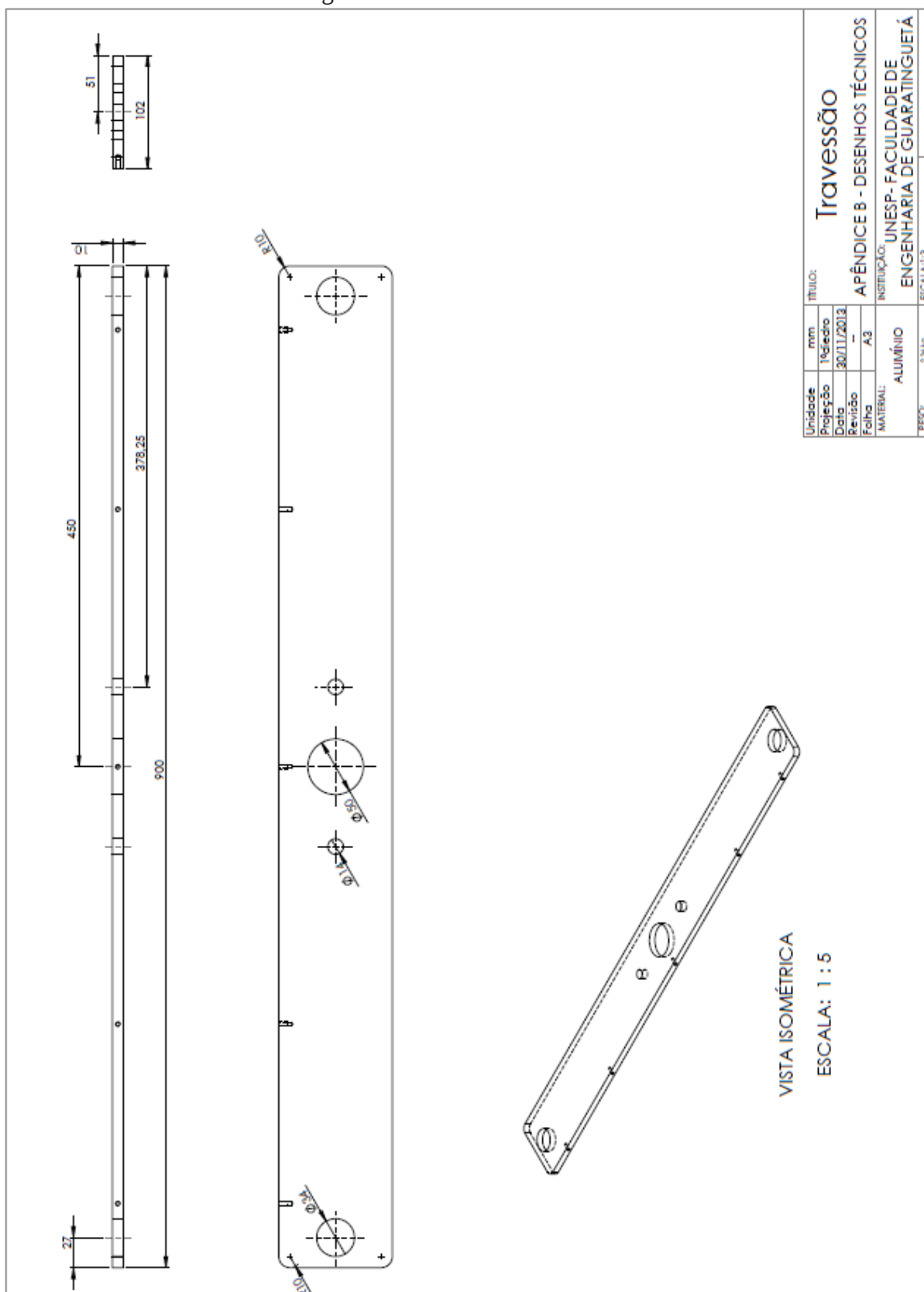
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 42 – Desenho do suporte do motor



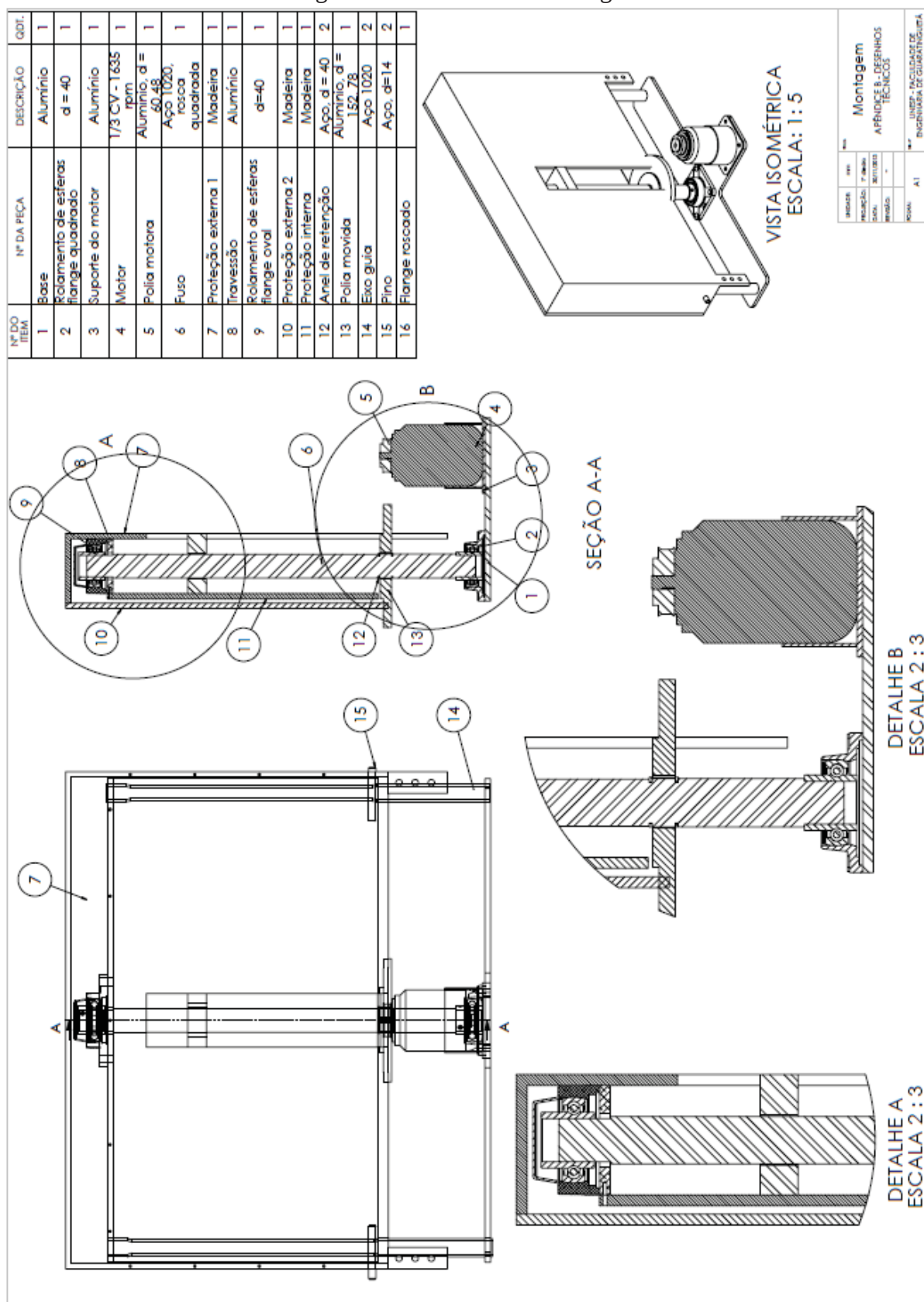
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 43 – Desenho do travessão



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Figura 44 – Desenho da montagem



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

APÊNDICE C – Memorial de cálculo

- Cálculo do diâmetro do fuso**

Tabela 28 – Valores utilizados no cálculo do diâmetro do fuso

GRANDEZAS		VALOR
M	Momento fletor que atua no fuso [N.m]	1373,40
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36
n	Fator de segurança para cálculo do diâmetro do eixo	1,2
σ_e	Tensão de escoamento [MPa]	350,0

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 29 – Resultados do cálculo do diâmetro do fuso

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
d	Diâmetro mínimo do eixo – teoria de von Mises [mm]	45,8	(5)
d	Diâmetro mínimo do eixo – teoria do cisalhamento máximo [mm]	36,3	(6)
d	Diâmetro mínimo do eixo adotado [mm]	42,0	-

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- Cálculo do torque e dimensionamento do comprimento roscado**

Tabela 30 – Valores utilizados no cálculo do torque e na análise estrutural do fuso

GRANDEZAS		VALOR
l	Avanço [mm]	4,00
d_m	Diâmetro médio do fuso [mm]	42,00
F_a	Força axial suportada pelo fuso [N]	686,70
f	Coeficiente de atrito para pares enroscados	0,17
f_c	Coeficiente de atrito no colar	0,17
d_c	Diâmetro médio do colar axial [mm]	42,00
n_i	Número de roscas engajadas	1
d_r	Diâmetro interno da rosca [mm]	40,00

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 31 – Resultados do dimensionamento e análise estrutural do fuso

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36	(7)
T_a	Torque para baixar a carga [N.m]	4,46	(8)
λ	Ângulo de avanço [°]	1,74	(9)
τ	Tensão de cisalhamento atuante no corpo do parafuso [MPa]	0,43	(11)
σ	Tensão normal axial sobre o corpo do parafuso [MPa]	0,55	(12)
σ_R	Tensão axial de apoio na rosca [MPa]	-0,99	(13)
σ_F	Tensão de flexão na raiz da rosca [MPa]	3,11	(14)
τ_r	Tensão de cisalhamento máxima no centro da raiz da rosca [MPa]	1,56	(15)
σ_x	Tensão normal no filete da rosca na direção x [MPa]	3,11	(16)
σ_y	Tensão normal no filete da rosca na direção y [MPa]	0,00	(17)
σ_z	Tensão normal no filete da rosca na direção z [MPa]	-0,55	(18)
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano xy [MPa]	0,00	(19)
τ_{yz}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano yz [MPa]	0,43	(20)
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento no filete da rosca no plano zx [MPa]	0,00	(21)
σ'	Tensão de von Mises [MPa]	3,50	(22)
σ_1	Tensão principal 1 [MPa]	3,11	(25)
σ_2	Tensão principal 2 [MPa]	0,23	(25)
σ_3	Tensão principal 3 [MPa]	-0,78	(25)

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- **Cálculo dos parâmetros de transmissão**

Tabela 32 – Valores utilizados no cálculo dos parâmetros de transmissão

GRANDEZAS		VALOR
P_m	Potência do motor [kW]	0,245
n_1	Rotação do motor [rpm]	1630
η_c	Rendimento de transmissão da correia	0,98
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36
p	Passo [mm]	4
y	Curso máximo da cama [mm]	400

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 33 – Resultados dos parâmetros de transmissão

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
T_1	Torque no eixo do motor [N.m]	1,42	(30)
n_2	Rotação do fuso [rpm]	429	(31)
i	Relação de transmissão	3,8	(32)
V_{axial}	Velocidade de deslocamento axial da cama [mm/s]	28,60	(33)
t_{subida}	Tempo de subida [s]	14	(34)

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- **Seleção da correia**

Tabela 34 – Valores utilizados na seleção da correia

GRANDEZAS		VALOR
D_1	Diâmetro da polia motora [mm]	60,48
D_2	Diâmetro da polia movida [mm]	228,00
P_m	Potência do motor [HP]	0,33
L_r	Comprimento real da correia [mm]	895,00
FS	Fator de serviço	1
F_θ	Fator de correção do ângulo de contato	0,86
P_c	Potência por correia [HP]	0,47

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 35 – Resultados da especificação da correia

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
C	Distância mínima entre centros [mm]	203,99	(35)
θ	Ângulo de contato da correia com a polia [°]	130,6	(36)
$L_{correia}$	Comprimento nominal da correia [mm]	894,69	(37)
C_r	Distância real entre centros [mm]	205,67	(38)
Q	Número de correias necessárias	0,81	(39)
-	Número de correias adotadas	1	-

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- **Dimensionamento da chaveta**

Tabela 36 – Valores utilizados no dimensionamento das chavetas

GRANDEZAS		VALOR
b	Largura da chaveta [mm]	4,0
h	Altura da chaveta [mm]	4,0
t	Altura alojada no eixo [mm]	2,5
CS_{ch}	Coefficiente de segurança da chaveta	2,5
d_r	Diâmetro interno da rosca [mm]	40,0
-	Diâmetro do eixo do motor [mm]	11,0
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36
T_1	Torque no eixo do motor [N.m]	1,42
σ_e	Tensão de escoamento [MPa]	310,0
τ_e	Tensão de escoamento ao cisalhamento [MPa]	179,0

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 37 – Resultados do cálculo da chaveta do eixo do motor

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
L_e	Comprimento mínimo da chaveta devido ao esmagamento [mm]	1,39	(45)
L_s	Comprimento mínimo da chaveta devido ao cisalhamento [mm]	0,90	(47)
-	Comprimento adotado [mm]	10	-

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 38 – Resultados do cálculo da chaveta do fuso

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
L_e	Comprimento mínimo da chaveta devido ao esmagamento [mm]	1,44	(45)
L_s	Comprimento mínimo da chaveta devido ao cisalhamento [mm]	0,94	(47)
-	Comprimento adotado [mm]	10	-

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- Seleção dos rolamentos

Tabela 39 – Valores utilizados na seleção dos rolamentos

GRANDEZAS		VALOR
e	Relação e do rolamento	0,34
X	Fator de carga radial	0,46
Y	Fator de carga axial	1,62
F_r	Carga radial real [N]	34,5
F_a	Carga axial real [N]	686,7
C_c	Capacidade de carga básica dinâmica [N]	30.700,0
p_e	Expoente da fórmula da vida	3
n_2	Rotação do fuso [rpm]	429

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 40 – Resultados dos cálculos para seleção dos rolamentos

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
P	Carga dinâmica equivalente hipotética [N]	1.129,0	(48)
P_o	Carga estática equivalente hipotética [N]	364,0	(49)
L_{10}	Vida nominal [milhões de revoluções]	20.103,1	(50)
L_{10h}	Vida nominal em horas de operação [h]	781.035,7	(51)

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

- **Cálculos dos esforços no fuso**

Tabela 41 – Valores utilizados no cálculo dos esforços no fuso

GRANDEZAS		VALOR
l_{eixo}	Comprimento do eixo [m]	0,723
y_1	Distância entre o rolamento superior e a polia movida [m]	0,531
y_2	Distância entre o rolamento inferior e a polia movida [m]	0,143
$m_{usuário}$	Massa do usuário [kg]	140
l_{cama}	Comprimento da cama [m]	2,000
T_L	Torque para levantar a carga [N.m]	5,36
D_2	Diâmetro da polia movida [m]	0,228

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Tabela 42 – Resultados dos esforços no fuso

GRANDEZAS		RESULTADO	EQUAÇÃO
$P_{sistema}$	Peso do usuário mais a estrutura da cama [N]	1373,40	(52)
F_a	Força axial suportada pelo fuso [N]	686,70	(53)
M	Momento fletor que atua no fuso [N.m]	1373,40	(54)
F_p	Força da polia [N]	46,98	(55)
R_1	Reação radial no rolamento inferior [N]	46,98	(56)
R_2	Reação radial no rolamento superior [N]	12,49	(57)
R_3	Reação axial no rolamento inferior [N]	686,70	(58)

Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2013)